Л. Ф. КОМЯГИН

560

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЕ ВОДОПРОВОДНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

Н·К·П·С · ГОСЖЕЛДОРИЗДАТ · 1933 · МОСКВА · ЛЕНИНГРАД · К-Ж·П·Б

НБ УДУНТ (ДИТ)

Доцент Л. Ф. КОМЯГИН

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЕ ВОДОПРОВОДНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

И 560

ОДОБРЕНО ЦУПКАДРОМ НКПС
В КАЧЕСТВЕ УЧЕБНОГО ПОСОБИЯ
ДЛЯ ВТУЗОВ Ж. Д. ТРАНСПОРТА

Библиотека
ИНСТИТУТ
Инженеров Транспорту

ГОСЖЕЛДОРИЗДАТ НКПС
1933
МОСКВА • ЛЕНИНГРАД

И 560

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 5
Введение 7

Существующее оборудование насосных станций на железных дорогах СССР и перспективы его развития во второй пятилетке.

Насосы

Отдел I. Общие понятия о насосах

§ 1. Основные понятия о действии насосов . 17
§ 2. Общая классификация насосов . 19

Отдел II. Поршневые насосы

§ 3. Классификация поршневых насосов 21
§ 4. Индикаторная мощность поршневых насосов 22
§ 5. Коэффициенты полезного действия и мощности насосов и насосных установок. 28
§ 6. Неравномерность подачи жидкости поршневыми насосами. 33
§ 7. Предельная высота всасывания поршневых насосов . . 36
§ 8. Воздушные всасывающие и напорные колпаки и котлы 43
§ 9. Работа поршневого насоса в зависимости от числа оборотов и величины напора 54
§ 10. Насосы простого действия . 55
§ 11. Насосы двойного действия . 65
§ 12. Насосы тройного действия 74
§ 13. Насосы четверного действия 72
§ 14. Потребление пара паровыми насосами системы Вортингтон 93

Отдел III. Центробежные насосы

§ 15. Общие понятия о работе центробежных насосов . 103
§ 16. Предельная высота всасывания центробежных насосов. 108
§ 17. Исследование работы центробежных насосов 110
§ 18. Классификация центробежных насосов 117

Конструкции центробежных насосов

§ 19. Горизонтальные центробежные насосы для ременной передачи от двигателя 120
§ 20. Горизонтальные центробежные насосы для непосредственной передачи от двигателя 126
§ 21. Вертикальные центробежные насосы 130
§ 22. Параллельная работа центробежных насосов 144
§ 23. Последовательная работа центробежных насосов. 147
§ 24. Сравнение центробежных насосов с поршневыми . 154

Отдел IV. Эрлифты, пульзометры, струйные и коловратные насосы. Гидравлические тараны и сифоны

Эрлифты

§ 25. Общие понятия о работе и устройстве эрлифтов 156
§ 26. Количество расходуемого воздуха и глубина погружения эрлифтов . 161
§ 27. Установка и испытание эрлифтов 165
§ 28. Сравнение эрлифтов с артезианскими насосами: поршневыми и центробежными . 173

Пульзометры

§ 29. Сущность работы и конструкции пульзометров. Расход пара 174

Струйные насосы

§ 30. Классификация струйных насосов. 176
§ 31. Паровые инжекторы . . . 177
§ 32. Паровые эжекторы (водогоны) 179
§ 33. Водоструйные эжекторы (водяные элеваторы)

НБ УДХТ (ДШТ)

Коловратные (зубчатые) насосы. Гидравлические тараны. Сифоны

§ 34. Устройство и действие коловратных насосов 183
§ 35. Устройство и действие гидравлических таранов и сифонов . 184

Компрессоры и вакуум-насосы

Отдел V. Воздушные компрессоры

§ 36. Общие понятия 195
§ 37. Классификация компрессоров. 201
§ 38. Одноступенчатые поршневые приводные компрессоры двойного действия . . 202
§ 39. Двухступенчатые поршневые приводные компрессоры простого и двойного действия 203
§ 40. Радиальные воздушные компрессоры . 206
§ 41. Ротационные воздушные компрессоры 207
§ 42. Передвижные воздушные компрессоры . 209
§ 43. Компрессорные установки . . 211
§ 44. Расчет воздухопроводной сети 217
§ 45. Определение коэффициентов полезного действия эрлифта и насосно-компрессорной установки . . 222
§ 46. Вакуум-насосы 228

Паровые котлы

Отдел VI. Паровые котлы и локомобили

§ 47. Общие понятия 233
§ 48. Коэффициенты полезного действия парового котла и котельной установки 236
§ 49. Топливо. Топливные эквиваленты . . 245

Конструкции паровых котлов

§ 50. Классификация паровых котлов 256

Группа цилиндрических котлов

§ 51. Жаротрубные котлы. 257

Группа горизонтально-водотрубных котлов

§ 52. Котел системы Шухова с продольным барабаном . 264
§ 53. Локомобили. Конструкции их и размеры . 265
§ 54. Подогреватели. Конструкции их и расчет 273
§ 55. Экономический выбор топлива для насосно-паровых установок 277
§ 56. Обслуживание котельных установок 283
§ 57. Инструкция для кочегаров. Выдержки из „Правил устройства, установки, содержания и освидетельствования паровых котлов" НКТ СССР. . . . 286

Двигатели

Отдел VII. Двигатели внутреннего сгорания

§ 58. Общие понятия о работе двигателей внутреннего сгорания 295
§ 59. Определение мощности двигателей внутреннего сгорания 301
§ 60. Классификация двигателей внутреннего сгорания 303
§ 61. Нефтяные двигатели низкого сжатия 304
§ 62. Нефтяные двигатели высокого сжатия . . . 308
§ 63. Общие схемы установок нефтяных двигателей 315
§ 64. Расход горючего, смазочного и обтирочного материалов 317
§ 65. Подача горючего. Смазка 322
§ 66. Удаление отработанных газов и охлаждение двигателей . 327
§ 67. Газогенераторные установки . 334

Отдел VIII. Электродвигатели

§ 68. Общие понятия. Классификация электродвигателей 338
§ 69. Конструкции электродвигателей 345
§ 70. Установка электродвигателей . 358

Отдел IX. Механическая передача энергии

§ 71. Общие понятия о механической передаче энергии от двигателя к насосу или компрессору. 360
§ 72. Схемы ременных передач 361
§ 73. Расчет ременных передач . 364
§ 74. Установка ременных передач 374
Приложение 378

НБ УДУТ (ДИТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ.

Настоящий труд является попыткой систематизировать железнодорожные водопроводные насосные станции и дать некоторые практические указания в вопросах, имеющих особо важное значение в деле их проектирования, постройки и эксплоатации. Имея в виду, что расчеты и конструирование отдельных частей двигателей и насосов входят в задачу специальных дисциплин, описание их в книге опущено. Наоборот, на выявление особенностей устройства и работы механического оборудования в отношении рационального выбора его типа и мощности, определения экономичности, расхода топлива, правильности установки и контроля работы, использования отходящего тепла, механической передачи энергии, постройки зданий с учетом местных условий и пр., — обращено особое внимание, в силу того, что с этой областью дела приходится сталкиваться больше всего в повседневной практике и, в особенности, при реконструкции и рационализации водоснабжений, проводящихся в настоящее время на нашем транспорте.

Труд преследует не только учебные, но и практические цели. Поэтому, наряду с кратким описанием сущности устройства и действия отдельных машин, выводов основных формул, рассмотрения главнейших родов топлива, установления терминологии и т. п., приведены конструкции и размеры механического оборудования из числа новейших стандартных изделий промышленности СССР и даны их главнейшие характеристики.

С той же целью указаны практические коэффициенты полезного действия насосов, двигателей и паровых котлов, реальные расходы топлива, степень пригодности отдельных видов оборудования в условиях работы железнодорожного транспорта и ряд других опытных данных, собранных автором за время его работы на Северо-Западных и Октябрьских железных дорогах и в экспедиции НКПС по водоснабжению железных дорог Урала, Сибири и Дальнего Востока. Вместе с тем уделено должное внимание и новейшей иностранной технике в области постройки, оборудования и эксплоатации насосных станций. Для лучшего уяснения материала, приведенного в книге, в каждом отделе рассмотрены решения ряда примеров, взятых преимущественно из жизни железных дорог Союза. Кроме того, в книге собраны материалы, рисующие перспективы будущего развития железнодорожных насосных станций и, по возможности, даны конкретные указания и примеры осуществления на практике новых мероприятий по реконструкции и рационализации; при этом водоснабжение рассматривалось как одно из звеньев транспортного хозяйства, а насосные станции — как одна из ответственных частей водоснабжения, тесно связанная с остальными его устройствами.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Издание всего труда разбито на 2 выпуска, с соответственным делением его на 2 части:

Часть I — рассматривающую механическое оборудование насосных станций по отдельным элементам, и

Часть II — рассматривающую компановку насосного оборудования внутри здания, устройство самих зданий, с учетом местных условий, и экономический выбор мощности и типа насосных станций.

В заключение считаю своим долгом принести глубокую благодарность Начальнику Отдела Пути Октябрьских железных дорог, инженеру Тагаанову К. С., за оказанное им содействие в постановке ряда опытов и обследований над существующими и вновь строящимися водоснабжениями на Октябрьской и б. Северо-Западных железных дорогах (объединившихся с Октябрьской ж. д.), а также инженерам: Коц Л. И., Дакиневичу Ю. Б. и Егорову Г. И., прочитавшим в рукописи настоящий труд и сделавшим к нему ряд ценных замечаний.

Л. Комягин

Ленинград, 15 января 1933 г.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ВВЕДЕНИЕ

Существующее оборудование насосных станций на железных дорогах СССР и перспективы его развития во второй пятилетке.

Железнодорожное водоснабжение представляет собой громадное и сложное хозяйство, оценивающееся в несколько сот миллионов рублей. Являясь одним из элементов, определяющих собой пропускную способность дорог, водоснабжение требует по отношению к себе усиленного внимания, тем более, что, помимо бесперебойного удовлетворения технических нужд, оно должно еще обслуживать противопожарные нужды дорог и санитарно-хозяйственные потребности населения, обслуживающего транспорт. Несмотря на то, что водоснабжение на железных дорогах составляет по своим эксплоатационным расходам лишь 4% от общедорожных расходов, а по размерам капиталовложений — 3% от общей стоимости всего транспортного имущества СССР, оно оказалось за последние годы в ряду узких мест, ставящих под угрозу возможность выполнения заданных перевозок по многим ответственным направлениям, как, например: Донбассу, Урало-Кузнецкому комбинату, Турксибу и др.

Главнейшими причинами отставания развития водоснабжения от требований, предъявляемых к нему со стороны транспорта, явились:

1) чрезвычайно возросшая за последние годы потребность в воде на железных дорогах, в связи с бурным ростом грузооборота и культурных потребностей обслуживающего дороги населения;

2) недостаток внимания, уделявшегося делу водоснабжения со стороны самих дорог и НКПС;

3) недовыполнение заказов по водопроводному оборудованию со стороны промышленности.

Рассмотрим каждую из отмеченных выше главнейших причин более подробно.

1. **Рост водопотребления** за 1927 — 1932 г.г. по данным НКПС определяется таблицей 1.

Сравнивая данные таблицы 1, видим, что в последний год первой пятилетки, по сравнению с первым годом, произошел рост:

а) грузооборота — с 112,9 млр. *т-км* до 168,3 млр. *т-км*, т. е. на 40%, превзойдя план на 20%;

б) перевозок пассажиров — с 365 млн. чел. до 890 млн. чел., т. е. на 145%, превзойдя план на 114%;

в) водопотребления — на 53%.

2. **Недостаточное внимание к делу водоснабжения** со стороны самих дорог и НКПС привело к обезличке и устарелому, а иногда и небрежному проектированию, постройке и эксплоатации водоснабжений [1], отсутствию опытных кадров, неумению использовать внутренние ресурсы и местные условия, малому участию общественности и научных организаций в разрешении ряда насущных вопросов. Так, например, ряд дорог, как Омская, Пермская, Самаро-Златоустовская и др., не имея сведений о возможности использования подземных вод или реальных, хорошо проработанных, проектов снабжения водой более рациональным способом, подвозили воду поездами-водянками на большие расстояния, доходившие иногда до 120 *км* (Куломзино — Исиль-Куль Омской ж. д., в Красноводск вода подвозилась из Баку на пароходах и т. д.).

---

[1] См. постановление IV Всесоюзного санитарно-технического съезда 1931 г. по докладам инж. Н. И. Венедиктова (НКПСтрой) — „Проектирование, постройка и исследовательская работа на строящихся жел. дор. и инж. А. А. Рожновского — „Научно-исследовательская работа по водоснабжению в ЦИС НКПС".

НБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 1

Рост грузооборота и водопотребления на железных дорогах СССР в первую пятилетку [1].

№№ по пор.	Наименование	1927/28 г.	Первая пятилетка			
			1928/29 г.	1929/30 г.	1931 г.	1932 г.
1	Грузооборот жел. дор., намечавшийся по плану 1-й пятилетки в млр. *т-км* .	—	92,3	108,7	122,9	139,8
2	Выполненный грузооборот в млр. *т-км*. .	93,3	112,9	133,9	161,9	168,3
3	Тоже—в млн. *т* .	156,2	187,6	238,7	257,7	320
4	Число пассажиров, намечаемых к перевозке по плану, в млн. человек . .	—	302,3	337,5	380,8	416,7
5	Число пассажиров, фактически перевезенных (платных), в млн. человек .	—	365	557	721,5	890
6	Водопотребление в млн. *куб. м*. .	154,2	178,5	208,6	287 [2]	274
7	Увеличение водопотребления по сравнению с 1928/29 г. в процентах .	—	0	17	29	53
8	Число пунктов основных водоснабжений в штуках .	1703	1631	1651	1690	1709
9	Количество воды, приходящееся в среднем в год на одно основное водоснабжение, в тыс. *куб. м* .	91	109	126	135	160
10	Тоже—в сутки в *куб. м* .	250	300	345	370	440

Между тем, результаты буровых работ 1931 года показали, что иногда даже там, где долгое время считали невозможным получить подземные воды, более подробные изыскания открыли мощные источники этих вод (ст. Челкар Сам.-Златоуст. ж. д., Миллерово Юго-Восточных ж. д. и др.). Кроме того, обследования ряда дорог, произведенные НКПС в период 1931—32 г.г., подтвердили наличие больших возможностей использования внутренних ресурсов в деле водоснабжения, позволившее в дальнейшем сократить потребность в оборудовании на 1932 год по некоторым из этих дорог до 30% [3].

Само дело водоснабжения до конца 1931 г. было раздроблено и находилось на жел. дорогах в руках нескольких отделов (отдела тяги, пути и строительного отдела). Ни НКПС, ни дороги не имели четких установок, определяющих характер и размеры ж.-д. водоснабжений, как-то: тип паровоза, емкость тендера, размеры грузооборота, рациональные схемы распределения поездных водоснабжений на каждой дороге и т. д.

Вполне понятно, что при таких условиях дело водоснабжения на жел. дорогах не могло стоять на той высоте, какой от него требовал быстро развивающийся транспорт.

На это обстоятельство указывает и начальник отдела водоснабжения НКПС'а (ЦТЫ), инж. П. А. Михельсон, отмечая следующее: [3]

„Мы должны со всей большевистской прямотой сознаться, что в первой пятилетке вопросам водоснабжения не уделялось должного внимания ни со стороны НКПС, ни со стороны дирекций дорог, и это привело не только к запущенности данной отрасли транспортного хозяйства, но и к тому, что промышленность не смогла предвидеть потребности транспорта и развить в надлежащих размерах производство труб и оборудования. Лишь только после исторического решения июньского пленума ЦК ВКП(б), поставившего перед НКПС и промышленностью задачу приступить к реконструкции водоснабжения, наметился некоторый сдвиг в работе.

---

[1] Н. Никитин.—„Железные дороги в первой пятилетке" „Известия ЦИК СССР" № 1 (4932) от 1 января 1933 года. А. А. Карабанов.—„Железнодорожный транспорт СССР за 15 лет", 1932 г., стр. 29 — 30. Инж. В. Д. Сибаров (НКПС).—„Состояние водоснабжения на ж.-д. транспорте и его соответствие перевозкам". Доклад на IV (XVI) Всесоюзном водопроводном и сан.-техн. съезде в ноябре 1931 г. в г. Свердловске. Инж. П. А. Михельсон.—„Пути реконструкции водоснабжения на дорогах сети". Журнал „Тяговое хозяйство", № 8 — 9, 1932 г.

[2] Включая сюда и особый квартал 1930 года, т. е. за 16 месяцев.

[3] Инж. П. А. Михельсон—„Водоснабжение не должно быть тормозом осенне-зимних перевозок". Журнал „Тяговое хозяйство" № 7—1932 г.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Но и в данном случае ни НКПС, ни промышленность не сумели овладеть необходимыми темпами и на ходу перестроить работу с тем, чтобы строительство 1932 г. было обеспечено необходимым количеством труб и оборудования".

А между тем:

„В системе тягового хозяйства водоснабжение занимает одно из первых мест, так как на сегодняшний день оно лимитирует пропускную способность многих участков".

3. **Недовыполнение заказов** по основному водопроводному оборудованию **со стороны промышленности** имело место в течение ряда последних лет, что видно из таблицы 2.[1]

ТАБЛИЦА 2

Количество труб и механического оборудования, потребное и отпущенное жел. дорогам госпромышленностью с 1927 по 1931 г.

№№ по пор.	Г д ы	Потребность ж.-д. транспорта	Согласовано с промышленностью	Фактически поставлено
	А. По водопроводным трубам в тоннах			
1	1927—28 .	Свед. нет	21 900	22 100
2	1928—29 .	33 700	18 800	18 100
3	1929—30 .	46 000	24 800	20 100
4	Особ. квартал 1930 .	26 100	6 650	5 000
5	1931 . .	104 900	Свед. нет	28 665
	Б. По механическому оборудованию в штуках			
	За три квартала 1931 г.			
6	а) Двигатели .	827	636	171
7	б) Паровые котлы .	550	235	127

Помимо недовыполнения заказов, промышленность недостаточно внимательно относилась к заказам ж.-д. транспорта; имели место случаи отказа от изготовления ряда типов насосов и фасонных частей, крайне необходимых для нужд водоснабжения (насосы системы Вортингтон-компаунд, вертикальные центробежные и поршневые шахтные и артезианские насосы, шарнирные муфты для труб и т. п.), нарушения трестами сроков поставки оборудования против обусловленных договорами, отсутствия в заводских прейс-курантах нужных данных об изготовляемых этими заводами изделиях (размеры, коэффициенты полезного действия, цены и т. д.) и пр.[2]

Неудовлетворительная постановка дела водоснабжения на самих жел. дорогах, с одной стороны, и недовыполнение заказов госпромышленностью, с другой, привели к тому, что отпускавшиеся правительством значительные денежные средства на реконструкцию ж.-д. водоснабжений фактически полностью дорогами не использовались, что и видно из таблицы 3.[1]

ТАБЛИЦА 3

Размер капиталовложений на жел.-дор. водоснабжение и его фактическое использование дорогами за период 1927—1931 гг.

№№ по пор.	Г д	Отпущено НКПСом в тыс. руб.	Фактически использов. в проц.	
			На устройства	На механическ. оборудов.
1	1927—28	6 138	100	67
2	1928—29 .	22 218	74	55
3	1929—30	31 655	66	31
4	1931 .	46 000	Свед. нет	Свед. нет

В настоящее время, в связи с огромным ростом перевозок и перспективами дальнейшего роста грузооборота в результате общего развертывания строительства в Союзе, явилась необходимость в коренной реконструкции и рационализации транспорта, так как „Транспорт — неотъемлемая часть социа-

---

[1] Инж. В. Д. Сибаров—Доклад на IV ВВСТ Съезде.

[2] Доклады на 3 (XV) Всесоюзном водопроводном и санитарно-техническом съезде в мае 1929 г. в Ростове н/Д, Прения и постановления по ним: инж. А. В. Якутович—„Современное положение водоснабжения на железнодорожном транспорте"; инж. Н. А. Дерюгин—„Затруднения в получении от госпромышленности механического оборудования водоподъемных зданий". Труды секции „Водоснабжение на транспорте", выпуск 3, 1930 г., стр. 134—141 и 102—106.

НБ УАДТ (ДИТ)

листической индустриализации страны—должен во всех своих звеньях развиваться в полном соответствии с общим развертыванием строительства".[1]

Решениями июньского пленума ЦК ВКП(б) 1931 г. Советский Союз поставил себе задачу коренной реконструкции ж.-д. транспорта в направлении:

„электрификации жел. дорог, введения мощного подвижного состава (паровозов, электровозов и тепловозов), 50—60-тонных вагонов, автосцепки, автотормозов, автоблокировки, реконструкции верхнего строения пути, переоборудования тяговых устройств, водоснабжения, связи, механизации погрузочно-разгрузочных работ и т. д.".

В частности, по водоснабжению, являющемуся одним из звеньев жел.-дор. транспорта, тем же июньским пленумом было вынесено следующее решение:

„Особое значение для бесперебойной работы ж.-д. транспорта имеет водоснабжение, являющееся в настоящее время, в результате крайнего невнимания со стороны ж.-д. организаций к этому вопросу, отсутствия достаточных технических средств и совершенно неудовлетворительной поставки труб и оборудования для водоснабжения, одним из наиболее неблагополучных участков ж.-д. хозяйства.

а) Признавая правильной концентрацию работы по водоснабжению в первую очередь на дорогах Донбасса, Урало-Кузнецкого комбината и Турксиба, пленум ЦК предлагает НКПС взять под особый контроль производство работ по водоснабжению, приняв все необходимые меры к окончанию их к осенне-зимним перевозкам.

б) Отмечая совершенно недостаточное производство труб, фасонных частей, насосов, котлов и др. элементов оборудования по водоснабжению, пленум ЦК предлагает ВСНХ обеспечить поставку транспорту чугунных и водопроводных труб в текущем году в размере 46,3 тыс. *m* и выполнение всех, предусмотренных планом, заказов на оборудование по водоснабжению".

Народный Комиссар Путей Сообщения А. А. Андреев в своем докладе „О работе и задачах железнодорожного транспорта", на пленуме ЦК ж.-д. 28 ноября 1932 г., указал на то, что:

„Четвертая область, которая сильно чувствовалась в работе дорог в 1931 году,—это водоснабжение. Те работы, которые проделаны в этом направлении дорогами, говорят, что уже в текущем году водоснабжение на сети не будет таким узким местом, как в прошлом"...

И дальше:

„Наша задача заключается в том, чтобы при составлении второго пятилетнего плана транспорт сделать таким, чтобы он предусматривал полную ликвидацию отставания его от других отраслей народного хозяйства, и не только отставания, а чтобы железные дороги могли работать со значительным резервом для обеспечения бесперебойности перевозок. Нам надо добиться, чтобы 1933 год был серьезным началом технической реконструкции ж. д. Нам надо немедленно готовить кадры к освоению новой техники и системы управления ж.-д. транспортом".

Выполняя приведенные выше указания партии и правительства о реконструкции транспорта, рассмотрим сначала состояние жел.-дор. водоснабжения в части механического оборудования насосных станций, имевшее место в конце первой пятилетки, а затем пути и конкретные мероприятия по технической реконструкци и рационализации этого оборудования, могущие обеспечить бесперебойность огромных перевозок, предстоящих во вторую пятилетку.

Количество пунктов основных, вспомогательных и хозяйственно-бытовых водоснабжений, имевшихся на жел. дорогах СССР в период 1925—1932 гг., было следующее:[2]

№№ по пор.		Годы			
		1925	1929	1931	1932
1	Общее число пунктов действующих водоснабжений .	2 601	2 529	2 757	2 925
	Из них:				
2	Основных	1 703	1 631	1 723	1 709
3	Вспомогательных	898	775	957	763
4	Для хозяйственно-питьевых нужд .	—	123	77	109
5	Консервиров. и пр. .	Сведений нет			344

[1] Из резолюции июньского пленума ЦК ВКП(б) 1931 г.
[2] Инж. В. Д. Сибаров.

НБ УДУНТ (ДИТ)

По характеру назначения и выполнения работ отдельных элементов, все устройства ж.-д. водоснабжений (как, впрочем, и других водоснабжений) можно разбить на 6 следующих основных групп:

1. Гидротехнические сооружения, устраиваемые с целью улучшения забора или увеличения запасов воды в источниках водоснабжения. К ним относятся плотины, перемычки, водосливы, водоспуски и различного рода искусственные бассейны, водохранилища и пруды.

2. Водозаборные и водосборные сооружения, целью которых является сбор воды и доставка ее самотеком в определенное место. К ним относятся:

а) в открытых источниках — реках, озерах и прудах — водоприемные и береговые (водосборные) колодцы, самотечные линии и водоподводящие галлереи;

б) в закрытых источниках—грунтовых, ключевых и артезианских водах—различного рода водосборные и дренажные устройства, шахтные и буровые колодцы и артезианские скважины.

3. Водоподъемные сооружения, устраиваемые для перемещения воды в водонапорные башни, пневматические станции, водохранилища, на очистные сооружения или, наконец, непосредственно к месту разбора воды. Устройства такого рода состоят из зданий и находящихся в них водоподъемных насосов и двигателей.

4. Очистные сооружения, как-то: отстойники, фильтры, резервуары чистой воды, умягчители, опреснители и т. д., устраиваемые с целью очистки недоброкачественной воды для удовлетворения технических и хозяйственно-питьевых нужд ж.-д. станций и рабочих поселков при них.

5. Водоемно — водонапорные сооружения, состоящие из водонапорных башен, резервуаров и пневматических станций, с помещающимися в них деревянными, железными, стальными и железобетонными баками, которые устраиваются для накопления некоторого запаса воды и создания необходимого гидравлического напора в разводящей водопроводной сети, обусловливающего собой движение воды в трубах.

6. Водопроводная сеть, состоящая из всасывающих, сливных, напорных и разводящих линий, включая и все оборудование на них, устраиваемое как для осмотра и ремонта сети, так и для раздачи воды потребителям, как, например: смотровые колодцы, задвижки, вантузы, водоразборные и пожарные краны, дюкеры, галлереи под ж.-д. путями, гидравлические путевые колонны и т. д.

Перечисленные 6 групп водопроводных сооружений, если не встречаются одновременно и полностью в отдельных водоснабжениях, то, как правило, почти все они встречаются на любой железной дороге, повторяясь лишь между собой в различных комбинациях. Следует отметить, что, несмотря на значительную распространенность упомянутых сооружений, весьма частую тождественность в условиях их постройки и эксплоатации, вопрос о правильном изучении и выборе наилучших типов из них в условиях работы железнодорожного транспорта остается пока открытым еще до сего времени.

В дальнейшем нами будет рассматриваться одна из 6 упомянутых выше основных групп водоснабжения, а именно — насосные станции.

Водопроводные насосные станции являются одним из наиболее сложных элементов железнодорожного водоснабжения. Разбросанные по всей сети дорог и имеющие устаревшее, разнотипное и маломощное оборудование, они требуют к себе неустанного внимания как при проектировании и постройке, так и при эксплоатации, тем более, что от рационального выбора типа, правильной установки и обслуживания их зависят в значительной мере эксплоатационные расходы по водоснабжению и себестоимость воды.

Необходимо особо отметить, что роль насосных станций в деле водоснабжения, примерно, та же, что и роль сердца в организме человека. Поэтому для правильного понимания работы станции нельзя довольствоваться знакомством только с одним механическим оборудованием, но необходимо знать и особенности устройства и работы того организма, в котором происходит работа установки, а именно: зданий, ограждающих это оборудование, водопроводной сети, по которой всасывается и нагнетается вода, водоемного здания или

НБ УГЛТУ (ДШТ)

ТАБЛИЦА 4

Механическое оборудование в существовавших водопроводных насосных станциях на железных дорогах СССР в период январь—май 1931 г. [1]

							Процентов
1	Паровые котлы	Общее количество штук .				2 075	100
		Поверхность нагрева *кв. м* .				26 563	100
		Из них	Установлено после 1918 г.	Количество		578	28
				Поверхн. нагр. .		9 265	35
			Возраст свыше 25 лет	Количество . .		878	43
				Поверхн. нагр. .		15 820	59
2	Двитатели внутреннего сгорания	Общее количество штук .				893	100
		Общая мощность в л. с.				16 131	—
		Из них	Установ. после 1918 г. .			541	60
			Возр. свыше 25 л. штук .			49	5
3	Электромоторы	Общее количество штук .				138	100
		Общая мощность л. с.				4 884	—
		Установ. после 1918 г. .				68	50
		Возраст свыше 25 л. штук .				29	21
4	Насосы	Общее количество штук .				3 129	100
		Общая произв. *куб. м* в час .				50 435	100
		Из них:	паров. прямодейств.	Количество шт. .		201 3	63
				Произв. *куб. м* час .		6 182	12
			приводные:	поршневые	Количество шт. .	411	14
					Произв. *куб. м* час.	12 873	25
				центробежные	Количество шт.	607	20
					Произв. *куб. м* час. .	28 732	58
				глубоководные	Количество шт. .	98	3
					Произв. *куб. м* час.	2 648	5
			Установл. после 1918 г.	Количество шт. .		773	24
				Произв. *куб. м* час. .		29 040	58
			Возраст свыше 25 лет	Количество шт.		818	26
				Произв. *куб. м* час. .		22 957	45

[1] В таблицу не входит оборудование, имеющееся в насосных станциях на мелких ж.-д. ветках.

НБ УДУНТ (ДИТ)

очистных сооружений, в которые подается вода, местные условия и т. д., т. е. все 6 групп водопроводных сооружений, упомянутых выше. В ж.-д. условиях, помимо этого, требуется еще знание и особенностей эксплоатации водоснабжения, вытекающих из необходимости обеспечения бесперебойной подачи воды при любых условиях работы транспорта, многочисленности и разбросанности самих сооружений по линии дорог и отсутствия, зачастую, опытных кадров.

Насосные станции состоят из двух элементов: механического оборудования и здания, одевающего это оборудование. В таблице 4 приведены данные о механическом оборудовании насосных станций, имевшемся на железных дорогах СССР в период январь — май 1931 г.[1] Общая мощность его двигателей достигает около 47 000 лош. сил.

Приведенные в таблице 4 цифры показывают, что из общего числа насосных аггрегатов имеется: паровых—67%, нефтемоторных 29% и электрических—4%, т. е. доминирующими являются паровые, причем последние состоят, главным образом, из малоэкономных простых прямодействующих насосов системы Вортингтона и вертикальных паровых котлов системы Шухова и Лешапеля.

Само оборудование в значительной своей части сильно изношено, так как из 878 паровых котлов 43% имеют давность установки свыше 26 лет, из 138 электромоторов — 21% и из 3129 насосов — 26%. Кроме того, это оборудование отличается большой пестротой в типах насосов и двигателей не только по всей сети железных дорог, но и в пределах каждой дороги, что чрезвычайно затрудняет эксплоатацию его и подготовку обслуживающего персонала.

Сравнивая рост водопотребления (таблица 1) с состоянием и мощностью механического оборудования насосных станций за период первой пятилетки, можно судить о той напряженной работе, которую пришлось выполнить за это время жел.-дор. водоснабжению.

Что касается перспектив развития водоснабжения во вторую пятилетку, то они рисуются в следующем виде. По последним ориентировочным наметкам, общий размер грузооборота для ж.-д. транспорта проектируется для 1937 г. в 700—750 млн. m[2], из которых в конце второй пятилетки около 30% предполагается перевести на обслуживание электрической и тепловозной тягой, а остальные 70% паровой тягой. Таким образом, на долю последней придется около 500 млн. m, что превысит намеченный на 1932 г. грузооборот в 320 млн. на 56%. К этому же времени ожидается введение на многих жел. дорогах новых мощных паровозов с давлением на ось в 20 — 23 m и с водяной емкостью тендеров в 40—60 *куб. м.* Паровозы такого типа, расходуя в среднем 0,4 *куб. м* воды на 1 виртуальный километр пути, будут в состоянии производить набор, примерно, через 70—110 действительных километров, благодаря чему сильно уменьшится число существующих на железных дорогах основных водоснабжений и значительно увеличится мощность каждого из них. Так, например,[3] на участке Омск — Петропавловск Омской жел. дор., протяжением в 273 *км*, с введением мощных паровозов с водяными тендерами в 40 *куб. м*, из 8 существующих на данном участке основных водоснабжений останется лишь 5, включая сюда ст. Омск и ст. Петропавловск, причем мощность оставшихся водоснабжений возрастает к 1937—38 году по сравнению с 1931 г. от 3 до 4,5 раз. В частности, по ст. Омск максимальная суточная производительность технического водоснабжения, не считая хозяйственно-бытовых потребностей, удовлетворяемых городом, увеличится с 3200 *куб. м* в 1931 г. до 11 500 *куб. м* в 1937—38 г. и по ст. Петропавловск с 2000 *куб. м* в 1931 г. до 9 000 *куб. м* в 1937—38 г. и т. д.[4]

---

[1] Инж. В. Д. Сибаров.

[2] Второе заседание Комитета по реконструкции ж.-д. транспорта под председательством наркомпути А. А. Андреева от 25/IV 32 г.

[3] Инж. Л. Ф. Комягин—„Проект продольных водопроводов на участке Омск-Петропавловск Омской ж. д.". Доклад на IV/XVI Всесоюзном водопроводно и санитарно-техническом съезде в ноябре 1931 г. в г. Свердловске.

[4] Мощные паровозы на данном участке предполагается применять до 1938 г.—окончания намеченной электрификации.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Следует иметь в виду, что введение электрической и тепловозной тяги поездов не уничтожит совсем потребления воды на жел. дорогах, а лишь уменьшит это потребление, примерно, на 60—70% от общего расхода воды, могущего быть при паровой тяге, вследствие того, что, помимо появления новых потребителей в виде нефтяных двигателей, ртутных выпрямителей и пр., чрезвычайно быстро возрастут при электрификации расходы воды на культурно-санитарные потребности населения, тем более, что установленные в данное время НКПС нормы в 40 *л* на человека в сутки [1] следует признать весьма невысокими и потому еще могущими значительно увеличиться. Кроме того, в течение второй пятилетки будет сдано в эксплоатацию около 25 000 *км* новых ж.-д. путей и к началу 1938 г. будет находиться в процессе постройки еще до 10 000 *км*, для которых потребуется устройство новых водоснабжений.

По первым предварительным наметкам НКПС, рост водопотребления, изменение числа пунктов основных водоснабжений и усиление механического обрудования насосных станций на железнодорожной сети, с учетом создания к концу 1937 года резерва в размере 20%, проектируются во второй пятилетке следующими: [2]

№№ по пор.	Наименование	1933	1934	1935	1936	1937
1	Общий грузооборот по всем видам транспорта в млрд. *т.-км.* . . .	189	218	256	308	372
2	В том числе на паровой тяге	188	214	240	261	277
3	Водопотребление в млн. *куб. м.* .	300	348	429	540	608
4	Увеличение водопотребления по сравнению с 1928/29 г. в проц.	68	95	141	202	240
5	Тоже—по сравнению с 1932 г. (см. таблицу 1) в процентах	9,5	27	56	97	122
6	Число пунктов основных водоснабжений в штуках	1709	1657	1568	1514	1492
7	Количество воды, приходящееся в среднем в год на одно основное водоснабжение в тыс. *куб. м.* . . .	175	210	274	357	407
8	Тоже—в среднем в сутки в *куб. м.* .	480	575	750	975	1120

В отношении механического оборудования насосных станций предполагается установить за вторую пятилетку следующее количество нового оборудования:

№№ по пор.	Наименование	Колич. штук
	1. Насосы	
1	Паровые, поршневые прямодействующие .	1 200
2	Приводные, центробежные и поршневые . .	2 540
3	Глубоководные . .	260
	Итого . .	4 000
	2. Компрессоры	
4	Стационарного типа . .	260
5	Передвижные . .	40
	Итого .	300

№№ по пор.	Наименование	Колич. штук
	3. Двигатели и паровые котлы	
1	Двигатели внутреннего сгорания .	1 860
2	Электромоторы	930
3	Паровые локомобили .	310
4	Паровые котлы . .	4 200
	Итого . .	4 300

Кроме того, во вторую пятилетку предполагается обратить особое внимание на улучшение санитарно-хозяйственного (питьевого) водоснабжения населения,

[1] Циркулярное распоряжение Главной дирекции ж. д. от 24 января 1931 г. за № ЭСЭ-211-66 в адрес Ч-Э.

[2] Из доклада представителя НКПС на пленуме правления Всесоюзного научно-инженерного технического общества водоснабжения и санитарной техники 22 декабря 1932 г. в г. Ленинграде—„Первые предварительные наметки НКПС о развитии водоснабжения на жел. дорогах СССР во второй пятилетке".

НБ УДУНТ (ДИТ)

обслуживающего железные дороги или временно пользующегося его услугами в качестве пассажиров. С этой целью в наиболее крупных узловых и населенных пунктах, как, например: ст. Бологое, Дно, Ховрино Октябрьских ж. д.; Ртищево, Ершово, Рязанско-Уральской ж. д.; Исиль-Куль Омской ж. д. и т. д., в каждом из которых проживает по несколько тысяч человек железнодорожных рабочих и служащих и нет поблизости городских или сельских водопроводов, могущих снабжать эти пункты доброкачественной водой, намечается устройство для них специальных санитарно-хозяйственных питьевых) водопроводов по типу городских или сельских водопроводов, с применением соответствующей очистки воды и с наибольшим использованием подземных вод.[1]

Из всего изложенного видно, что во второй пятилетке:

1. Общее потребление воды на жел. дорогах СССР будет продолжать расти из года в год и в конечном результате значительно превзойдет водопотребление последнего года первой пятилетки.

2. Особо сильно возрастут мощности отдельных основных водоснабжений, с одновременным уменьшением числа последних, по сравнению с 1932 г., на тех линиях, на которых будут введены новые мощные паровозы с большими тендерами.

3. С ростом водопотребления возрастут и трудности снабжения водой, тем более, что при общем водном богатстве СССР распределение водных ресурсов по линиям жел. дорог весьма неравномерно и особенно недостаточно на линиях с большими грузооборотами, до перевода этих линий на электрическую или нефтемоторную тягу поездов, как, например, на дорогах Кузбасса, Урала, Криворожья, Донбасса, Закавказья, Приволжья и Средней Азии, проходящих или в маловодных районах или в районах, имеющих недоброкачественную воду (жесткую, соленую и т. д.), вредно отражающуюся на работе паровозов.

4. Наиболее распространенным типом насосных аггрегатов на железных дорогах (включая основные, вспомогательные, бытовые и консервированные водоснабжения) будет пока еще по-прежнему оставаться паровая установка в виде паровых поршневых прямодействующих насосов системы Вортингтон и котлов сист. Шухова. Второе место по численности будут занимать аггрегаты, состоящие из нефтяных двигателей и приводных центробежных или поршневых насосов; третье — электродвигатели, непосредственно соединенные с центробежными насосами, и четвертое — паровые локомобили с приводными центробежными или поршневыми насосами.

5. В основных пунктах водоснабжения наиболее распространенными аггрегатами будут нефтяные и электрические двигатели и паровые локомобили преимущественно с приводными центробежными и поршневыми насосами.

6. В качестве механической передачи энергии от двигателя к насосу будут применяться чаще всего прямодействующая система (в паровых насосах сист. Вортингтона) и ременная передача, а затем непосредственная, в виде упругих муфт и зубчатых передач.

7. Будет обращено особое внимание на использование подземных вод, путем применения глубоководных поршневых и центробежных насосов, а также эрлифтных установок.

Зная основные пути предстоящего развития водоснабжения на железнодорожном транспорте, перейдем к рассмотрению главнейших конкретных мероприятий по его реконструкции и рационализации во вторую пятилетку.

С этой целью ниже приведено постановление IV Всесоюзного водопроводного и санитарно-технического съезда (состоявшегося в ноябре 1931 года в г. Свердловске), ясно и четко наметившего на ближайший перспективный период следующие основные элементы реконструкции и рационализации водоснабжения на дорогах СССР в части, относящейся к механическому оборудованию.[2]

---

[1] Перспективы развития во вторую пятилетку водоснабжения в СССР и, в частности, на железнодорожном транспорте более подробно изложены:

С. М. Соколов. — „Основные пути развития водоснабжения и канализации на второе пятилетие".

Журнал „Санитарная техника" № 11—12, 1932 г. Инж. П. А. Михельсон. — „Пути реконструкции водоснабжения на дорогах сети". „Тяговое Хозяйство" № 8—9 1932 г.

[2] Из постановления съезда по докладу инж. Н. А. Воронцова и Н. А. Дерюгина — „Реконструкция и рационализация водоснабжения на транспорте".

НБ УДУНТ (ДИТ)

Реконструкция

1. Типизация насосов, двигателей, котлов, компрессоров, колпаков напорных и всасывающих, клапанов предохранительных и обратных, баков нефтемерно-расходных, аппаратов пусковых для двигателей, подогревателей воды и прочих приборов.

2. Широкое применение экономичных двигателей (нефтяных и локомобилей паровых).

3. Электрификация и автоматизация оборудования.

4. Центробежные, артезианские и шахтные насосы на вертикальном валу.

5. Широкое внедрение контрольно-измерительных приборов (водомеры, счетчики электроэнергии, счетчики оборотов, манометры, вакуумметры, причем первые не только на водокачках, но и на разводящих сетях).

6. Применение на крупных и средних установках тройного оборудования с 50% резервом, вместо двойного оборудования с 100% резервом.

7. Строгая однотипность двойных и тройных аггрегатов на водокачках.

8. Использование тепла отработанного пара, газа и охлаждающей воды для целей отопления, подогрева воды и агрикультурных.

9. Механизация подачи твердого топлива к котловым топкам на крупных установках.

10. Применение грузо-подъемных приспособлений на водокачках.

11. Введение объединенных водо-свето-тепловых станций.

Рационализация

1. Организация хозяйства водоснабжения по принципу полного его объединения, с четким распределением обязанностей внутри аппарата.

2. Организация учета и отчетности, внедрение промфинплана и хозрасчета.

3. Систематический плановый контроль энергетических установок, качества воды, состояния водоснабжений и постоянный живой инструктаж низового производственного аппарата.

4. Широкое применение одобренных изобретений и улучшений и постоянный обмен опытом между депо, районами и дорогами.

5. Применение при недостатке воды и в случаях экономической целесообразности „оборота воды", т. е. использование воды от промывок паровозов, от двигателей, компрессоров, конденсаторов паровых машин, с установкой, в соответствующих случаях, отстойных резервуаров, насосов, градирень и т. д..

6. Внедрение планового капитального и среднего ремонта оборудования, водопроводов и сооружений, систематического предупредительного ремонта и разработка конкретных характеристик ремонта.

7. Организация отдельных „цехов водоснабжения" при главных мастерских дорог (или при больших депо), для ремонта оборудования и введение подвижных мастерских в вагонах для ремонта водоснабжения на месте. Выработка „нормальных комплектов" запасных частей машин, инструмента, труб, пожарного инвентаря для водокачек и снабжение ими водокачек.

8. Использование внутренних ресурсов:

а) проверка скоростей и давлений в существующих напорных линиях и повышение их до установленных пределов — для увеличения мощности водоснабжения;

б) повышение пропускной способности длинных напорных водопроводов путем применения перекачечных станций в средине по напору в тех случаях, когда давление уже на пределе, а скорость ниже допускаемой;

в) проверка и повышение скоростей (число оборотов) насосов—особенно паровых Вортингтона — до пределов, нормально допускаемых, в целях увеличения производительности водокачек.

9. Механизация транспорта топлива, материалов и крупных запасных частей на водокачки (трактор, грузовик, мото-дрезина).

10. Снижение расходов топлива на водокачках, путем преимущественной работы на экономичном аггрегате при смешанном оборудовании, подачи воды вниз бака, а не переливом сверху, с постановкой на напорной трубе обратного клапана; подача воды одновременно по рабочим и резервным напорным линиям; автоматизация переключения подачи воды с нижнего на верхний бак и преимущественного пользования нижним баком; питания паровых котлов в соответствующих случаях непосредственно из напорных линий, без применения инжекторов и питательных насосов; подогрева питательной воды; изоляции паровых котлов, паропроводов и насосных паровых цилиндров.

11. Замена на мелких хозяйственно-бытовых водокачках теплового оборудования ветряными двигателями и таранами.

12. Составление натурных альбомов и схем водоснабжения.

13. Использование малодеятельных и консервированных водоснабжений для нужд совхозов и колхозов.

14. Передача ненужных дороге, но годных пустующих зданий водокачек ближайшим селениям для культурных и других нужд (изба-читальня, красный уголок, склад и т. п.).

Таким образом, в деле улучшения механического оборудования насосных станций (как, впрочем, и по другим элементам водопровода) предстоит в ближайшем будущем громадная работа как в области реконструкции, так и в области его рационализации.

НБ УДУНТ (ДИТ)

НАСОСЫ

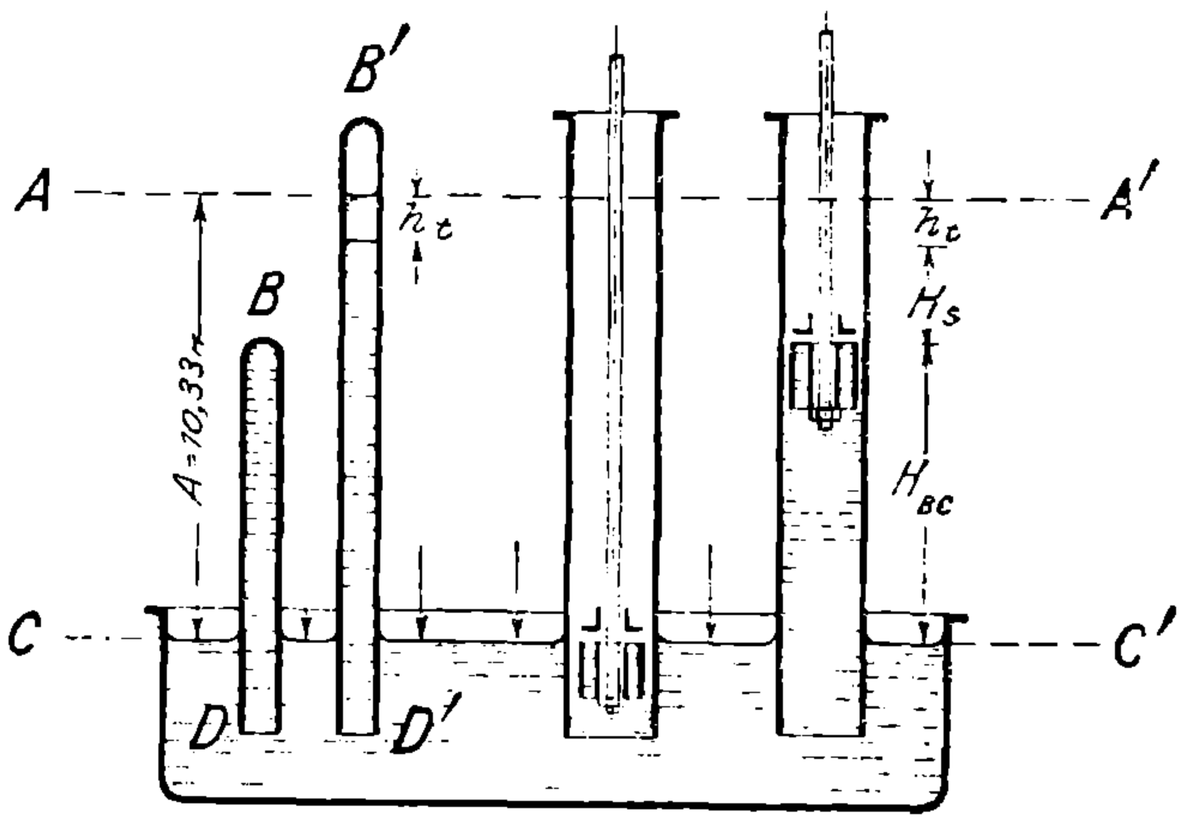
ОТДЕЛ I

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О НАСОСАХ

§ 1. Основные понятия о действии насосов.

Насосом принято называть всякую машину, посредством которой происходит забор и перемещение жидкости с одного места на другое путем создания внутри этой машины, с одной стороны, области разрежения, а с другой стороны — области давления.

Работа насоса состоит из двух основных процессов: **всасывания** — когда жидкость из источника, расположенного обычно ниже насоса, перемещается в насос, и **нагнетания** — когда жидкость из насоса перемещается в другое место, удаленное от насоса на определенное расстояние или высоту.



Фиг. 1. Схема опытной установки для определения величины атмосферного давления и высоты всасывания.

Несмотря на то, что целью обоих процессов является решение одной и той же задачи — перемещение жидкости, причины, вызывающие эти перемещения, в обоих случаях весьма различны. В этом нетрудно убедиться, проделав следующие простые опыты.

Если взять трубку BD длиною в 1 *м* (фиг. 1), с одним запаянным концом B, влить доверху в нее воду, плотно зажать открытый конец D и, перевернув ее вверх дном, опустить конец D в сосуд с водой, то, открыв после этого свободное отверстие D, увидим, что вода из трубки BD в сосуд не выливается, а продолжает стоять неподвижно в виде столба. Проделав тот же опыт с трубкой длиною 11 *м*, заметим, что вода при поворачивании трубки немного опустится и остановится на уровне $A - A'$.

Между верхом трубки B^1 и установившимся горизонтом $A - A'$ образуется безвоздушное пространство (так называемая „Торичеллиева пустота"), и, следовательно, давление над водой в трубке на уровне $A - A'$ будет равно нулю.

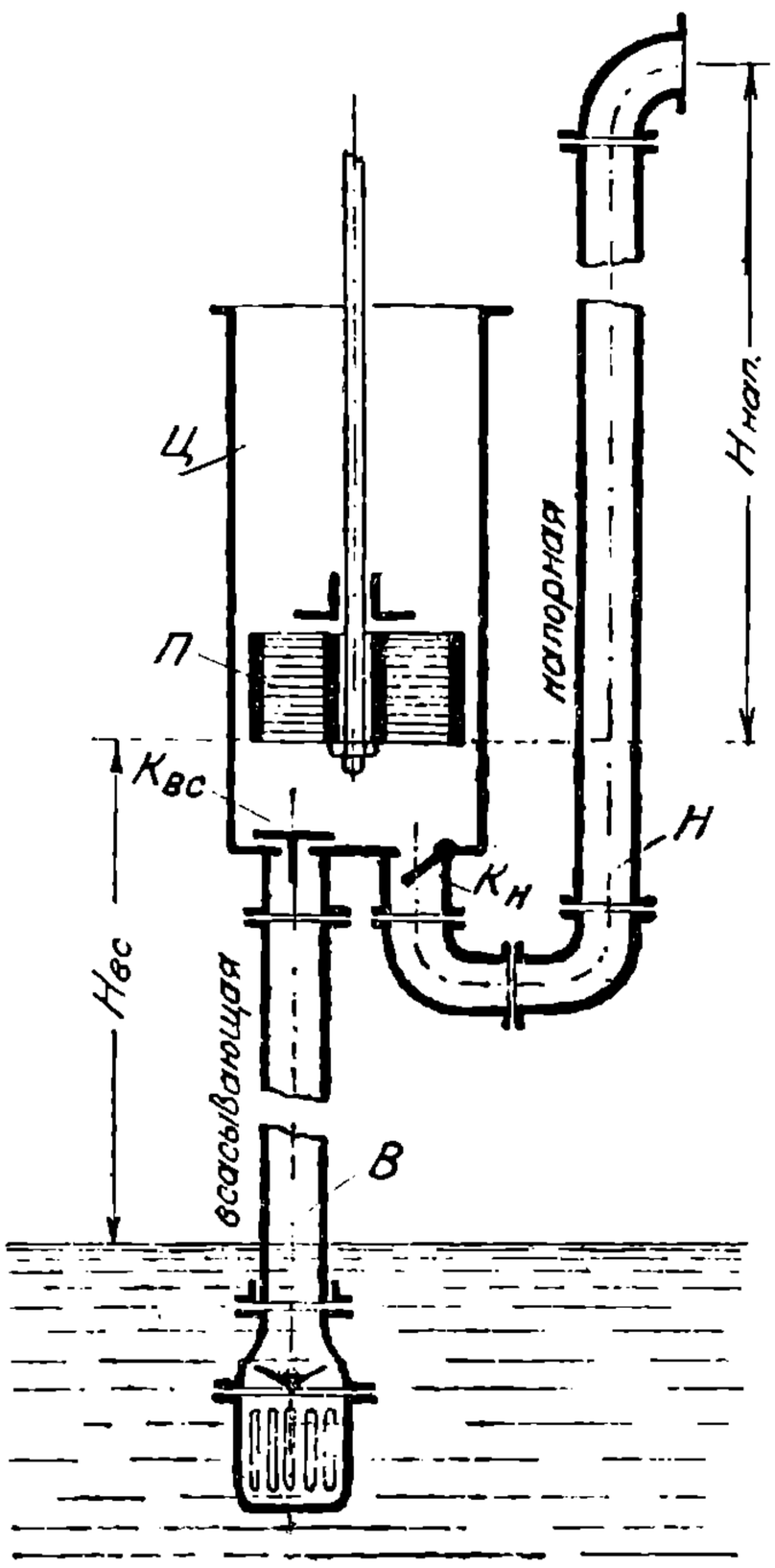
Проделанный опыт указывает, во-первых, на то, что снаружи трубки существует атмосферное давление, которое, действуя на поверхность воды в сосуде, поддерживает стояние водяного столба в трубке, и, во-вторых, что величина атмосферного давления равна давлению этого водяного столба, высотою 10,33 *м*, при температуре 4° Ц.

ИНСТИТУТ
НБ МИИТ (ДИТ)

Величину атмосферного давления обычно выражают в метрах — водяного столба, в миллиметрах—ртутного столба или же в весовых единицах *кг/м²* или *кг/см²*.

При этом различают две атмосферы—так называемую **новую, техническую** или **метрическую атмосферу,** равную:

1 атм = 735,5 *мм* ртутного столба = 10 *м* водяного столба = 10 000 *кг/м²* = = 1 *кг/см²*,



Фиг. 2. Схема устройства поршневого насоса.

и **старую** или **физическую атмосферу**, равную:

1 атм = 760 *мм* ртутного столба = 10,33 *м* водяного столба = 10 330 *кг/м²* = 1,033 *кг/см²*.

В дальнейших вычислениях будут применяться обозначения новой атмосферы через „атм" и старой атмосферы — „Атм", причем преимущественно будет вводиться новая атмосфера.

Следует заметить, что в том случае, когда температура жидкости будет больше $t = 4°$ Ц, уровень воды в трубке будет стоять ниже линии наружного атмосферного давления на величину h_t, образовавшуюся вследствие выделения паров из воды, давление которых зависит от температуры.

Разумеется, и пространство в трубке между концом ее B^1 и уровнем стояния воды окажется уже не безвоздушным, а разреженным.

В зависимости от изменения давления наружной атмосферы будет изменяться и высота столба жидкости в трубке.

Если трубку *BD*, но только уже пустую, опять опустить вверх дном в сосуд с водой, то вода по трубке вверх не поднимется, в силу того, что ее не будет пускать находящийся там воздух. Стоит только каким-либо путем удалить из трубки воздух, как вода из сосуда снова начнет, под действием давления наружной атмосферы, подниматься по трубке вверх, не превосходя, однако, по высоте линии атмосферного давления $A - A^1$.

Для примера возьмем цилиндр с герметически приделанным и движущимся в нем поршнем. При погружении его одним концом вместе с поршнем в воду (фиг. 1 положение 3) и при движении поршня вверх с определенной скоростью, в цилиндре под поршнем будет получаться свободное пространство, которое, под действием наружного (атмосферного) давления воздуха, моментально будет заполняться водой. Благодаря этому и происходит перемещение жидкости вслед за поршнем, или так называемое **всасывание**.

Так как часть атмосферного давления, равная h_s, при движении жидкости в трубке будет израсходована на преодоление различного рода сопротивлений, а жидкость, если температура ее не была равна 4° Ц, выделит некоторый объем паров, заполнив ими трубку на высоту h_t, то жидкость будет поднята не на высоту атмосферного давления, а на $H_{вс}$, значительно меньшую A:

$$H_{вс} = A - h_s - h_t \qquad (1)$$

откуда

$$A = H_{вс} + h_s + h_t \qquad (2)$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Сущность всасывающего процесса и состоит в том, чтобы, разредив тем или иным путем давление воздуха в трубе (или в самом насосе), заставить атмосферное давление перемещать по этой трубе воду.

Что касается нагнетательного процесса, то для уяснения его рассмотрим устройство простого поршневого насоса, схематически изображенного на фиг. 2. Насос в данном случае состоит из цилиндра *Ц*, поршня *П* и двух труб *В* и *Н*.

При движении поршня вверх вода под действием атмосферного давления всасывается по трубе *В*, называемой **всасывающей**, и поступает в цилиндр через открытый клапан $К_{вс}$.

Дойдя до верха цилиндра, поршень меняет направление своего движения на обратное, вследствие чего клапан $К_{вс}$ закрывается, а клапан $К_{н}$ открывается. В тот же момент вода по всасывающей трубе *В* перестает поступать в цилиндр, а вода, находящаяся в цилиндре, под механическим давлением поршня выдавливается, или, как говорят, **нагнетается** вверх через клапан $К_{н}$ по трубе *Н*, именуемой **напорной или нагнетательной** линией.

Часть работы, произведенной на перемещение жидкости путем действия атмосферного давления (в данном случае за время движения поршня вверх), относится к всасывающему процессу, а другая часть работы, начиная с того момента, когда поршень начал опускаться вниз и выталкивать воду из цилиндра, относится к нагнетательному процессу.

Таким образом, сущность нагнетательного процесса и отличие его от всасывающего заключается в том, что перемещение жидкости при нагнетании происходит под действием непосредственно приложенной к ней живой силы, от величины которой и зависит как высота, так и дальность подачи жидкости, в то время как при всасывании жидкость перемещается под действием давления только атмосферы, ограничивающей собой и высоту всасывания.

§ 2. Общая классификация насосов.

В зависимости от способа, каким атмосферное давление принимает участие в подъеме воды во время всасывания, и от характера и способа приложения внешних живых сил к жидкости для ее нагнетания, производится общая классификация насосов, с подразделением их на поршневые, центробежные, работающие давлением пара, воды, газа, сжатого воздуха, атмосферы и т. д.

1. Поршневые насосы. Сущность устройства и работы поршневых насосов заключается в том, что в них производят изменение объема рабочей камеры путем передвижки герметически соединенного тела, благодаря чему получается, во-первых, разрежение воздуха внутри камеры, а следовательно, и всасывание воды под действием атмосферного давления и, во-вторых, механическое давление движущимся телом на жидкость, заставляющее последнюю перемещаться.

Поршневые насосы в деле ж.-д. водоснабжения имеют наибольшее распространение [1], причем, в зависимости от того, какая сила и каким образом она приводит в движение тело внутри камеры, эти насосы, в свою очередь, делятся на ручные, паровые, водяные, приводные и т. д. Существуют и другие системы классификации поршневых насосов, о которых будет сказано в дальнейшем (§ 3).

2. Центробежные насосы. Особенность работы центробежных насосов заключается в создании разрежения воздуха в рабочей камере насоса путем развития центробежной силы на лопатках колеса, непрерывно вращающегося в камере, чем и вызывается перемещение жидкости, под действием атмосферного давления, из источника во внутрь насоса. Та же центробежная сила, передаваемая жидкости в самой камере вращающимися лопастями, заставляет ее нагнетаться вверх.

Центробежные насосы обычно приводятся в действие электромоторами, нефтяными, газовыми, паровыми и ветряными двигателями, а в особо мощных установках — водяными и паровыми турбинами.

---

[1] См. таблицу 4.

НБ УДУНТ (ДИТ)

3. **Насосы, работающие давлением воды, пара и газа.** Иногда всасывание и нагнетание жидкости производится насосами при помощи непрерывной затраты живой силы, запас которой сконцентрирован в жидкой или газообразной струе.

Такая струя, будучи установлена в рабочей камере насоса, вызывает разрежение воздуха и заставляет атмосферу поднимать жидкость из источника в насос, после чего, продолжая оказывать непосредственное воздействие на жидкость внутри камеры, она нагнетает ее на соответствующую высоту.

К такого рода устройствам относятся инжекторы, пульзометры, водогоны, эжекторы, гидравлические тараны и т. п.

4. **Насосы, работающие сжатым воздухом.** Сжатый воздух, будучи смешан в трубе с водой, уменьшает удельный вес последней, вызывая тем самым подъем жидкости помощью атмосферного давления. Кроме того, прослойки сжатого воздуха, попадая в трубу между жидкостью, давят на воду, как поршни, снизу вверх, нагнетая ее вверх по трубе. Насосы, работающие на указанном принципе, известны в практике под названием Мамут-насосов, аэрлифтов или эрлифтов.

5. **Сифоны.** В практике иногда применяются насосы только с одним всасывающим процессом. Состоят они из простой изогнутой трубки, концы которой погружают в воду бассейнов, расположенных на разных уровнях, между которыми желают произвести перемещение жидкости. После этого стоит лишь разредить воздух внутри трубки, как жидкость под действием наружной атмосферы и гидравлической силы, вызываемой геометрической разностью расположения горизонтов в обоих бассейнах, начнет перемещаться по трубке из верхнего бассейна сначала вверх, а затем вниз в нижний бассейн [1]. Разрежение воздуха, беспрерывно происходящее в колене трубы от стремления к разрыву водяной струи, заставляет атмосферное давление перемещать жидкость по трубке снизу вверх до тех пор, пока выделившийся из нее воздух не соберется в верхней точке колена и не вызовет полного разрыва струи. Вполне понятно, что перемещение жидкости указанными насосами может производиться на высоту теоретически не более 10,33 *м*, а практически, принимая во внимание все сопротивления, возникающие при движении воды в трубах,—не более 7—8 *м*.

Такого рода насосы называются **сифонами**.

В настоящее время для целей водоснабжения применяется значительное число разных типов и систем насосов, отличающихся между собой не только по указанному выше основному принципу своей работы, но и по конструкции, производительности и гидродинамическому напору.

Ввиду того, что в железнодорожных водопроводах обычного типа применяются насосы сравнительно небольшой мощности, с производительностью от 10 до 600 *куб. м* в час и напором не более 10—15 атмосфер, то в дальнейшем нами будут рассматриваться насосы в пределах указанной мощности и только те из них, которые или являются наиболее распространенными в водопроводах нашего транспорта, или по своему устройству заслуживают особого внимания.

Некоторое исключение в этом отношении сделано лишь для поршневых шахтных насосов. Учитывая большую потребность железных дорог в такого рода насосах и временный отказ нашей промышленности от их изготовления в первой пятилетке, нами было рассмотрено несколько типов насосов устаревших конструкций, однако существующих на некоторых дорогах (Омская, Пермская и др.) и могущих еще быть использованными здесь в порядке мобилизации внутренних ресурсов. Применение их может найти место как временный выход из затруднительного положения на вновь строящихся ж. д. линиях второстепенного значения.

---

[1] Проф. А. А. Сурин. — „Водоснабжение", Часть I, „Вода и водосборные сооружения" 1926 г., стр. 229. Инж. Ф. Крауз.—„Насосные установки. Задачи из практики с решениями" 1930 г., стр. 13—22.

НБ УДУНТ (ДІТ)

ОТДЕЛ II

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

§ 3. Классификация поршневых насосов.

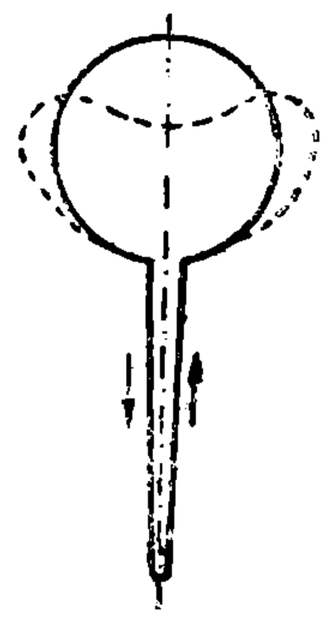
Изменение объема камеры, необходимое для работы поршневого насоса, может быть осуществлено или в виде цилиндра с двигающимся в нем взад и вперед герметически приделанным поршнем (фиг. 4, 27, 28 и т. д.), или в виде камеры, состоящей из упругих стенок (напр., резиновых, металлических и т. п.), позволяющих ей увеличивать или уменьшать свой объем (фиг. 3). Насосы, работающие по второму способу, называются „диафрагменными".

Для целей водоснабжения практическое значение имеют лишь насосы, работающие по первому из упомянутых способов.

Разнообразие условий перемещения жидкости естественно вызывает и разнообразие конструкций насосов. Современное машиностроение насчитывает большое число видов поршневых насосов, отличающихся между собою по многим признакам, разобраться в которых без ясной классификации весьма затруднительно. При рассмотрении поршневых насосов, применяемых только на ж.-д. транспорте, что уже само собой значительно ограничивает число существующих конструкций, в дальнейшем в основу классификации этих насосов положены два следующих признака:

1) **производительность насоса,** в зависимости от характера всасывающего и нагнетательного процессов, а также размеров и скорости работы поршня;

2) **различие в устройстве самого насоса и передачи к нему** — расположение и число цилиндров, поршней, клапанов, колен у вала, кривошипов и т. д.



Фиг. 3. Резиновый баллон-насос с камерой из упругих стенок.

Всасывающий процесс в поршневых насосах достигается путем увеличения объема рабочей камеры, а нагнетательный — путем уменьшения ее. Весь цикл работы насоса осуществляется за время полного оборота поршня, т. е. за два его хода взад и вперед или вверх и вниз.

Обозначим через

F — рабочую площадь поршня, выраженную в *кв. м*, и
s — полный размах или ход поршня в *м*,

тогда каждый ход поршня будет сопровождаться увеличением или уменьшением объема рабочей камеры на $Q = Fs$ *куб. м*, называемого **ходовым объемом поршня.**

Путь, пройденный поршнем от момента выхода его из крайнего положения до момента возвращения его в то же первоначальное положение, называется **полным оборотом** или просто **оборотом** поршня и равняется $2s$. В зависимости от числа ходовых объемов поршня, производимых насосом за время одного полного оборота, различают несколько классов поршневых насосов.

Те насосы, которые за время одного полного оборота поршня (т. е. за 2 хода) подают количество воды, теоретически равное $Q_1 = Fs$ *куб. м*, называются **насосами простого действия**; насосы, у которых $Q_2 = 2Fs$, называются **насосами двойного или двукратного действия;** насосы, у которых $Q_3 = 3Fs$ — **насосами тройного или трехкратного действия,** и $Q_4 = 4Fs$ — **насосами четверного** или **четырехкратного действия.**

Кроме того, все поршневые насосы, в зависимости от вертикального или горизонтального расположения поршня, делятся на **вертикальные и горизонтальные** насосы, и в зависимости от способов механической передачи энергии от двигателя к насосу — на **приводные** и **прямодействующие** насосы, причем приводными называют те насосы, которые приводятся в действие через кривошипный механизм, обычно с помощью ременной или зубчатой передачи, и прямодействующими — те насосы, у которых шток водяного поршня насоса является одновременно и штоком поршня двигателя.

НВ УДУНТ (ДИТ)

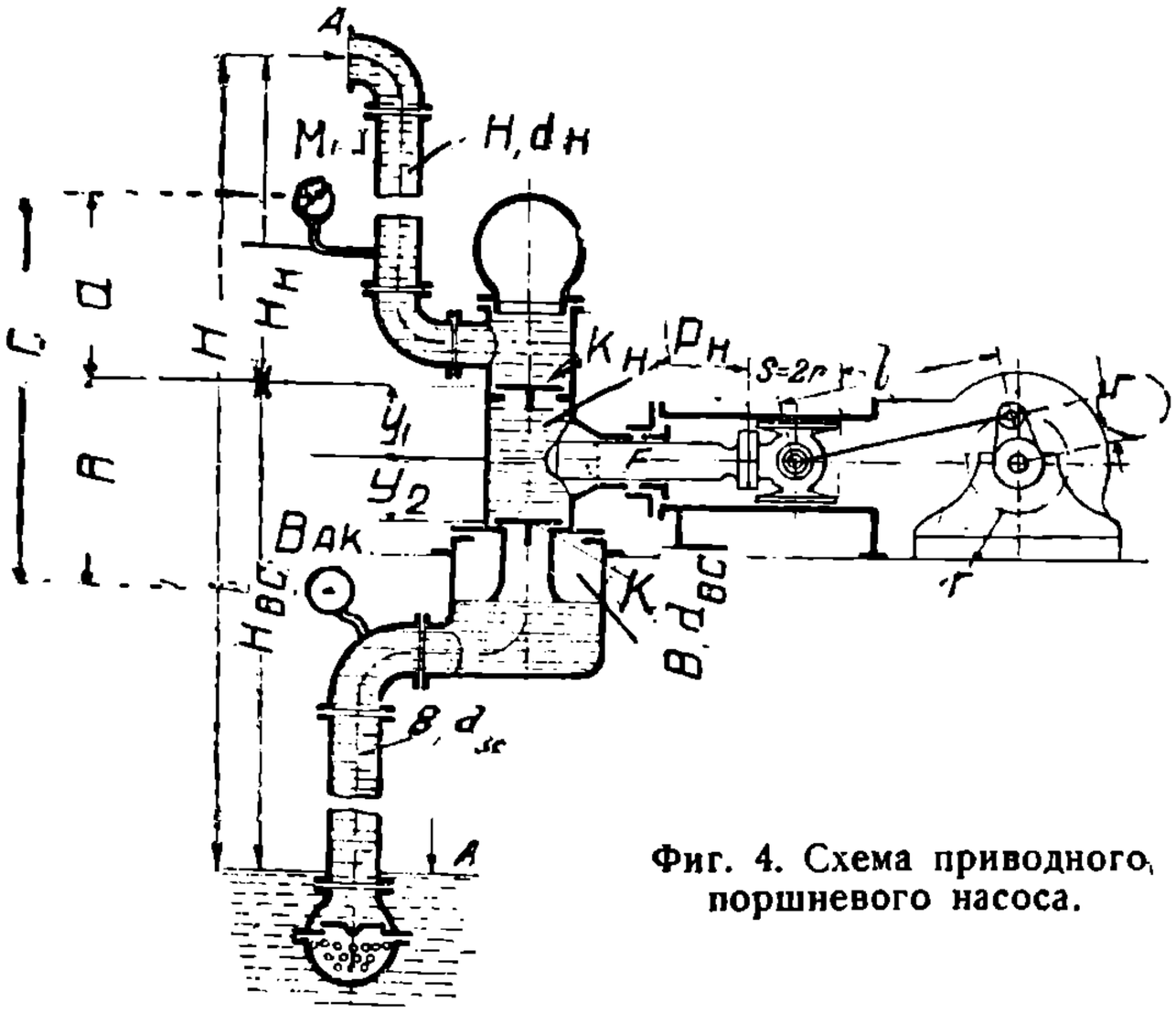
§ 4. Индикаторная мощность поршневых насосов.

Рассмотрим работу поршневого насоса, устройство которого схематически изображено на фиг. 4.

В данном случае движение поршня в цилиндре производится с помощью кривошипного механизма.

При перемещении поршня вправо в камере насоса произойдет разрежение воздуха, вследствие чего клапан $K_н$, под действием гидростатического давления воды в напорной трубке H и наружной атмосферы, прижмется, а клапан $K_{вс}$, благодаря происшедшему разрежению в камере, откроется и даст возможность жидкости, под действием атмосферного давления, заполнить насос по всасывающей трубе B.

При обратном движении поршня влево жидкость, находящаяся в камере под давлением поршня, откроет клапан $K_н$ и поднимется вверх по напорной трубе H. Клапан $K_{вс}$ в это время будет закрыт.



Фиг. 4. Схема приводного поршневого насоса.

Введем следующие обозначения:

$H_{вс}$ — геометрическая (геодезическая) высота всасывания, считая ее в метрах по отвесной линии, от уровня поверхности воды в источнике до уровня расположения высшей точки внутренней поверхности рабочей камеры насоса, т. е. в данном случае напорного клапана;

$H_н$ — геометрическая (геодезическая) высота нагнетания, считая ее в метрах по вертикальной линии от уровня расположения высшей точки внутренней поверхности рабочей камеры насоса до уровня наивысшей точки оси нагнетательной линии;

H — полная геометрическая (геодезическая) высота подачи в метрах, считая от уровня поверхности воды в источнике [1] до уровня наивысшей точки оси нагнетательной линии;

s — ход поршня в метрах;

n — число полных оборотов поршня в минуту;

$h_{вс}$ — потери гидравлического напора во всасывающей линии, выраженные в метрах водяного столба;

$h_н$ — то же — в напорной линии;

h_w — общие гидравлические потери напора на сопротивления во всасывающем и напорном трубопроводах, т. е. $h_w = h_{вс} + h_н$;

Q — теоретический объем воды в *куб. м*, поданный насосом за 1 минуту;

γ — вес 1 *куб. м* воды в *кг*.

Высоту, равную

$$H_{вак} = H_{вс} + h_{вс} \qquad (3)$$

и представляющую собой сумму геометрической (геодезической) высоты всасывания и потерь на гидравлические сопротивления во всасывающем трубопроводе, выраженных в метрах водяного столба, называют **вакуумметрической или полной высотой всасывания;**

---

[1] Если забор воды производится не непосредственно из источника, а из водосборного (всасывающего) колодца, то $H_{вс}$ и $H_н$ измеряются от уровня воды в этом колодце.

НБ УДУНТ (ДИТ)

высоту

$$H_{\text{ман}} = H_{\text{н}} + h_{\text{н}} \tag{4}$$

манометрической или **полной высотой нагнетания;**

и высоту

$$H_{\text{гидр}} = H_{\text{вак}} + H_{\text{ман}} = H_{\text{вс}} + H_{\text{н}} + h_{\text{вс}} + h_{\text{н}} = H + h_{w} \tag{5}$$

гидродинамической высотой подачи (подъема) или **полным напором** [1]

На практике величину гидродинамического напора насосной установки определяют с помощью специальных приборов: **манометра** и **вакуумметра**, показывающих разность давлений между абсолютным давлением в трубопроводе и наружной атмосферой, т. е. избыточные давления и разрежения, причем манометр показывает давление выше атмосферного (напор) и вакуумметр — ниже атмосферного (разрежение). Оба прибора устанавливаются по возможности ближе к насосу: манометр — на напорном трубопроводе и вакуумметр — на всасывающем (фиг. 4). При таком расположении не учитываются некоторые потери, как-то: сопротивления на участках трубопроводов на длине от места присоединения приборов до насоса, во всасывающих и напорных клапанах и рабочей камере, а также во всасывающих и напорных воздушных колпаках насоса.

Введем обозначения:

W — показание вакуумметра в метрах водяного столба,

M — показание манометра в метрах водяного столба,

a — вертикальное расстояние от оси манометра до наивысшей точки внутренней поверхности рабочей камеры насоса (обычно до напорного клапана),

b — то же — от оси вакуумметра,

c — вертикальное расстояние между осями вакуумметра и манометра,

$\triangle h'_{вс}$ — неучтенные вакуумметром сопротивления внутри насоса и в части всасывающего трубопровода, находящейся между вакуумметром и насосом,

$\triangle h'_{нап}$ — неучтенные манометром сопротивления внутри насоса и в части напорного трубопровода, расположенной между манометром и насосом.

Нетрудно видеть, что вакуумметрическая высота всасывания в поршневом насосе будет равна

$$H_{\text{вак}} = W + a + \triangle h'_{вс}, \tag{6}$$

и манометрическая высота нагнетания:

$$H_{\text{ман}} = M + b + \triangle h'_{\text{нап}}. \tag{7}$$

На практике, вследствие трудности определения и сравнительно небольших величин $\triangle h'_{вс}$ и $\triangle h'_{\text{нап}}$ (1—3 *см*), значениями их обычно пренебрегают, т. е. считают, что

$$H_{\text{вак}} = W + a, \tag{6^1}$$

$$H_{\text{ман}} = M + b; \tag{7^1}$$

откуда полный напор

$$H_{\text{гидр}} = W + M + a + b = W + M + c, \tag{8}$$

Для определения $H_{\text{гидр}}$ более точно, т. е. с учетом $\triangle h_{\text{вс}} + \triangle h'_{\text{ман}}$, пользуются индикаторными диаграммами, указанными ниже.

При подаче жидкости по трубам в объеме Q *куб. м* на полную геометрическую высоту H насос должен преодолеть не только давление столба жидкости высотою H, но и все гидравлические сопротивления во всасывающей и напорной линиях, равные $h_{w} = h_{\text{вс}} + h_{\text{н}}$.

---

[1] Приведенная терминология принята 3 (XV) Всесоюзным водопров. и санит.-технич. съездом в мае 1929 г., по докладу инж. А. В. Якутовича — „Положение о проектировании и устройстве железнодорожных водоснабжений. Механическое оборудование насосных станций". В изданных в 1931 г.: а) „Технических условиях на поставку и приемку центробежных насосов" (проект), стр. 22. б) „Технических условиях на импортное оборудование. Центробежные насосы". в) „Технических условиях на импортное оборудование. Поршневые насосы". Величина $H_{\text{гидр}} = H_{\text{вак}} + H_{\text{ман}}$ называется полным манометрическим напором, а не гидродинамическим или полным напором, как это принято съездом.

НТБ УДИИТ (ДИИТ)

Таким образом, насос за n число оборотов поршня в минуту должен произвести работу

$$A_i = (H_{вс} + h_{вс} + H_н + h_и)\gamma Fsn = (H + h_w)\gamma Fsn \ кг/м.$$

Откуда мощность, произведенная насосом, будет равна

$$N_e = \frac{\gamma(H + h_w)Fsn}{60 \cdot 75} = \frac{\gamma(H + h_w)Q}{60 \cdot 75}. \quad (9)$$

Для получения мощности N_e насос должен преодолеть ряд гидравлических сопротивлений внутри самого насоса (в поршнях, цилиндре и т. п.) и затратить вследствие этого мощность [1]

$$N_i = N_e + B_m. \quad (10)$$

Мощность N_i, целиком передаваемая нагнетательной жидкости помощью рабочей части насоса (в данном случае поршня), называется **индикаторной мощностью**. В поршневых насосах она измеряется особым прибором, называемым **индикатором**.

Для практического вычисления индикаторной мощности выведенная формула (10) не пригодна.

Поэтому применяется другое выражение мощности: не в виде перемещения некоторого веса жидкости на определенную высоту, а в виде перемещения некоторого объема жидкости из-под меньшего давления — по одну сторону камеры насоса, под бо́льшее давление — по другую сторону ее.

Введем дополнительные обозначения к той же фиг. 4:

Y_1 — вертикальное расстояние (выраженное в метрах) от центра поршня до высшей точки внутренней поверхности камеры насоса,

Y_2 — то же—до низшей точки внутренней поверхности камеры насоса,

$p_н$ — давление воды в метрах водяного столба в верхней точке рабочей камеры насоса во время всасывания,

$p_{вс}$ — то же—в нижней точке,

p_o — среднее давление воды в камере насоса во время всасывания,

p_o^1 — то же—во время нагнетания,

$p_н^1$ — давление воды в верхней точке камеры во время нагнетания,

$p_{вс}^1$ — то же—в нижней точке.

Во время всасывания

$$p_н = A - H_{вс} - h_{вс};$$

$$p_{вс} = A - H_с - h_с + Y_1 + Y_2;$$

$$p_o = \frac{p_н + p_{вс}}{2} = A - H_{вс} - h_{вс} + \frac{Y_1 + Y_2}{2}.$$

Во время нагнетания

$$p_н^1 = A + H_н + h_н;$$

$$p_{вс}^1 = A + H_н + h_н + Y_1 \quad Y_2;$$

$$p_o^1 = \frac{p_н^1 - p_{вс}^1}{2} = A + H_н + h_н + \frac{Y_1 + Y_2}{2}.$$

Из приведенных формул видно, что

$$H_{вс} + h_{вс} = A + \frac{Y_1 + Y_2}{2} - p_o,$$

$$H_н + h_н = p_o^1 - A - \frac{Y_1 + Y_2}{2}.$$

---

[1] Проф. А. Грамберг. — „Испытание машин и работы их в производстве. Вып. III. Поршневые и центробежные насосы", 1927 г., стр. 4.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Следовательно, индикаторная работа насоса за время одного оборота поршня определится:

$$A_i = Fs\left(A + \frac{Y_1 + Y_2}{2} - p_0\right) + Fs\left(p_0^1 - A - \frac{Y_1 + Y_2}{2}\right) =$$

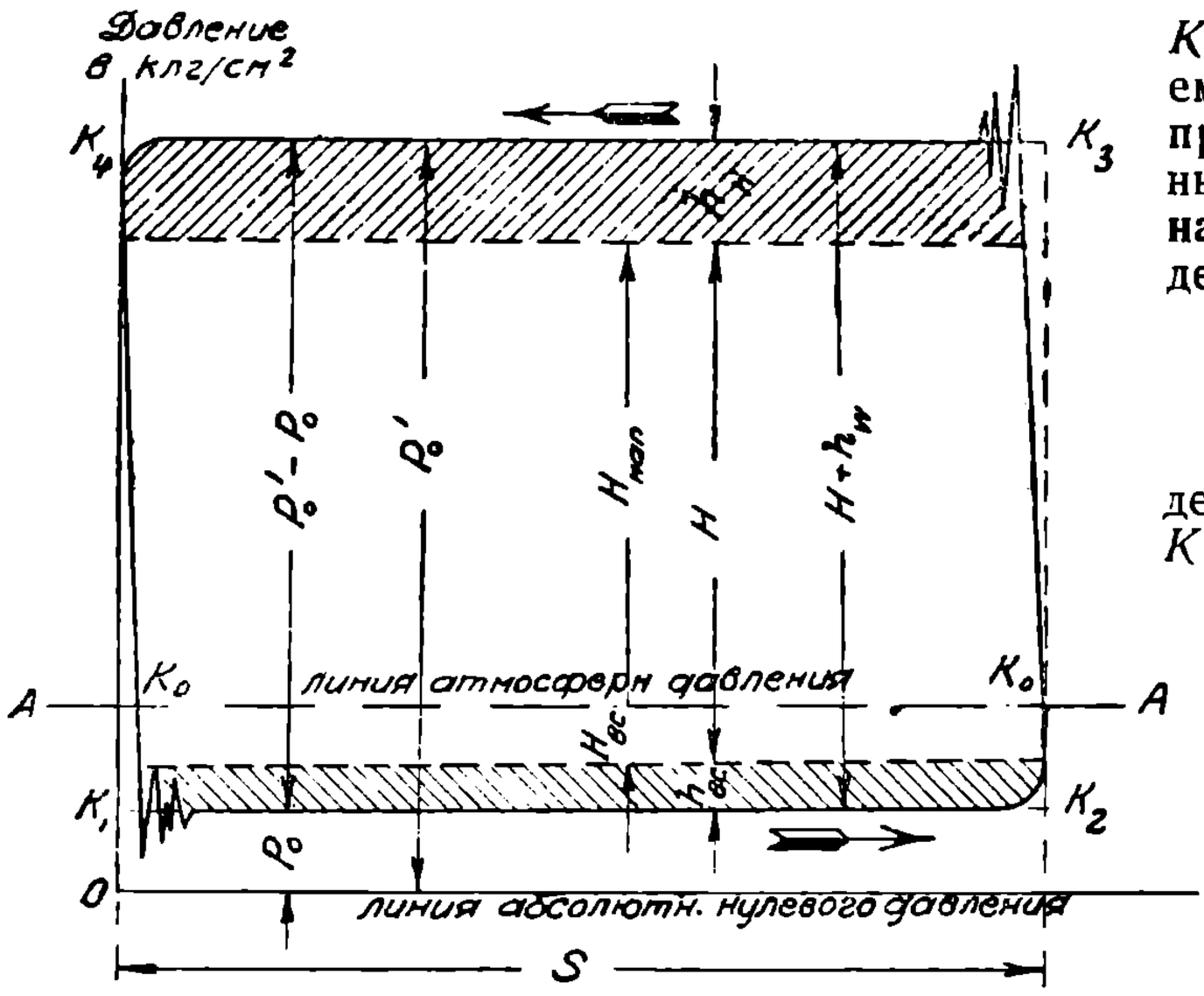
$$= (p_0^1 - p_0)Fs = p_i Fs.$$

Выражая величину p_i в атм., F — в *кв. см*, и s — в *м*, получим

$$A_i = (p_0^1 - p_0)Fs = p_i Fs \ кгм.$$

Откуда индикаторная мощность в одном цилиндре насоса простого действия будет равна

$$N'_i = \frac{(p_0^1 - p_0)\,Fsn}{60 \cdot 75} = \frac{p_i\,Fsn}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \qquad (11)$$



Фиг. 5. Нормальная индикаторная диаграмма поршневого насоса.

Если обозначить через K число ходовых объемов всех поршней насоса, производимых за один полный оборот, то **индикаторная мощность насоса** определится:

$$N_i = \frac{K \cdot p_i\,Fsn}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \qquad (11)$$

Для насосов простого действия $K = 1$; двойного $K = 2$ и т. д.

Об индикаторной мощности, развиваемой в рабочей камере поршневого насоса, можно судить на основании индикаторной диаграммы. При снятии диаграммы следует особенно иметь в виду правильность соединения индикатора с рабочей камерой, так как в противном случае показания индикатора могут не соответствовать действительности.

На фиг. 5 изображена так называемая **нормальная индикаторная диаграмма** поршневого насоса [1]. По оси абсцисс отложен ход поршня, по оси ординат—величина давлений в камере, причем все давления нанесены от абсолютной нулевой линии давления.

Линия $A - A$ обозначает линию атмосферного давления.
$K_1 - K_2$ „ „ всасывания.
$K_3 - K_4$ „ „ нагнетания.

Последовательность изменения рабочего процесса в камере насоса указана на чертеже стрелкой.

Линия $K_0K_1K_2K_0$, расположенная ниже линии атмосферного давления, соответствует всасывающему процессу. Линия $K_0K_3K_4K_0$ — нагнетательному. Точка K_4 показывает величину давления $p^1{}_0$ в камере насоса в момент изменения направления движения поршня. Вслед за изменением хода поршня, напорный

[1] Проф. Г. Матиссен и инж. Э. Фукслохер—„Насосы“, 1931 г., стр. 66.

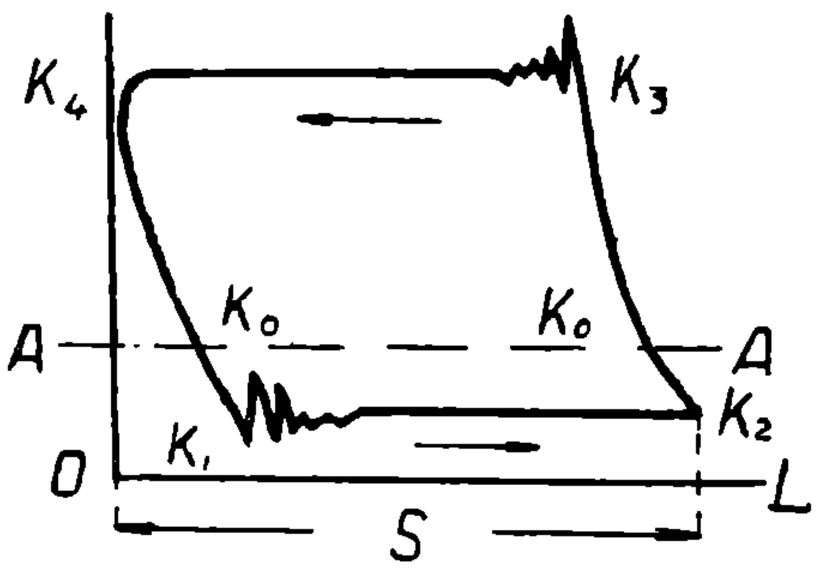
НТБ УДУНТ (ДНТ)

клапан $K_н$ (фиг. 4) закрывается и давление падает ниже атмосферного до величины p_0, при которой открывается всасывающий клапан $K_{вс}$ и начинается всасывание жидкости. Всасывание оканчивается в точке K_2, где поршень опять меняет свой ход на обратный, всасывающий клапан $K_{вс}$ закрывается и давление вновь возрастает до величины p^1_0, необходимой для нагнетания жидкости на данную высоту $H_н$. Нагнетание продолжается до точки K_4, после чего весь цикл работы насоса повторяется в том же порядке.

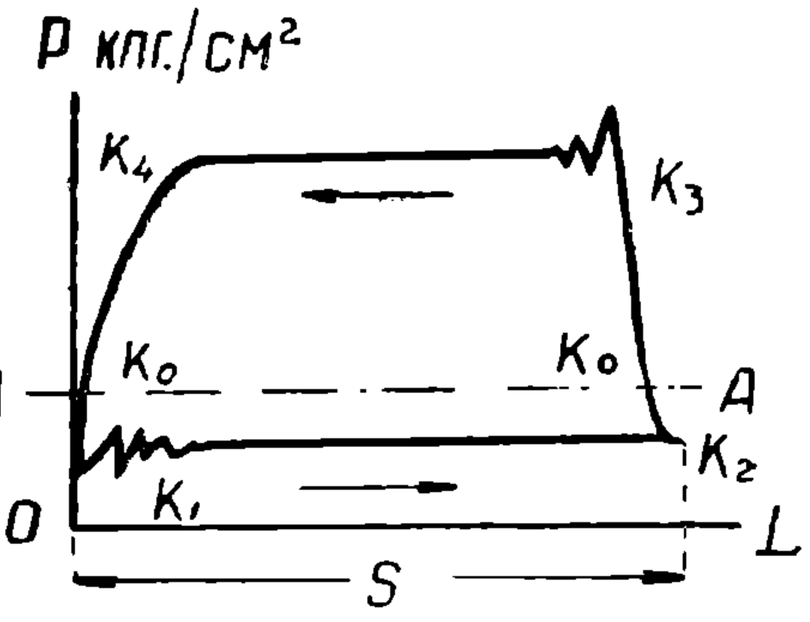
Переход от всасывания к нагнетанию и наоборот наступает не мгновенно за изменением хода поршня, а обычно с некоторой задержкой, вследствие ряда обстоятельств, как-то: запаздывания в закрытии и открытии клапанов, негерметичности отдельных частей насоса, позволяющей воздуху проникать в камеру насоса, большой высоты всасывания, удаленности от цилиндра всасывающих и нагнетательных колпаков, скорости движения поршня, температуры жидкости и, наконец, конструктивных особенностей устройства самого насоса.

На диаграмме эти обстоятельства отражаются отклонением от вертикали и изгибом линий $K_4—K_1$ и $K_2—K_3$.

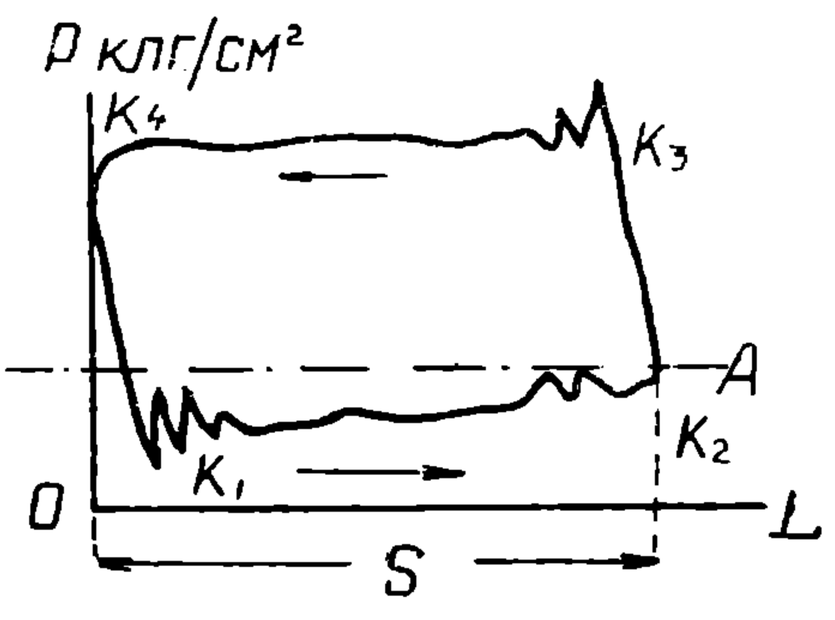
Волнение линии в узловых точках K_1 и K_3 вызывается отрывом жидкости от поршня (вследствие развивающихся сил инерции), вызывающим удары жидкости в камере и дрожание пружины в индикаторе.



Фиг. 6.



Фиг. 7.



Фиг. 8.

Фиг. 6—8. Вид индикаторных диаграмм у неисправных поршневых насосов.

По характеру отклонений линий индикаторных диаграмм от нормального их вида для данного насоса можно судить о неправильностях, имеющихся в этом насосе [1].

Так, например, на фиг. 6 показана ненормальная индикаторная диаграмма, снятая с насоса, у которого происходит слишком позднее закрытие и открытие клапанов вследствие попадания воздуха в камеру. Запоздавшее открытие клапанов сопровождается ударами.

Ту же форму $K_3 — K_2$ может иметь эта линия в том случае, когда высота всасывания у насоса очень велика или жидкость имеет высокую температуру.

В случае неплотного закрытия всасывающего клапана, форма диаграммы принимает вид, указанный на фиг. 7, где линия $K_4 — K_1$ сильно отклоняется от

[1] Определение дефектов поршневых машин по индикаторным диаграммам, способы устранения этих дефектов, снятие самих диаграмм и определение по ним индикаторных мощностей подробно изложены в следующих недавно вышедших трудах: Инж. В. Козырев. — „Определение дефектов поршневых машин по индикаторным диаграммам“ 1931 г. Инж.-докт. Вальтер Хедер. — „Больной насос и больной компрессор“ 1930 г.; Инж. Л. Я. Бершадский. — „Руководство при практическом пользовании индикатором, счетчиком мощности и регистратором нагрузки“, изд. 1930 г.; инж. И. Е. Герман. — „Индикатор, его устройство, значение и применение в паровозной службе“, 1931 г.; Ф. Зейферт.“—Испытание паровых машин, котлов, турбин и двигателей внутреннего сгорания“, 1930 г., стр. 9—50.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

вертикали. Изгиб линии K_2—K_0 свидетельствует о запаздывании закрытия всасывающего клапана.

Фиг. 8 дает диаграмму в том случае, когда размеры всасывающих и нагнетательных воздушных колпаков или слишком малы, или далеко удалены от цилиндра насоса; волнообразный вид всасывающей $K_1 - K_2$ и нагнетательной $K_3 - K_4$ линий отражает собой изменения действующих сил инерции и обычно встречается в быстроходных насосах. Кривизна линии $K_1 - K_2$ может быть результатом также и малого поперечного сечения всасывающего трубопровода.

При поступлении в камеру насоса воды самотеком линия всасывания $K_1 - K_2$ может лежать выше атмосферной линии A—A.

Практическое пользование индикаторной диаграммой для определения численного значения индикаторной мощности и некоторых других неизвестных величин осуществляется следующим образом.

Прежде всего измеряется, путем планиметрирования, площадь диаграммы F_i в квадратных миллиметрах. Затем делением величины найденной площади на основание диаграммы находится средняя высота диаграммы $p_o^1 - p_o$ в том же масштабе длины (фиг. 5):

$$p_i = p_o^1 - p_o = \frac{F_i}{s_g} \text{ мм.}$$

Для перевода давлений в $кг/см^2$ или $кг/м^2$ необходимо знать масштаб пружины индикатора.

Предположим, что масштабная единица последнего равна

$$a = 1 \text{ атм.} = 1 \ кг/см^2,$$

тогда разность средних давлений в камере насоса будет численно равна:

$$p_i = (p_o^1 - p_o) = \frac{F_i}{s_g \cdot a} \ кг/см^2.$$

Для вычисления индикаторной мощности остается лишь подставить числовые значения F, s и n, известные для данного насоса, и найденную указанным способом величину $(p_o^1 - p_o)$ в формулу (11):

$$N_i = \frac{K \cdot p_i \, Fsn}{60 \cdot 75} = K \frac{F_i}{s_g \cdot a} \cdot \frac{Fsn}{60 \cdot 75} \text{ л. с.}$$

Разность средних давлений в камере насоса может быть представлена в следующем виде:

$$p_o^1 - p_o = \left(A + H_н + h_н + \frac{Y_1 + Y_2}{2}\right) - \left(A - H_{вс} - h_{вс} + \frac{Y_1 + Y_2}{2}\right) =$$

$$= H_н + H_{вс} + h_н + h_{вс} = H + h_w,$$

откуда

$$h_w = p_o^1 \quad p_o - H.$$

Следовательно, вычитая на диаграмме (фиг. 5) из разности средних давлений геометрическую высоту перемещения жидкости H, находят общую потерю гидравлического напора h_w в напорном и всасывающем трубопроводах; определив значение h_w, переходят к отысканию $h_н$ и $h_{вс}$.

Если обозначить через:

l_p — отвесное расстояние от уровня центра поршня насоса до патрубка индикатора,

$h_{инд}$ — потери гидравлического напора от сопротивления на участке l_p,

то среднее давление у патрубка индикатора, которое в точности и будет показывать индикатор во время всасывания насосом жидкости, будет равно

$$p_{инд} = A - (H_{вс} + l_p) - h_{вс} - h_{инд}.$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

Значением $h_{инд}$ без большой погрешности можно пренебречь в виду его малой величины. Таким образом, зная масштаб индикатора и числовые значения A, $H_{вс}$ и $l_р$, найдем из уравнения (11)

$$h_{вс} = A - (H_{вс} + l_р) - \frac{p_{инд}}{a} \quad м \tag{12}$$

$$h_н = h_w - h_{вс}$$

В центробежных насосах и насосах, работающих под действием воды, пара, газа и сжатого воздуха, индикаторную мощность, в отличие от поршневых насосов, практически измерить не представляется возможным, но теоретически ее можно представить в виде мощности, передаваемой жидкости внутри камеры вращающимися лопатками или движущейся струей пара, газа, воды и воздуха.

§ 5. Коэффициенты полезного действия и мощности насосов и насосных установок.

Вследствие имеющихся неплотностей в сальнике поршня, негерметичности клапанов и отдельных частей насоса, **действительная**, или, как ее часто называют, **эффективная** производительность насоса, обозначаемая в дальнейшем через Q_e, будет всегда меньше производительности Q, подсчитанной теоретически.

Отношение

$$\eta_0 = \frac{Q_e}{Q}, \tag{13}$$

представляющее собой частное от деления действительно поданного объема жидкости на объем, описанный поршнем за то же время, называют **коэффициентом подачи, коэффициентом наполнения** или **объемным коэффициентом полезного действия** поршневого насоса.

Строго говоря, объемный коэффициент не является коэффициентом полезного действия насоса, так как он дает отношение не работ, а объемов. Поэтому не будет противоречия с законом сохранения энергии, если η_0 окажется > 1, что и может иметь место в отдельные моменты работы насоса, когда под действием сил инерции колонны жидкости Q_e будут $> Q$ [1].

Коэффициент η_0 оценивает качество работы и внутреннее состояние насоса и зависит не только от тщательности выполнения отдельных элементов насоса, но и от его конструкции, типа, мощности и числа оборотов поршня.

Для определенного насоса η_0 зависит только от скорости оборотов поршня и величины напора. Но так как изменение η_0 при этом бывает весьма незначительно, то принято считать для данного насоса η_0 — постоянным. Вполне понятно, что с течением времени, с износом отдельных частей насоса, может измениться и коэффициент η_0.

Если напорный и всасывающий трубопроводы имеют неисправности, поглощающие часть количества проходящей по ним жидкости, то поданный насосом объем Q_e попадает в водоемный бак только в объеме $Q_{бак} < Q_e$.

Отношение

$$\eta_{0c} = \frac{Q_{бак}}{Q_e} \tag{14}$$

называется **объемным коэффициентом подачи всасывающего и напорного трубопроводов** или **объемным коэффициентом внешней сети;** он зависит от состояния трубопровода, длины и величины гидравлического напора в сети и материала труб.

---

[1] Проф. А. Грамберг. — „Испытание машин и работы их в производстве", вып. VI, 1927 г. стр. 5.

НБ УДУНТ (ДПТ)

В свою очередь, отношение

$$\eta_{оу} = \frac{Q_{бак}}{Q} \tag{15}$$

называется **„общим объемным коэффициентом подачи насосной установки“**, подразумевая под насосной установкой насос со всасывающим и напорным трубопроводами.

Следует заметить, что на железных дорогах при испытании насосных установок в водоподъемных зданиях путем подачи воды из источника в баки водоемных зданий иногда допускаются ошибки тем, что вся разница в объемах воды между $Q - Q_{бак.}$ относится или только за счет утечек воды в напорном и всасывающем трубопроводах, т. е. считается, что $\eta_{оу} = \eta_{ос}$ и $\eta_{о} = 1$, или, наоборот, только за счет насоса, т. е., принимается, что [1] $\eta_{оу} = \eta_{о}$ и $\eta_{ос} = 1$.

Величина общего коэффициента подачи насосной установки колеблется примерно $\eta_{оу} = 0{,}8 \rightarrow 0{,}9$.

В случае прорыва напорного трубопровода $\eta_{оу} = \eta_{ос} = 0$.

При новом трубопроводе $\eta_{ос} = 1$ и $\eta_{оу} = \eta_{о}$.

Переместив из источника в бак водоемного здания или непосредственно в разводящую сеть жидкость, в объеме $Q_{бак}$ на высоту H, насосная установка произведет тем самым так называемую **полезную работу**, равную

$$A_{еб} = H Q_{б} \gamma \ кг,$$

откуда **полезная мощность насосной установки** определится

$$N_{еб} = \frac{\gamma Q_{бак} H}{60 \cdot 75}. \tag{16}$$

Если рассматривать только один насос без трубопровода тогда придется в уравнение (16) для $Q_{б}$ и H ввести значения, замеренные непосредственно у насоса и соответственно равные $Q_{е}$ и $H_{гидр}$, благодаря чему полезная мощность только одного насоса будет равна

$$N_{е} = \frac{\gamma Q_{е} H_{гидр.}}{75 \cdot 60} = \frac{\gamma Q_{е} (H + h_{w})}{75 \cdot 60}, \tag{17}$$

где $Q_{е}$ — подача воды насосом в литрах в минуту.

В отличие от полезной мощности насосной установки $N_{еб}$, мощность $N_{е}$ называется **полезной мощностью насоса в поднятой воде.**

На практике мощностью $N_{е}$ пользуются для сравнения экономичности работы и стоимости насосных установок, определения расхода пара, топлива и т. д.

Отношение

$$\eta_{h} = \frac{H}{H + h_{w}} = \frac{H}{H_{гидр.}} \tag{18}$$

зазывается **гидравлическим коэффициентом сопротивления трубопровода** или **гидравлическим коэффициентом сопротивления внешней сети.** Подаваемая жидкость, как уже отмечалось ранее, воспринимает от рабочей части насоса индикаторную мощность N_{i}, большую чем $N_{е}$. Потеря мощности, в количестве

$$B_{q} = N_{i} - N_{е},$$

происходит, главным образом, из-за гидравлических сопротивлений жидкости при движении ее в насосе.

---

[1] Такое равенство $\eta_{ос} = 1$ будет также иметь место при условии отсутствия утечек воды в напорном и всасывающем трубопроводах.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Отношение

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_i} \tag{19}$$

называется **индикаторным коэффициентом полезного действия насоса.**

Для приведения насоса в действие необходимо затратить мощность N_m, большую N_i на величину B_m с тем, чтобы преодолеть кроме мощности N_i еще и некоторые механические сопротивления, как-то: трение в подшипниках, сальниках, кривошипах и т. д.

$$B_m = N_m - N_i.$$

Отношение

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_m} \tag{20}$$

называется **механическим коэффициентом полезного действия насоса.** Этот коэффициент, в отличие от указанных ранее, оценивает качество механических частей насоса. При непосредственной передаче движения, с помощью упругой муфты от двигателя к насосу, механическая мощность насоса является в то же время и так называемой *полезной или эффективной мощностью двигателя* или *мощностью на валу двигателя.*

Итак, для того чтобы переместить жидкость в объеме $Q_{e_б}$ на высоту H и получить тем самым полезную мощность $N_{e_б}$, придется приложить к насосу механическую мощность N_m, большую $N_{e_б}$ на величину $B_э$, и потерять, следовательно,

$$B_э = N_m - N_{e_б}.$$

Разность $B_э$ есть полная потеря мощности в насосной установке, а частное

$$\eta_{п_б} = \frac{N_{e_б}}{N_m} \tag{21}$$

полный коэффициент полезного действия насосной установки.

Соответственно изложенному, отношение

$$\eta_п = \frac{N_e}{N_m} = \eta_i \, \eta_m \tag{22}$$

будет **полным коэффициентом полезного действия насоса.**

Мощность на валу двигателя $N_{дв}$, приводящего в действие насос, должна быть таких размеров, чтобы преодолеть не только мощность насоса N_m, но и все сопротивления механической передачи движения, т. е. $N_{дв} > N_m$.

Отношение

$$\eta_p = \frac{N_m}{N_{дв}} \tag{23}$$

называется **коэффициентом полезного действия механической передачи.**

В конечном итоге получились следующие определения и значения мощностей и коэффициентов полезного действия поршневых водяных насосов и насосных установок.

А. Мощности поршневых насосов.

1. Полезная мощность насосной установки (мощность по баку)

$$N_{e_б} = \frac{\gamma Q_б H}{75 \cdot 60} \text{ л. с.} \tag{16}$$

2. Полезная мощность насоса в поднятой воде

$$N_e = \frac{\gamma Q_e H_{гидр.}}{75 \cdot 60} \text{ л. с.} \tag{17}$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

3. Индикаторная мощность насоса

$$N_i = \frac{N_o}{\eta_i} = K\frac{p_i\, Fsn}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \qquad (11)$$

4. Механическая мощность или мощность на валу насоса

$$N_m = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{N_e}{\eta_i \cdot \eta_m} = \frac{N_o}{\eta_n} \qquad (20)$$

Б. Коэффициенты полезного действия поршневых насосов.

1. Коэффициент подачи или объемный коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_{i_o} = \frac{Q_e}{Q}. \qquad (13)$$

2. Коэффициент подачи или объемный коэффициент полезного действия насосной установки

$$\eta_{i_{oy}} = \frac{Q_б}{Q} = \eta_{i_{oc.}}\, \eta_{i_o}. \qquad (15)$$

3. Индикаторный коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_i}. \qquad (19)$$

4. Механический коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_m} = \frac{N_e}{\eta_i N_m}. \qquad (20)$$

5. Полный коэффициент полезного действия насосной установки

$$\eta_{i_{nб}} = \frac{N_{e_б}}{N_m}. \qquad (21)$$

6. Полный коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_{i_n} = \frac{N_e}{N_m} = \eta_i\, \eta_m. \qquad (22)$$

В. Коэффициент сопротивления и подачи трубопроводов.

1. Объемный коэффициент подачи внешней сети

$$\eta_{oc} = \frac{Q_б}{Q_e}. \qquad (14)$$

2. Гидравлический коэффициент сопротивления всасывающего и напорного трубопроводов или гидравлический коэффициент сопротивления внешней сети

$$\eta_h = \frac{H}{H_{гидр.}}. \qquad (18)$$

Г. Коэффициент полезного действия механической передачи энергии (ременной или зубчатой) от двигателя к насосу

$$\eta_p = \frac{N_{in}}{N_{дв}}. \qquad (23)$$

В дальнейшем во всех расчетах нами принимаются указанные выше значения мощностей и коэффициентов полезного действия.

Числовые значения объемных и полных коэффициентов полезного действия поршневых насосов, применяемых на ж.-д. водопроводах, указаны в таблице 5.

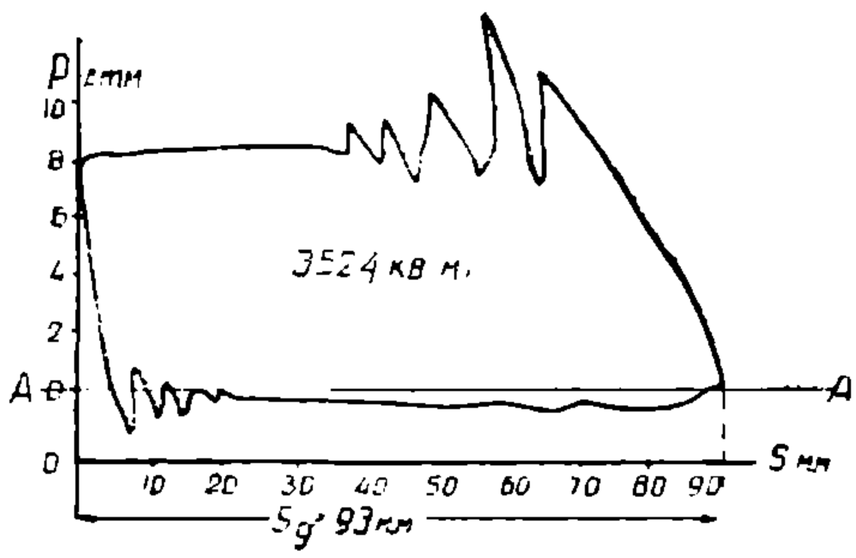
НБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 5

Средние значения коэффициентов полезного действия поршневых насосов

№№ по пор.	Характеристика поршневых насосов	Коэффициент полезного действия	
		η_0 (объемный)	$\eta_п$ (полный)
	I. Насосы с зубчатой передачей		
1	Горизонт. насосы малых размеров .	0,85—0,90	0,60—0,65
2	больших .	0,90—0,95	0,70—0,75
3	Вертикальн. насосы шахтного (колодезного) типа и со штангами .	0,80—0,85	0,55—0,65
4	То же—артезианского типа .	0,80—0,85	0,50 –0,60
	II. Насосы без зубчатой передачи		
5	Паровые прямодейств. насосы малых размеров . .	0,85—0,95	0,75—0,80
6	То же—больших размеров .	0,90—0,95	0,80—0,85
7	Горизонт. насосы приводные малых размеров .	0,85—0,90	0,70—0,75
8	То же—больших размеров .	0,90—0,95	0,75—0,80
9	Вертикальн. прямодействующие простого или двукратного действия для артезианской скважины	0,80—0,90	0,65—0,75
10	Ординарная ременная или зубчатая передача .	—	0,95—0,97

Пример 1. При испытании насосной установки выяснилось, что за 50 минут было подано поршневым насосом четырехкратного действия по напорной линии в бак водонапорной башни $Q_б = 73{,}2$ *куб. м.*



Фиг. 9. Опытная индикаторная диаграмма неисправного поршневого насоса.

Водомер, установленный на напорной линии возле насоса, показал за то же время подачу в размере $Q_в = 75{,}5$ *куб. м.* Диаметр поршня насоса $D = 215$ *мм*, ход поршня $s = 255$ *мм*. Число оборотов поршня в минуту $n = 45$. Геометрическая высота напора $H_н = 51{,}5$ *м* и всасывания $H_{вс} = 3{,}6$ *м*. Показание вакуумметра, выраженное в метрах водяного столба $W = 4{,}2$ *м* и манометра $M = 68{,}4$ *м*. Отвесное расстояние между вакуумметром и манометром равно $c = 0{,}9$ *м*.

Снятая при этом индикаторная диаграмма имела вид, указанный на фиг. 9.

Площадь диаграммы равна $F_1 = 3\,524$ *мм* и длина $S_g = 13$ *мм*. Масштаб пружины индикатора $a = 1$ атм. $= 4$ *мм*. Механическая мощность на валу насоса равна $N_m = 39{,}4$ л. с.

Требуется определить коэффициенты полезного действия насосной установки и дать заключение о ее состоянии.

Решение. Ходовой объем поршня

$$Fs = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}215^2 \cdot 0{,}255}{4} = 0{,}0092 \text{ куб. м} = 9{,}2 \text{ л}$$

Теоретическая подача воды насосом в 50 минут при штоке $f = 0{,}02\,F$

$$Q = 4 \cdot 0{,}98\, Fsnt = 4 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}0092 \cdot 45 \cdot 50 = 81{,}2 \text{ куб. м.}$$

Объемный коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_o = \frac{Q_e}{Q} = \frac{75{,}5}{81{,}2} = 0{,}93.$$

Полный напор

$$H_{гидр.} = 4{,}2 + 68{,}4 + 0{,}9 = 73{,}5 \text{ м.}$$

Гидравлический коэффициент сопротивления трубопроводов

$$\eta_h = \frac{H}{H_г} = \frac{51{,}5 + 3{,}6}{73{,}5} = 0{,}75.$$

Объемный коэффициент подачи внешней сети

$$\eta_{ос} = \frac{Q_б}{Q_e} = \frac{73{,}2}{75{,}5} = 0{,}97.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Полезная мощность насосной установки (по баку)

$$N_{e_б} = \frac{\gamma Q_б H}{75 \cdot 50 \cdot 60} = \frac{1\,000 \cdot 73{,}2 \cdot 55{,}1}{75 \cdot 50 \cdot 60} = 17{,}9 \text{ л. с.}$$

Полезная мощность насоса в поднятой воде

$$N_e = \frac{\gamma Q_e H_г}{75 \cdot 50 \cdot 60} = \frac{1\,000 \cdot 75{,}5 \cdot 73{,}5}{75 \cdot 50 \cdot 60} = 24{,}7 \text{ л. с.}$$

Среднее индикаторное давление в рабочей камере насоса

$$p_i = \frac{F_1}{S_g \cdot a} = \frac{3\,524}{93{,}4} = 9{,}47 \text{ атм.}$$

Площадь поршня насоса

$$F = \frac{3{,}14 \cdot 21{,}5^2}{4} = 363 \text{ см}^2.$$

Индикаторная мощность насоса

$$N_i = \frac{K \cdot p_i Fsn}{60 \cdot 75} = \frac{4 \cdot 9{,}47 \cdot 363 \cdot 0{,}255 \cdot 45}{60 \cdot 75} = 35 \text{ л. с.}$$

Механический коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_m} = \frac{35}{39.4} = 0{,}89.$$

Индикаторный коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_i} = \frac{24{,}7}{35} = 0{,}71.$$

Полный коэффициент полезного действия насоса

$$\eta_п = \eta_i \cdot \eta_m = 0{,}71 \cdot 0{,}89 = 0{,}63.$$

Полный коэффициент полезного действия насосной установки (по баку)

$$\eta_{o_б} = \frac{N_{e_б}}{N_m} = \frac{17{,}9}{39{,}4} = 0{,}45.$$

Из полученных результатов подсчета коэффициентов полезного действия насоса можно вывести следующее заключение.

Судя по весьма низкому индикаторному коэффициенту полезного действия $\eta_i = 0{,}71$ и форме диаграммы в узловых точках, видно, что напорные и всасывающие клапаны неисправны. Причина их неисправности, по всей вероятности, заключается в излишней затянутости клапанных пружин. Кроме того, пики на диаграмме показывают на недостаточность объемов всасывающего и напорного воздушных колпаков или на неправильность их установки (далеко от насоса). Сравнительно невысокий механический коэффициент полезного действия $\eta_m = 0{,}89$, при удовлетворительном объемном коэффициенте полезного действия $\eta_o = 0{,}93$, свидетельствует об излишних потерях энергии в передаточном механизме, являющихся, повидимому, результатом или неправильности установки главного вала насоса (перекошенности), или неравномерности и тугой набивки сальников, оказывающих добавочное сопротивление движению поршня; объемный коэффициент полезного действия трубопровода, равный $\eta_{oc} = 0{,}97$, говорит о наличии или утечки воды в напорном трубопроводе, или неточности показаний водомера.

Для выяснения этого вопроса придется произвести добавочные испытания, заменив прежний водомер новым, или проверить показание прежнего водомера в специальной лаборатории на работе его, примерно, в таких же условиях, в каких он находился на производстве, или, наконец, сделать испытание напорного трубопровода на утечку воды по одному из способов, описанных инж. Н. М. Ивановым [1]. Прямой участок линии $K_1 - K_2$ индикаторной диаграммы и небольшие гидравлические потери напора во всасывающей линии, равные 4,2—3,6=0,6 *м*, указывают на удовлетворительность всасывающего трубопровода.

§ 6. Неравномерность подачи жидкости поршневыми насосами.

Неравномерность подачи жидкости в поршневых насосах обусловливается неравномерностью движения самого поршня, вследствие необходимости его прямолинейного и возвратного движения при нулевых скоростях в конце и начале каждого хода.

---

[1] Инж. Н. М. Иванов.—„Методы исследования водопроводных труб на утечку, примененные Октябрьской жел. дорогой в строительном сезоне 1926 г." Журнал „Железнодорожное дело. Путь" № 1—2, 1927 г., стр. 3—6. Следует иметь в виду, что предел погрешности показаний исправного водомера обычно равен ± 2%.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Большинство поршневых насосов устраивается с шатунным механизмом по схеме, указанной на фиг. 10.

O — центр вала, A_xO — кривошип длиною r, A_xC_x — шатун длиною l, OC_x — направление оси рабочего цилиндра насоса, C_x — положение ползунного колена, соответствующее углу наклона α_x кривошипа A_xO.

Если из точки C_x, как из центра, описать радиусом l дугу A_xE и из точки A_x опустить на ось A_oC_o перпендикуляр A_xD, то нетрудно видеть, что

$$x = A_oO - DO \quad DE,$$

или

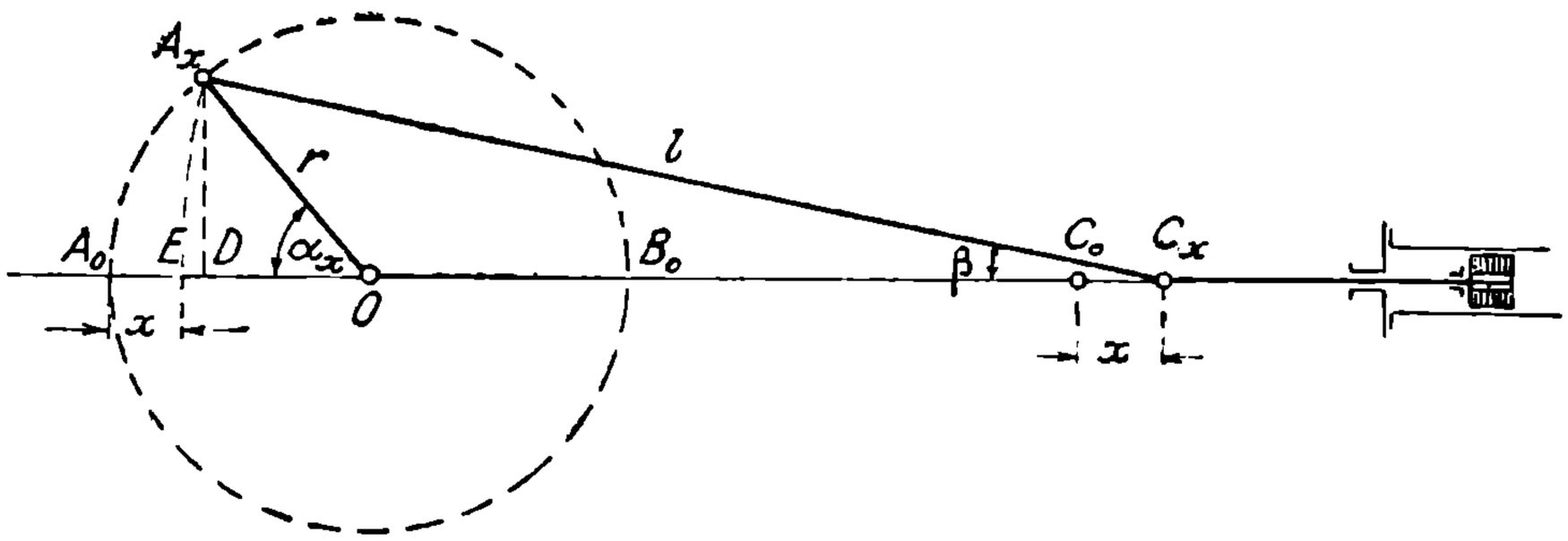
$$x = r - r\cos\alpha + (l - l\cos\beta) = r(1 - \cos\alpha) \mp l(1 - \cos\beta) \qquad (24)$$

Ввиду незначительности величины

$$1 - \cos\beta = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin^2\alpha\right)^2},\ ^1$$

ею можно пренебречь, не делая большой погрешности.
Тогда

$$x = r(1 - \cos\alpha). \qquad (24^1)$$



Фиг. 10. Схема кривошипно-шатунной передачи.

Для получения скорости V перемещения поршня берем первую производную от x по времени t

$$v = \frac{dx}{dt} = r\sin\frac{d\alpha}{dt}.$$

Но так как угловая скорость кривошипа

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt},$$

то

$$v = r\omega\sin\alpha \qquad (25)$$

Следовательно, при равномерном движении кривошипа ($r\omega = \text{const}$) скорость движения поршня в насосе будет изменяться пропорционально изменениям $\sin\alpha$, т. е., как ордината синусоиды.

Обозначим через dq бесконечно малый объем жидкости, подаваемый поршнем площадью F в промежуток времени dt, и через T — время, необходимое для полного оборота поршня. Тогда

$$dq = Fdx = Fr\sin d\alpha.$$

Поданное количество воды в период всасывания или нагнетания за 1 ход поршня, или промежуток времени $\frac{T}{2}$, будет равно

$$q = Fr\int_0^{180}\sin\alpha\, d\alpha = F\,2r = Fs.$$

[1] Разность $1 - \cos\beta$ не превосходит 0,05, так как $\max\frac{r}{l} = \frac{1}{3}$

НБ УДУНТ (ДПТ)

В полученном конечном результате $q = Fs$ неточность значения x, принятая нами ранее по формуле (24[1]) вместо формулы (24), совершенно не отразилась.

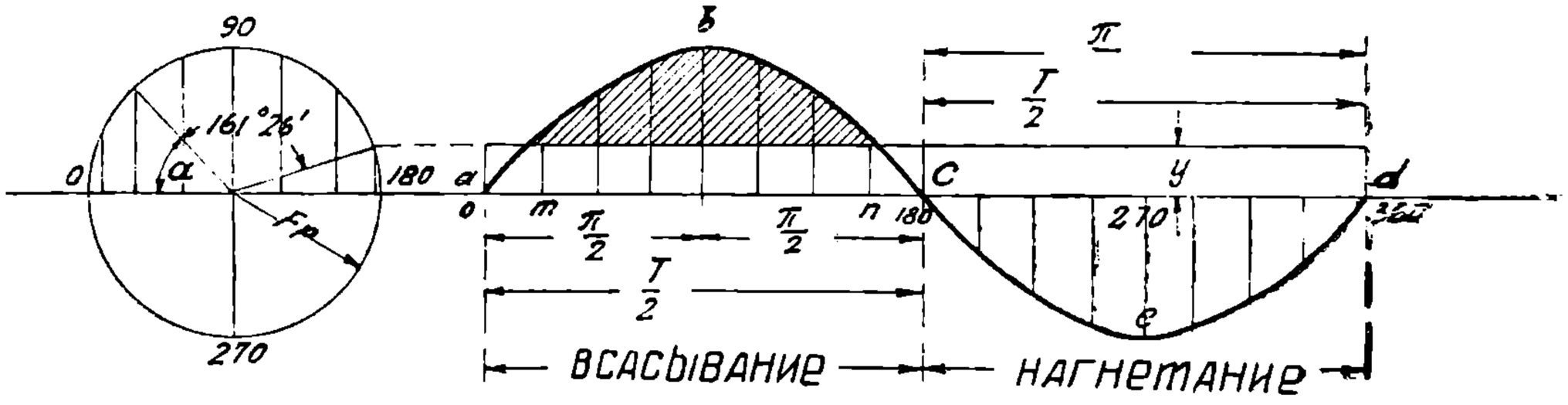
Таким образом, при равномерном движении кривошипа, подача жидкости насосом изменяется, как и скорость движения поршня по закону изменения синусоиды. Площадь, ограниченная этой синусоидой, будет графически изображать поданное количество воды q.

Построение синусоиды в зависимости от заданной площади поршня F и длины кривошипа r производится следующим образом (фиг. 11).

Описав в любом масштабе окружность радиусом, численно равным произведению площади поршня на длину кривошипа Fr, делят длину ее на любое число равных частей.

На продолжение диаметра, как на оси абсцисс откладывают (опять в произвольном масштабе) числовые значения угла α от O до 2π. Полученный отрезок ab делят на то же число равных частей, как и окружность, и из концов их восставляют перпендикуляры, по длине равные ординатам соответствующих точек концов частей окружности; соединив концы перпендикуляров кривой $abcd$, получают искомую синусоиду.

Ординаты точек синусоиды равны по построению $Fr\sin\alpha$, т. е. скорости перемещения поршня v.



Фиг. 11. График объемов и скоростей поршневого насоса простого действия.

Если параллельно какой-либо ординате $Fr\sin\alpha$ провести другую, отстоящую от первой на расстоянии $d\alpha$, то площадь между ними будет равна $Fr\sin d\alpha = dq$. Отсюда нетрудно видеть, что вся площадь, ограниченная синусоидой $abcd$, будет численно равна количеству всасываемой и нагнетаемой насосом жидкости Q за время одного оборота поршня.

Так как путь, пройденный поршнем за один оборот, длится в течение промежутка времени, равного T, то нередко по оси абсцисс вместо 2π откладывают время T.

Кривая $abcd$ называется **графиком объемов и скоростей** поршневого насоса.

Если бы насос подавал тот же объем жидкости Q в течение одного хода поршня равномерно, то графики объемов и скоростей приняли бы форму прямоугольника, равновеликого полученной ранее синусоиде. Высоту y этого прямоугольника можно найти из уравнения

$$q = F2r = y\,2\pi$$

откуда

$$y = \frac{Fr}{\pi} = 0{,}318\,Fr \qquad (26)$$

Найденная высота y в графике скоростей будет изображать среднюю скорость движения поршня $v_{ср.}$

Наибольшая скорость движения поршня соответствует наибольшей ординате синусоиды, равной $Fr\sin\frac{\pi}{2}$, поэтому неравномерность подачи воды для насосов простого действия, имеющих кривую объемов и скоростей приведенного на фиг. 11 вида, составит $\frac{Fr - 0.318\,Fr}{Fr} = 0{,}682$ или $68{,}2\%$

НБ УДУНТ (ДШТ)

§ 7. Предельная высота всасывания поршневых насосов.

Как уже отмечалось ранее (§ 1), всасывание жидкости происходит под действием наружного атмосферного давления путем создания разрежения воздуха в рабочей камере насоса и всасывающего трубопровода. Вследствие различного рода неплотностей во всасывающем трубопроводе и в самом насосе, внутрь последних проникает воздух. При создании разрежения, из всасываемой воды выделяются водяные пары, количество которых бывает тем больше, чем выше температура воды и чем больше разрежение. Проникающий воздух и выделяющиеся пары противодействуют давлению наружной атмосферы, уменьшая высоту всасывания. Для осуществления всасывания воды на высоту $H_{вс}$, давление наружной атмосферы должно преодолеть, кроме противодействующих усилий проникшего воздуха и выделившихся паров, еще ряд гидравлических сопротивлений во всасывающей линии и насосе.

Последние состоят из сопротивлений:

а) **во всасывающей линии** на прямых участках, во всасывающей сетке, клапане, коленах, патрубках и пр., а также от ускорения воды вследствие неравномерности подачи;

б) **в насосе** — во всасывающих клапанах и камере.

Кроме того, само давление наружной атмосферы, не являясь вообще величиной постоянной, уменьшается по мере возвышения над уровнем моря.

Обозначим через:

h_A — уменьшение атмосферного давления, в зависимости от возвышения места расположения насосной установки над уровнем моря;

h_t — уменьшение высоты всасывания от противодействия выделяющихся паров при повышении температуры воды свыше 4° Ц;

h_o — уменьшение высоты всасывания от противодействия воздуха, проникающего через неплотности в трубопроводе и насосе

$H_{вс}$ — геометрическую (геодезическую) высоту всасывания в метрах;

$h_{вс}$ — полные гидравлические потери напора на преодоление сопротивления во всасывающем трубопроводе (в метрах водяного столба);

$h_{jвс}$ — потери гидравлического напора (в метрах водяного столба) на преодоление сопротивления от ускорения движения столба воды во всасывающем трубопроводе;

W_1 — то же—на преодоление сопротивления в приемном клапане в всасывающей сетке;

$\Sigma il_{вс}$ — то же—на преодоление сопротивления в прямых участках всасывающего трубопроводе;

ΣW — то же—на преодоление местных сопротивлений (колена, переходы, всасывающие колпаки и т. д.);

$W_{нас.}$ — то же—на преодоление сопротивления во всасывающих клапанах и рабочей камере насоса.

Для осуществления всасывания необходимо

$$A - h_A = H_{вс} + h_t + h_{jвс} + h_{вс},$$

так как

$$h_{вс} = W_1 + \Sigma il_{вс} + \Sigma W.$$

Общий вид формулы всасывания

$$A - h_A = H_{вс} + h_t + h_0 + h_{jвс} + W_1 + \Sigma il_{вс} \quad \Sigma W + W_{нас}; \qquad (27)$$

откуда

$$H_{вс} = A - h_A - h_t - h_0 - h_{jвс} - W_1 - \Sigma il_{вс} - \Sigma W - W_{нас} \qquad (28)$$

Для уяснения формулы (28) каждый из элементов, входящих в нее, рассмотрен ниже более подробно.

1. Определение значения h_A. Атмосферное давление, как известно, уменьшается по мере увеличения высоты над уровнем моря. Вследствие этого и указанная предельная полная высота всасывания будет изменяться на соответ-

НБ УДУНТ (ДПТ)

ствующую величину h_A *м* водяного столба. В таблице 6 даны значения величины h_A при среднем атмосферном состоянии и средней температуре окружающего воздуха $t = 0$, согласно данным *Hütte* (часть 1, изд. 1921 г., стр. 382)

ТАБЛИЦА 6

Значения h_A (к формуле 28)

Высота над уровнем моря в *м* . . .	0	100	200	300	400	500	600	800	1 000	1 500	2 000
Атмосферное давление А в *мм* ртутного столба [1] (0° Ц)	760	751	742	733	724	716	707	690	674	635	598
Атмосферное давление А в *м* водяного столба (4° Ц) .	10,3	10,2	10,1	9,9	9,8	9,7	9,6	9,4	9,2	8,6	8,1
Потеря полезной вакуумметрической высоты всасывания — h_A в *м* водяного столба	—	0,1	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,1	1,7	2,2

2. Определение значения h_t. В зависимости от температуры перемещаемой жидкости будет изменяться и упругость насыщенного пара, что, в свою очередь, отразится на вакуумметрической высоте всасывания на величину h_t.

Значения h_t, согласно данным *Hütte* (часть 1, стр. 446, изд. 1921 г.), приведены в таблице 7.

ТАБЛИЦА 7

Значения h_t (к формуле 28)

Температура воды С .	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
В *мм* ртутного столба (0° С)	4,6	9,17	17,4	31,5	54,9	92	148,8	233,1	354,6	525,4	760
В *м* водяного столба (4° С) .	0,06	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

По данным инж. Е. Э. Бромлей [2] можно допустить:

1. Для всасывающей линии $l <$ 50 *м* и темп. воды $t = 20°$Ц max $H_{вак.} - h_t = 6$ *м*
2. $l \leq$ 50 „ $t = 30°$Ц max $H_{вак.} - h_t = 5{,}5$ „
3. $l =$ 50—100 $t = 20°$Ц max $H_{вак.} - h_t = 5{,}0$
4. $l =$ 50—100 $t = 35°$Ц max $H_{вак.} - h_t = 4{,}5$ „
5. $l =$ 110—200 $t = 20°$Ц max $H_{вак.} - h_t = 4{,}5$
6. $l =$ 110—200 $t = 35°$Ц max $H_{вак.} - h_t = 3{,}5$

3. Определение значения h_0. Количество воздуха, проникающего во внутрь насоса и всасывающего трубопровода, и соответствующая этому количеству величина противодействия наружной атмосферы в момент всасывания зависят от тщательности выполнения работ и поэтому точно учтены быть не могут. В среднем можно принять $h_0 = 1{,}0 - 3{,}0$ *м*.

4. Определение значения $h_{Jвс}$. Из фиг. 10 и формулы (24) перемещение поршня

$$x = r(1 - \cos\alpha) \mp l(1 - \cos\beta) = r(1 - \cos\alpha) \pm l\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin^2\alpha\right)}\right]$$

Для определения скорости перемещения поршня берем первую производную от x по времени t

$$v = \frac{dx}{dt} = r\sin\alpha\frac{d\alpha}{dt} \pm \frac{r^2}{2l}\sin 2\alpha\frac{d\alpha}{dt};$$

---

[1] Давление воздуха в данном случае выражено в физических атмосферах = 760 *мм* ртутного столба = 10,333 *м* водяного столба.

[2] Журнал „Санитарная техника", № 2, 1927 г.

НБ УДУНТ (ДПТ)

но так как угловая скорость кривошина

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt},$$

то

$$v = r\omega\left(\sin\alpha \pm \frac{r}{2l}\sin 2\alpha\right) \qquad (25^1)$$

Из формулы (25^1) видно, что при $\alpha = 0$ и $\alpha = 180°$, т. е. когда поршень проходит через свои мертвые положения, скорость движения поршня $v_{min} = 0$ и наоборот v — достигает своего максимума, когда угол α приближается к 90° и 270°.[1]

Средняя скорость — $v_{ср}$ — движения поршня при равномерном вращении вала будет, очевидно, равна

$$v_{ср} = \frac{2sn}{60}$$

Но так как ход поршня $s = 2r$, то

$$v_{ср} = \frac{2sn}{60} = \frac{rn}{15} \text{ м/сек.} \qquad (29)$$

Таким образом, скорость движения поршня непрерывно изменяется от $v_{min} = 0$ в мертвом положении, до v_{max} при $\alpha \cong 90°$ и $\alpha \cong 270°$, после чего опять непрерывно уменьшается до $v_{min} = 0$ в другом мертвом положении.

Изменение скорости движения поршня, т. е. ускорение или замедление его, определяется путем нахождения второй производной от x по времени t

$$j_п = \frac{d^2x}{dt} = r\omega\left(\cos\alpha\frac{d\alpha}{dt} \pm \frac{2r}{2l}\cos\alpha\frac{d\alpha}{dt}\right) = r\omega^2\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\alpha\right) \qquad (30)$$

Из формулы (30) видно, что ускорение или замедление поршня достигает своего максимума, в отличие от скорости v, при $\alpha = 0$ и $\alpha \cong 180°$, т. е. в начале и конце хода, причем в эти моменты

$$J_{п_{max}} = r\omega^2 \cdot \left(1 + \frac{r}{l}\right) \qquad (31)$$

В машиностроении отношение длины радиуса кривошипа к длине шатуна обычно принимают

$$\frac{r}{l} = \frac{1}{5} = 0{,}2$$

Угловая скорость

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2\pi rn}{60 \cdot r} = \frac{\pi n}{30} \qquad (32)$$

Подставляя найденные значения $\frac{r}{l}$ и ω в формулу (31), определим

$$J\pi_{max} = 1{,}2\,\frac{r\pi^2n^2}{30^2} = 0{,}013rn^2 = 0{,}0065sn^2 \text{ м/сек}^2 \qquad (33)$$

Для перемещения воды поршневым насосом столб воды, находящийся во всасывающем трубопроводе и рабочей камере, должен не отрываться от поршня и следовать за всеми изменениями его движения. Скорость движения столба воды во всасывающей линии в каждый данный момент равна

$$v_{вс} = \frac{Q_e}{F_{вс}}$$

и скорость поршня

$$v_п = \frac{Q_e}{F}.$$

---

[1] Пользуясь известными правилами нахождения максимумов функций, можно установить, что v_{max} будет при $\alpha \cong 83°$, и $\alpha \cong 263°$, т. е. несколько меньших углах, чем 90° и 270°

НБ УДУНТ (ДПТ)

Обе скорости $v_{вс}$ и $v_п$ должны в любой момент соответствовать одна другой. В такой же степени должны соответствовать друг другу ускорение водяного слолба $j_в$ — и ускорение поршня — $j_п$, т. е.

$$\frac{v_{вс}}{v_п} = \frac{F}{F_{вс}} = \frac{j_в}{j_п},$$

откуда

$$j_в = \frac{F}{F_{вс}} j_п$$

Масса водяного столба во всасывающей линии равна

$$\frac{\gamma F_{вс} l'_{вс}}{g},$$

где l' — длина части всасывающего трубопровода между насосом и воздушным всасывающим колпаком.

Сила равна массе, умноженной на ускорение, или

$$\frac{\gamma F_{вс} l'_{вс}}{g} j_{вс}.$$

Всасывание, как указывалось ранее, происходит под давлением наружной атмосферы на разреженную область внутри всасывающего трубопровода. Сила этого давления и степень разрежения должны быть таких размеров, чтобы преодолеть сопротивление от ускорения $h_{jвс}$ столба воды сечения $F_{вс}$, т. е. быть равной $\gamma F_{вс} h_{jвс}$

Следовательно,

$$\gamma F_{вс} h_{jвс} = \frac{\gamma F_{вс} l'_{вс}}{g} j_{вс} = \frac{\gamma F l'_{вс}}{g} j_п$$

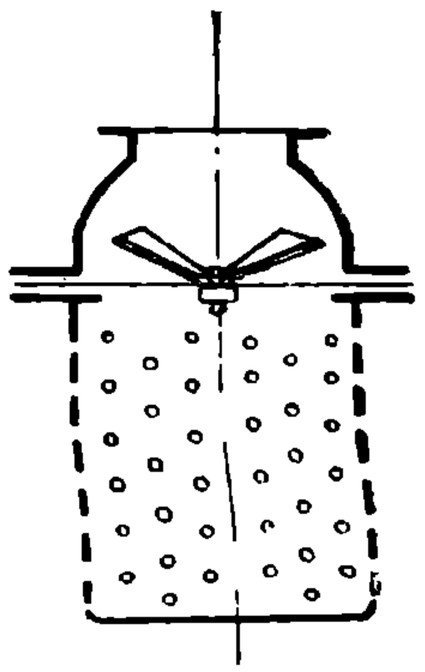
откуда

$$h_{jвс} \quad \frac{F l'_{вс}}{F_{вс} g} j_п \tag{34}$$

Подставляя в формулу (34) значения $j_п$ из формулы (33), определяем величину сопротивления от ускорения воды во всасывающем трубопроводе, при наличии всасывающего колпака

$$h_{jвс} = 0{,}013 \frac{F l'_{вс} r n^2}{F_{вс} g} = 0{,}0007 \frac{F s n^2 l'_{вс}}{F_{вс}} \tag{35}$$

При отсутствии воздушного всасывающего колпака $l'_{вс}$ $l_{вс}$, где $l_{вс}$ — полная длина всасывающего трубопровода, при этом величина $h_{jвс}$ может получиться настолько значительной, что всасывания происходить не будет. В строящихся в настоящее время поршневых насосах, почти как правило, имеются всасывающие колпаки, располагаемые обычно внизу или сбоку рабочей камеры, в силу чего расстояние $l'_{вс}$ бывает небольшим и в среднем равно 0,5 — 1 *м*; несмотря на это соответствующие потери $h_{jвс}$, даже при нормальном числе оборотов поршня, получаются все же сравнительно большие (см. пример 3).



Фиг. 12. Всасывающая сетка с обратным клапаном.

5. Определение значения W_1. Потеря напора в приемном клапане и сетке W_1 зависит от конструкции и размеров их устройств, а также скорости движения воды. На практике величину W_1 обычно берут ориентировочно на основании имеющихся опытных данных для аналогичных конструкций.

Согласно опытам проф. А. А. Бурдакова,[1] потери напора в клапане и сетке, изображенных на фиг. 12, определяются приблизительно величиною ординат кривых, вычерченных на диаграмме фиг. 13.

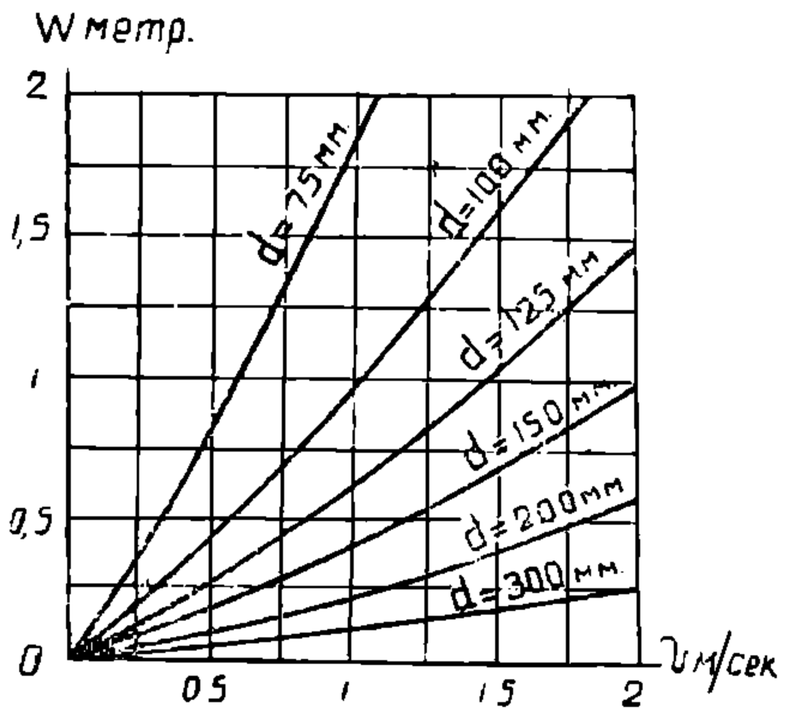
По оси абсцисс отложены скорости движения воды в трубах v в *м/сек*, а по оси ординат — потери гидравлического напора в клапане и сетке — W_1,

[1] Проф. А. А. Бурдаков. — „Центробежные насосы", 1931 г., стр. 163.

УДУНТ (ДШТ) НБ

в метрах водяного столба. Кривые вычерчены для труб диаметром $d=75$, 100, 125, 150, 200 и 300 *мм*.

Наблюдения и специальные обследования, произведенные автором в период 1927 — 1929 г.г. над существующими на Северо-Западных жел. дорогах (теперь Октябрьских) насосными установками первого подъема, показали, что потери напора во всасывающей сетке и приемном клапане имели место в несколько больших размерах, чем это получалось из фиг. 13, и ближе подходили к размерам, определяемым по формуле



Фиг. 13. Кривые потерь напора во всасывающей сетке с клапаном для разных v и d.

$$W_1 = K_1 \frac{}{2g},$$

где K_1 = от 10 до 16

Указанное выше небольшое расхождение с опытами проф. А. А. Бурдакова находит себе объяснение, повидимому, в том, что все всасывающие сетки, обследованные автором в условиях их повседневной работы, были почти всегда несколько загрязнены прилипшими к ним водорослями, шерстью, листьями и т. п., отчего и работали с уменьшенной площадью своих отверстий.

6. Определение значения $\Sigma il_{вс}$. Потери напора на прямых участках всасывающей линии могут быть определены для труб, периодически промываемых и бывших в употреблении, по любой из следующих, наиболее распространенных, гидравлических формул:

а) Шези:

$$v = \frac{c}{2}\sqrt{Di}$$

с коэффициентом трения по Гангилье-Куттеру

$$C = \frac{100}{1+\frac{0{,}25}{\sqrt{R}}};$$

b) Маннинга: [1]

$$h = \frac{0{,}0021}{D^{5{,}33}} q^2 l \quad \text{или} \quad h = \frac{0{,}0014825}{D^{5{,}33}} q^2 l$$

Неоднократные сравнения фактических потерь напора с тереотическими, производившиеся автором на Северо-Западных, Октябрьских и Омской жел. дорогах за период 1927 — 1931 г.г., [2] показали, что в условиях работы и устройства жел.-дор. водопроводной сети (малые диаметры труб 100—250 *мм*, неочищенная вода, малые скорости движения воды по трубам в течение большой части суток, тупиковый характер сети и редкая промывка) давали наиболее близкие к действительным результаты, вычисленные по формуле Шези; формула Маннинга с числителем $0{,}0021\,q^2 l$ давала в большинстве случаев несколько преувеличенные значения; та же формула с числителем $0{,}0014825\,q^2 l$, обычно применяемым при расчете кольцевых сетей, работающих на очищенной воде, показывала в указанных выше условиях преуменьшенные значения.

7. Определение значения местных сопротивлений ΣW, вызывающих обычно весьма незначительные потери напора, на практике, большей частью, с целью ускорения расчета, берутся в размере 5—10% от потерь напора на прямых участках, т. е.

$$\Sigma W = \text{от } 0{,}05 \text{ до } 0{,}1\,\Sigma il$$

---

[1] Проф. Н. Н. Гениев. — „О формулах для расчета железнодорожных водопроводов", журнал „Железнодорожное дело", № 8, 1929 г.

[2] Последние опыты были произведены в 1931 г. на Омской жел. дороге над напорными линиями длиною в 17,4 и 1,8 *км* и диаметром 150 и 200 *мм*, по которым подавалась неочищенная вода из реки Иртыш на ст. Любинскую и ст. Омск.

НБ УДУНТ (ДГТ)

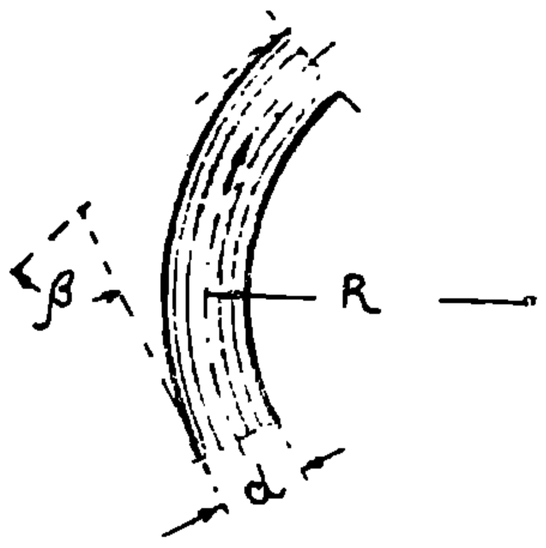
По данным проф. Н. Н. Гениева[1], величину потери напора во всасывающей сетке и клапане и на местные сопротивления можно принять в среднем равным

$$W_1 + \Sigma W = 0{,}5 - 0{,}75 \ м.$$

Более точно потери напора на местные сопротивления могут быть найдены по формулам гидравлики, приведенным ниже для случаев, наиболее часто встречающихся в ж.-д. насосных установках.

Потеря в круглых коленах (фиг. 14)

$$w_2 = \gamma_1 \frac{v^2}{2g}, \qquad (36)$$



Фиг. 14. Колено.

причем числовые значения γ_1 находятся по формуле Вейсбаха

$$\gamma_1 = \left[0{,}131 + 0{,}163 \left(\frac{d}{R}\right)^{\frac{7}{2}}\right] \frac{\beta^0}{90^0}, \qquad (37)$$

где

d — диаметр трубы в $м$, β^0 — угол отклонения направления потока, v — скорость движения воды в $м$/сек., g — ускорение силы тяжести $= 9{,}81$ $м$/сек$^{'2}$ R — радиус закругления оси трубы в $м$.

По принятому 5 Водопроводным съездом в 1901 г. сортаменту чугунных водопроводных труб значения $\frac{d}{R}$ и β^0 для колен и полуколен есть величины вполне определенные, поэтому, пользуясь формулой (37), можно для каждого диаметра найти соответствующее значение γ_1.

Для облегчения вычислений ниже приведена таблица 8 значений γ_1, для колен и полуколен, при $d = 75 - 300$ $мм$.

ТАБЛИЦА 8

Числовые значения γ_1 по формуле Вейсбаха для формул (36) и (37)

Фасонные	γ_1 для диаметров						
	75	100	125	150	200	250	300
Колена флан.-фл. $\beta = 45°$. .	0,184	0,206	0,219	0,235	0,257	0,272	0,283
Полуколена флан.-фл. $\beta = 45°$.	0,065	0,066	0,066	0,066	0,067	0,067	0,067

Потеря напора при входе в трубу w_3 определяется по формуле

$$w_3 = K \frac{v^2}{2g} \qquad (38)$$

Для коэффициента K, в зависимости от способов закрепления трубы и формы входа, принимаются следующие значения:[2]

В случае, указанном на фиг. 15, $K = 0{,}5$; фиг. 16 — $K = 1$ и фиг. 17 — $K = 0{,}1$.

Потери напора при изменении площади сечения трубы определяются по формуле

$$w_4 = K_1 \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \qquad (39)$$

причем для случая, показанного на фиг. 18, $K = 1{,}02$.

Если вода поступает из трубы бо́льшего сечения в трубу с меньшим поперечным сечением, то для случая, указанного на фиг. 19, потеря напора выразится формулой

$$w_5 = \varphi_2 \frac{v_2^2}{2g}, \qquad (40)$$

где

$$\varphi_2 = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2$$

---

[1] Проф. Н. Н. Гениев — „Водоснабжение железнодорожных станций", 1929 г., стр. 494.
[2] Проф. А. Самусь — „Техническая гидравлика", изд. 1926 г., стр. 90.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Значения φ_2 и α, в зависимости от величины отношения $\frac{F_2}{F_1}$, приведены в таблице 9.

ТАБЛИЦА 9

Значения φ_2 для формулы (40)

$\frac{F_2}{F_1}$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
α .	0,6	0,61	0,63	0,67	0,73	1,00
φ_2	0,5	0,42	0,33	0,25	0,15	0,00

Если окажется, что $\frac{F_2}{F_1} < 0{,}1$, то этот случай рассматривается, как ранее указанный, на фиг. 15. Тогда берут

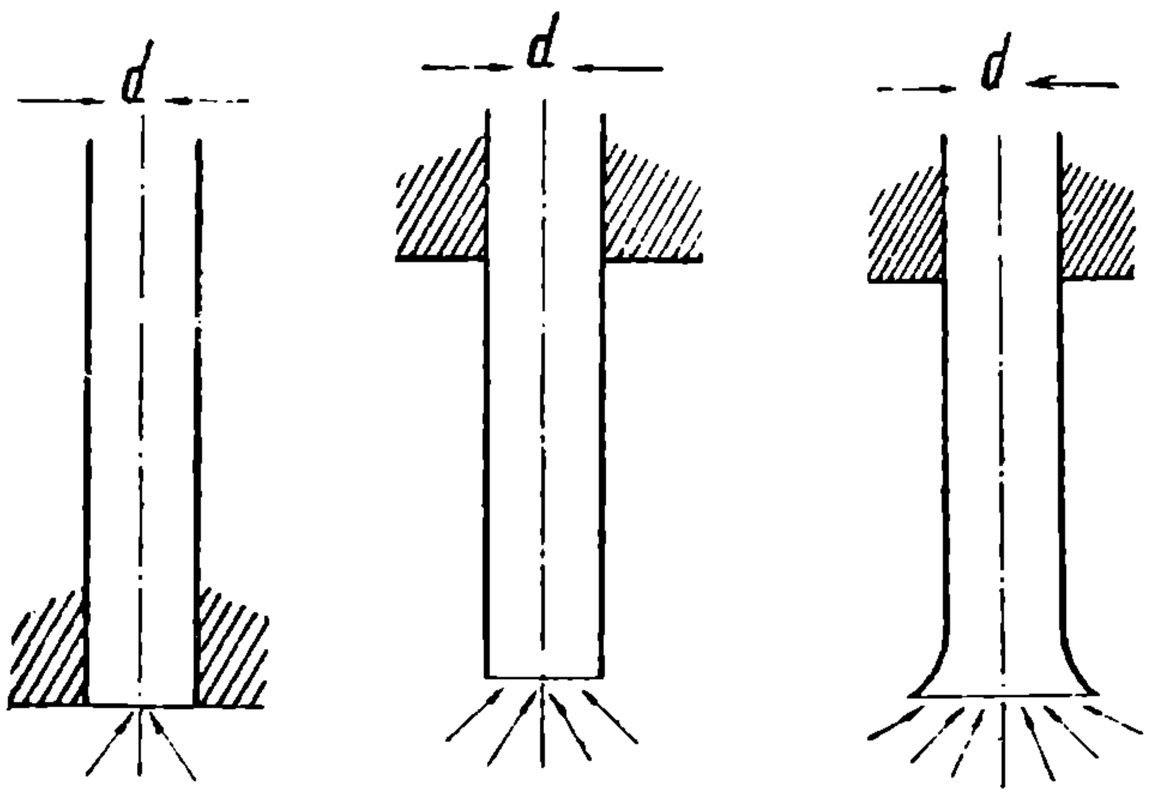
$$\varphi_2 = K = 0{,}5.$$

8. Определение значения $W_{нас}$. Величина потерь напора на преодоление сопротивления во всасывающих клапанах насоса зависит от конструкции клапана, размера всасывающего отверстия и скорости протекания воды.

В среднем величина $W_{нас} = 1{,}5 - 2$ *м*.

Сравнивая формулу (3) с формулой (28), видим, что вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{вак} = H_{вс} \quad h_{вс} = A \quad h_A - h_t - h_o - h_{jвс} - W_{нас} \tag{41}$$



Фиг. 15. Фиг. 16. Фиг. 17.

Фиг. 15—17. Типы входных отверстий.

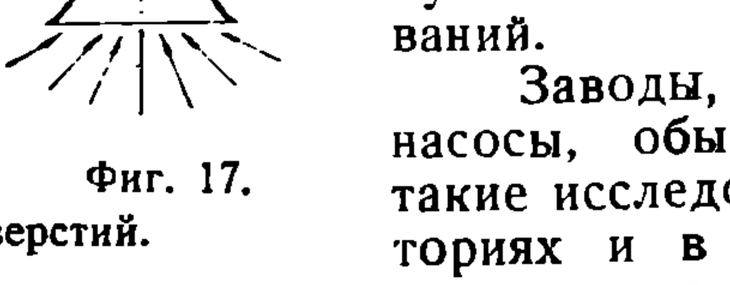
Вакуумметр, устанавливаемый на всасывающей линни возле насоса, не учитывает потери $W_{нас}$, поэтому его показания $H_{вак}$ преуменьшены на $W_{нас}$.

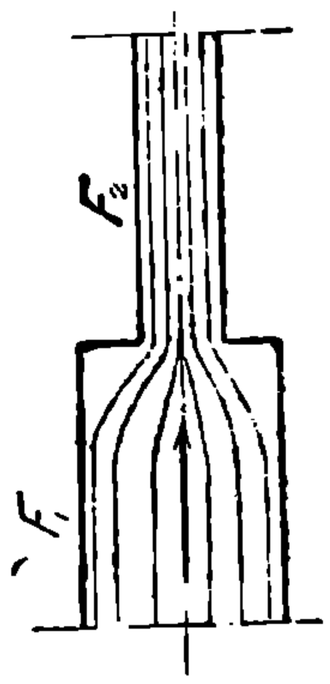
Величины h_o, $h_{jвс}$, $W_{нас}$, как указывалось выше, зависят от конструкции и тщательности выполнения насоса. Точно определить их можно лишь путем специальных исследований.

Заводы, изготовляющие насосы, обычно производят такие исследования в лабораториях и в своих прейс-курантах указывают предельную вакуумметрическую высоту всасывания $H^{\circ}_{вак}$.

Так как при этом заводы не сообщают, к какому давлению наружной атмосферы $A - h_A$ и к какой температуре воды следует относить указываемую ими $_{max}H^{\circ}_{вак}$, то на практике, с целью получения некоторой гарантии в работе, предполагают, что заводское $H^{\circ}_{вак}$ относится к установке, расположенной на уровне моря, с температурой воды 4°Ц, т. е., что $h_A = h_t = 0$. Поэтому, при определении величины $H^1_{вак}$ для данной установки, величину заводской $_{max}H^{\circ}_{вак}$ уменьшают на соответствующую местным условиям величину $h_A + h_t$, т. е. берут

$$H^1_{вак} = {}_{max}H_{вак} - h_A - h^t \tag{42}$$





Фиг. 18. Фиг. 19.

Фиг. 18—19. Трубопроводы с резким изменением поперечных сечений.

Таким образом, **наибольшая геометрическая высота всасывания** насоса определится

$$_{max}H_{всас} = {}_{max}H^{\circ}_{вак} - h_A - h_t - W_1 - \Sigma i l_{вс} - \Sigma W \tag{43}$$

Указанной формулой (43) обычно и пользуются на практике при определении $_{max}H_{всас}$.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Практикой установлено, что для обеспечения удовлетворительной работы поршневых насосов не следует допускать, чтобы вакуумметрическая высота всасывания была более 6—7 *м* водяного столба.

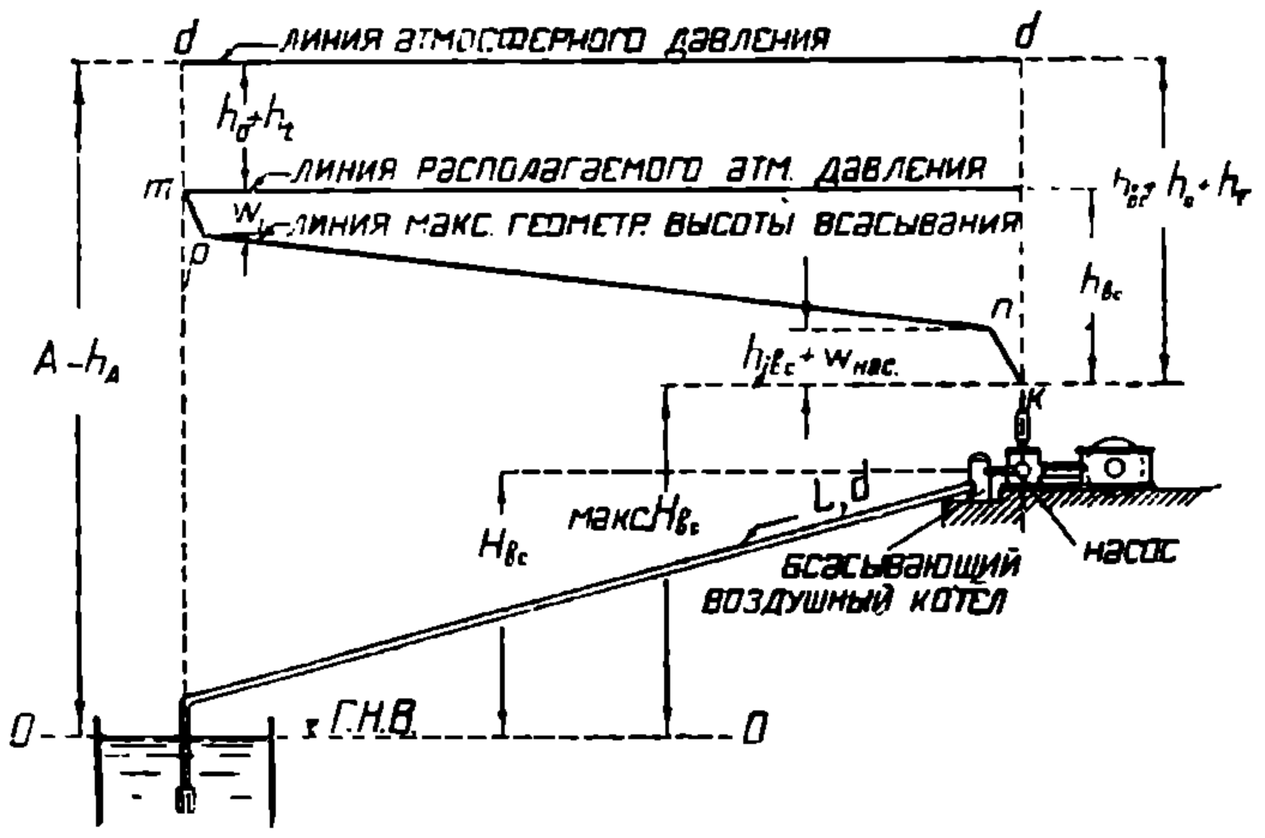
Из всех факторов, влияющих на величину вакуумметрической высоты всасывания в поршневых насосах, особенно сильно сказывающимися являются потери на ускорение, в свою очередь сильно зависящие от числа оборотов поршня (см. формулу 34).

Число оборотов поршня в минуту n	Температура воды по Цельсию						
	0	20	30	40	50	60	70
	Величина $_{max}H^{\circ}_{вак} - h_t$ — в метр. водяного столба						
50	7	6,5	6	5,5	4	2,5	0
60	6,5	6	5,5	5	3,5	2	0
90	5,5	5	4,5	4	2,5	1	0
120	4,5	4	3,5	3	1,5	0,5	0
150	3,5	3	2,5	2	0,5	0	0
180	2,5	2	1,5	1	0	0	0

В силу указанных обстоятельств, завод „Борец" ограничивает, например, для трехскольчатых насосов $H^{\circ}_{вак}$ = от 2 до 5,5 *м* (см. таблицу 19), а Московский машиностроительный трест дает для поршневых насосов, в зависимости от изменения числа оборотов поршня и температуры воды, следующие значения $_{max}H^{\circ}_{вак} - h$:

Поэтому при покупке насосов, выдаче заказов и проектировании установок следует обращать каждый раз должное внимание на выяснение величины $_{max}H^{\circ}_{вак}$.

Найденную зависимость $_{max}H_{вс}$ от $A - h_A$, h_t, $h_\circ$, $h_{jвс}$ и $W_{нас.}$ можно выразить графически следующим образом.



Фиг. 20. Графическое изображение линии максимальной геометрической высоты всасывания max $H_{вс}$.

Если принять за ось абсцисс линию 0—0 горизонта низких вод в источнике (фиг. 20), то линия атмосферного давления $d - d$ будет проходить параллельно ей на высоте $A - h_A$. Отнимая от ординаты $A - h_t$ величину $h_\circ + h_j$, получим так называемую линию располагаемого атмосферного давления или иначе „линию максимального вакуума" — $m - m$; уменьшая ординаты линии $m - m$ на величину потерь напора на сопротивления во всасывающем трубопроводе, получим кривую *mpnk*, представляющую собой линию максимальной геометрической высоты всасывания, т.-е. линию $_{max}H_{вс}$. Найденная линия *mpnk* показывает, что чем ближе будет находиться насос от источника, т.-е. чем короче будет всасывающий трубопровод, тем больше может быть $H_{вс}$ и наоборот, увеличение $L_{вс}$ будет вызывать уменьшение $_{max}H_{вс}$.

§ 8. Воздушные, всасывающие и напорные колпаки и котлы.

Вследствие неравномерности подачи воды поршневыми насосами возникают добавочные сопротивления от ускорения движения всасываемых и нагнетаемых столбов воды.

Величина сопротивления от ускорения воды во всасывающем трубопроводе при отсутствии воздушного колпака, согласно формуле (35), равна

$$h_{i_{вс}} = 0{,}007\frac{Fsn^2}{F_{вс}}l_{вс} \qquad (35^1)$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

Характер неравномерности движения воды в напорном трубопроводе тот же что и во всасывающем, поэтому величину сопротивления от ускорения воды в напорной линии, при отсутствии воздушного колпака, можно выразить по аналогии с прежним:

$$h_{i_{\text{нап}}} = 0{,}007 \frac{Fsn^2}{F_{\text{нап}}} l_{\text{нап}} \qquad (35^2)$$

Из формул (35^1 и 35^2) видно, что величина сопротивления от ускорения движения воды уменьшается с увеличением диаметров и уменьшением длины напорной и всасывающей линий и сильно увеличивается с увеличением числа оборотов поршня. Указанная зависимость между величиной сопротивления от ускорения и числом оборотов поршня служит главнейшей причиной, в силу которой поршневые насосы не строят с большим числом оборотов.

С целью регулирования притока и подачи воды, уменьшения потерь на сопротивления от ускорения воды, поглощения и смягчения гидравлических ударов, на самих насосах, а в некоторых случаях, кроме того, и рядом с ними устанавливаются дополнительно металлические пустотелые цилиндры: один на всасывающей линии, так называемый **всасывающий воздушный колпак или котел,** и второй — на напорной, так называемый **напорный воздушный колпак или котел.** Для уменьшения длины водяного столба, создающего удары, оба котла ставятся по возможности ближе к насосу.

Воздух, находящийся в колпаках, вследствие своей упругости, поглощает удары от ускорения воды и регулирует приток и подачу последней. При идеальной работе воздушных колпаков график объемов и скоростей перемещаемой воды должен принять форму прямоугольника, вместо формы синусоиды (фиг. 11). При этом протекание жидкости через воздушный колпак будет происходить следующим образом. В точках m и n (фиг. 11) приток и отлив воды в колпак равны между собой. Начиная с m и кончая n, вода забирается из колпака насосом в количестве, превышающем поступление ее по трубопроводу, вследствие чего уровень воды в колпаке понижается, а объем воздуха в нем увеличивается. Поэтому в тот момент, когда поршень будет находиться в положении, указанном на графике точкой n, количество воздуха в колпаке будет наибольшим и равным O_{max}. После прохождения поршнем точки n вода начинает прибывать в колпак быстрее, чем она забирается насосом, и, увеличиваясь за время нагнетания, будет уменьшать объем находящегося воздуха, доведя его в конечном итоге до величины O_{min}.

Изменяющееся при этом воздушное пространство в колпаке будет равно

$$O_{max} - O_{min}.$$

Разность $O_{max} - O_{min}$ будет тем больше, чем меньше число ходовых объемов поршня насоса.

Установлено, что для поршневых насосов простого действия ($Q_1 = \eta_0 Fs$) [1]

$$O_{max} - O_{min} = 1{,}1\, Fr = 0{,}55\, Fs$$

для насосов двойного действия ($Q_2 = 2\eta_0 Fs$)

$$O_{max} - O_{min} = 0{,}21\, Fs$$

Для насосов тройного действия (соединенных под углом в 120° насосов простого действия $Q_3 = 3\eta_0 Fs$)

$$O_{max} - O_{min} = 0{,}009\, Fs$$

Обозначим через $O_{ср}$ средний объем воздуха в воздушном колпаке. Отношение

$$\delta = \frac{O_{max} - O_{min}}{O_{ср}} \qquad (44)$$

называют **степенью неравномерности воздушного колпака.**

[1] Г. Матиссен и Э. Фукслохер, 1931 г стр. 38.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Чем больше объем колпака для данного насоса, тем меньше δ и тем равномернее будет происходить подача воды.

Величина δ зависит от ряда факторов, как-то: размеров насоса (Fs) числа оборотов поршня, длины и диаметра трубопроводов и т. д. В настоящее время эта зависимость изучена еще недостаточно. Однако, практическими опытами становлено, что наиболее выгодные значения для δ лежат, примерно, в пределах от $\delta = 0{,}005$ до $\delta = 0{,}05$.

Зная $O_{max} - O_{min}$ и задаваясь величиной δ, находят $O_{средн.}$ Величину $O_{ср}$ принято для удобства выражать кратной ходовому объему поршня Fs.

Средний объем воздуха $O_{ср}$ в воздушных колпаках принимается:

1) Проф. Г. Матиссен и инж. Фукслохер [1] дают значения $\delta =$ от 0,01 до 0,05, при которых величина $O_{ср}$ будет иметь величины, приведенные в таблице 10.

ТАБЛИЦА 10

Средний объем воздуха $O_{ср}$ в воздушных колпаках

Степень неравномерноети колпака δ	Насос одиночного действия $a = 0{,}55Fs$	Насос двойного действия $a = 0{,}21Fs$	Насос тройного действия $a = 0{,}009Fs$
0,01	55,0 Fs	21,0 Fs	9,0 Fs
0,02	27,5 „	10,5 „	4,5
0,03	18,3 „	7,0 „	3,0
0,04	13,8 „	5,3 „	2,3
0,05	11,0 „	4,2	1,8

Степень неравномерности принимается для всасывающих колпаков и для напорных колпаков при длинных напорных линиях обычно равной $\delta = 0{,}01$; для напорных колпаков с короткими напорными линиями δ увеличивается до 0,05.

2) по данным Bethman'a, объем всасывающего воздушного колпака, в зависимости от вакуумметрической высоты всасывания, определяется по следующей таблице:

Вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак}$	5 *м*	6 *м*	7 *м*	8 *м*
Объем колпака $O_{ср.}$	(5—8)Fs	(8—12)Fs	(12—16)Fs	(16—20)Fs

и объем напорного воздушного колпака, в зависимости от величины суммы высоты манометрического напора $H_м$ и длины напорной линии $L_{нап.}$, определяется по следующей таблице:

$H_м + L_{вап.}$ в *м*	20	50	100	500	1 000	2 000
Объем колп. $O_{ср.}$	(4—6)Fs	(5—7)Fs	(6—9)Fs	(9—10)Fs	(12—16)Fs	(16—20)Fs

3) по данным инженеров А. В. Якутовича, Н. А. Воронцова и Н. А. Дерюгина [2], объем воздушных колпаков берется равным:

для всасывающих колпаков от $O_{ср} = 5$ до 20 Fs,

напорных колпаков от $O_{ср} = 5$ до 60 Fs.

Объем колпаков выбирается тем больше, чем длиннее трубопровод и меньше его диаметр, больше число оборотов поршня, меньше число ходовых объемов поршней в насосе и больше размеры ходовых объемов.

При длинных напорных трубопроводах объем воздуха в напорном воздушном колпаке и котле, найденный по формулам, указанным выше, должен быть проверен в отношении его достаточности для преодоления сил инерции покоя воды, находящейся в трубопроводе, по формуле [3]:

$$O_{ср.} \geqslant O_0 = \frac{L_н \cdot q^2}{20{,}66\, g p_0 F_н} \cdot \frac{1}{\left[\ln \frac{p_{max}}{P_0} + \frac{p_0}{P_{max}} - 1\right]} = \frac{L_н \cdot q^2}{202{,}57\, p_0 F_н \cdot k} \qquad (45)$$

---

[1] Г. Матиссен и Э. Фукслохер.—„Насосы", 1931 г., стр. 38.

[2] „Положение о проектировании и устройстве жел.-дорожных водоснабжений" 1929 г., разработанное инж. Якутовичем, Воронцовым и Дерюгиным.

[3] H. Berg.—Die Kolbenpumpen, 1926 г., стр 129.
Проф. А. А. Сурин.—Водоснабжение. Часть II, 1932 г., стр. 156.

НБ УДУНТ (ДИТ)

где:

O_0 — объем воздуха в колпаке до пуска насоса в ход в *куб. м* при статическом давлении в колпаке

$$p_0 = 1 + \frac{H_н}{10{,}33} \text{ Атм. (абс.)}.$$

$H_н$ — геометрическая высота напора, считая ее от уровня воды в напорном колпаке при неработающем насосе до наивысшей конечной точки напорного водовода,

q — производительность насоса в *куб. м* в секунду,

$F_н$ — площадь сечения напорной трубы за воздушным колпаком в *кв. м*,

$L_н$ — длина напорной линии в *м*,

p_{max} — наибольшее допускаемое давление воздуха в колпаке в абсолютной атмосфере,

g — ускорение силы тяжести = 2,81 *м* в сек.^{2}.

Для удобства пользования формулой (45) ниже в таблице 11 приведены значения

$$k = ln \frac{p_{max}}{p_0} + \frac{p_0}{p_{max}} - 1.$$

ТАБЛИЦА 11

$\frac{p_{max}}{p_0}$	k	$\frac{p_{max}}{p_0}$	k
1,0	0,0	1,50	0,0712
1,05	0,0012	1,55	0,0834
1,10	0,0044	1,60	0,0950
1,15	0,0093	1,65	0,1070
1,20	0,0156	1,70	0,1177
1,25	0,0231	1,75	0,1310
1,30	0,0316	1,80	0,1436
1,35	0,0408	1,85	0,1608
1,40	0,0508	1,90	0,1684
1,45	0,0612	1,95	0,1807
		2,0	0,1932

При установке воздушных котлов следует обращать особое внимание на возможность появления резонанса. Дело в том, что столб воды, находящийся между колпаком и котлом, является упруго опертым между ними по обоим своим концам, в силу чего может приходить в любой момент в колебательное движение. При совпадении числа толчков поршня с числом собственных колебаний водяного столба произойдет резонанс колебаний, могущий увеличить рабочее давление в насосе и трубопроводе в несколько раз и тем самым повредить установку. Для избежания резонанса необходимо так осуществить установку, чтобы время $t_в$ собственных колебаний водяного столба в трубе между колпаком и котлом не совпадало с периодами перемены направления движения поршня, когда в насосе получаются наибольшие толчки.

На практике это достигается тем, что не допускают промежуток времени между двумя соседними толчками в насосе $t_н$ быть равным или кратным по величине времени $t_в$ собственных колебаний водяного столба, т. е. чтобы отношение $\frac{t_н}{t_в}$ не было равно 1, 2, 3 и т. д. у насосов одиночного действия, 2, 4, 6 и т. д. — у котлов двойного действия, 3, 6, 9 и т. д. — у насосов тройного действия.

Проф. А. Грамберг [1] приводит пример, когда рабочее давление в напорном трубопроводе, равное 3,5 атм., возросло от появления резонанса до 11 атм. Время в секундах собственного колебания водяного столба в трубе между колпаком и котлом проф. А. Грамберг определяет по формуле

$$t_в = 2\pi \sqrt{\frac{\gamma}{g}} \sqrt{\frac{l' \, O_{0-1} \cdot O_{0-2}}{F' \, 10330 \, p_м \, (O_{0-1} + O_{0-2})}} \qquad (46)$$

[1] Проф. А. Грамберг. — Испытание машин и работа их в производстве, вып. VI. Поршневые и центробежные насосы, 1927 г., стр. 37—40. О явлениях резонанса в поршневых насосах подробно излагается в трудах того же автора. — Gramberg. — Wirkungsweise und Berechung der Windkessel von Kolbenpumpen. Forschungsarbeiten Heft, 129 или Z. d. v. j. 1911. S. 842.

НБ УДУНТ (ДИТ)

где

l' и F' — длина в метрах и поперечное сечение в *кв. м* трубы между воздушным колпаком и котлом, [1]

O_{o-1} и O_{o-2} — объем воздуха в *куб. м* в колпаке и котле при неработающем насосе.

$p_м$ — манометрическое давление воздуха в абсолютных атмосферах в воздушном колпаке и котле, приведенное к уровню воды в колпаке и котле при неработающем насосе.

$$p_м = p_o + \frac{h_н}{10{,}33}$$

где

$h_н$ — потери напора на сопротивления в напорном трубопроводе в метрах.

Для практических целей имеют значение лишь два следующих случая появления резонанса:

1. Когда объем воздуха в колпаке значительно меньше объема воздуха в котле, т. е. когда

$$\frac{V_{o-1}}{V_{o-2}} \cong O,$$

тогда формула (46) примет вид

$$t_в = 2\pi \sqrt{\frac{\gamma}{g}} \sqrt{\frac{l'}{F'} \frac{O_{o-1}}{10330\, p_м}} = 0{,}623 \sqrt{\frac{l'}{F'} \frac{O_{o-1}}{p_м}} \qquad (47)$$

2. Когда насос является спаренным из двух или трех насосов простого действия, имеющих каждый свой колпак, и когда эти колпаки одинаковы по размерам. В этом случае могут иметь место поперечные колебания между колпаками.

Так как при этом $O_{o-1} = O_{o-2} = O_o$, то время колебания водяного столба в поперечном направлении определится

$$t_в = 2\pi \sqrt{\frac{\gamma}{g}} \sqrt{\frac{l' O_o}{2 F' 10\,330\, p_м}} = 0{,}623 \sqrt{\frac{l' O_o}{2 F' p_м}} \qquad (48)$$

Промежуток времени $t_н$ между двумя соседними толчками в поршневом насосе зависит от конструкции насоса. В насосах простого действия с обычным типом поршня или скалки (не дифференциальным) время при всасывании и нагнетании будет равно длительности оборота поршня (фиг. 11), т. е.

$$t_н = \frac{60}{n} \text{ сек.},$$

где n — число оборотов поршня в минуту.

В насосах двойного действия

$$t_н = \frac{60}{2n} = \frac{30}{n} \text{ сек.}$$

тройного действия с кривошипами под углом в 120°.

---

[1] Более точно l' обозначает приведенную длину трубопровода, равную

$$l' = l_o + \frac{F'}{f_{k-1}} \Delta h_1 + \frac{F'}{f_{k-2}} \Delta h_2$$

где

l_o — длина трубопровода в метрах между воздушным колпаком и котлом,

F', f_{k-1}, f_{k-2} — площади поперечных сечений трубопровода, воздушного колпака и воздушного котла,

Δh_1 и Δh_2 — колебания высот водяных столбов в воздушном колпаке и котле в метрах.

В виду малой величины $\frac{F'}{f_{k-1}} \Delta h_1 + \frac{F'}{f_{k-2}} \Delta h_2$ обычно принимают $l' = l_0$.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Что касается насосов с дифференциальными поршнями, то у них $t_н$ при всасывании меньше, чем при нагнетании (см. § 10), а именно, в насосах простого действия при всасывании

$$t_н = \frac{60}{n} \text{ сек.},$$

т. е. как у насосов простого действия с обычным поршнем, и при нагнетании

$$t_н = \frac{60}{2n} = \frac{30}{n}$$

т. е. как у насосов двойного действия.

Соответственные значения $t_н$ для насосов двойного действия (сдвоенных) с дифференциальными поршнями: при всасывании

$$t_н = \frac{30}{n} \text{ сек.}$$

и при нагнетании

$$t_н = \frac{60}{4n} = \frac{15}{n} \text{ сек.};$$

для насосов тройного действия

$$t_н = \frac{15}{n} \text{ сек.}$$

и

$$t_н = \frac{60}{6n} = \frac{10}{n} \text{ сек.}$$

В общем виде для любого поршневого насоса

$$t_н = \frac{60}{Kn} \text{ сек.}$$

где $K = 1, 2, 3$ и т. д., в зависимости от указанной выше конструкции насоса.

Для избежания резонанса

$$t_н \leqslant t_в$$

или

$$\frac{60}{Kn} \leqslant 0{,}23 \sqrt{\frac{l' O_{o-1}}{F' p_м}}$$

т. е. величина O_{o-1} не должна быть равна

$$O_{o-1} \leqslant \left(\frac{60}{0{,}623\, Kn}\right)^2 \frac{F' p_м}{l'} \tag{49}$$

или кратна этому числу. Из последней формулы видно, что для какой либо заданной установки, где величины K, F', l' и O_{o-1} имеют вполне определенные значения, возможность появления резонансовых колебаний будет зависеть от изменения манометрического давления и, главным образом, от числа оборотов поршня и, следовательно, может иметь место, в той или иной степени, даже и в тех случаях, когда величина O_{o-1} была определена для нормальных условий работы насосной установки правильно.

На практике появление резонанса в такого рода случаях может быть, например, в период пуска насоса, когда число оборотов поршня, меняясь от O до n, пройдет через критическое значение n_x, при котором $t_в = t_н$ или кратно числу $t_н$. Избежать появления резонанса в период пуска можно путем выпуска на этот период воздуха из воздушного колпака (или котла) с обязательным оставлением при этом воздуха в воздушном котле (или колпаке). Необходимость оставления воздуха в котле (или колпаке), при выпуске воздух из колпака (или котла) на период пуска насоса, диктуется теми обстоятельствами, что влияние водяных масс может быть настолько велико, особенно при

НБ УДУНТ (ДПТ)

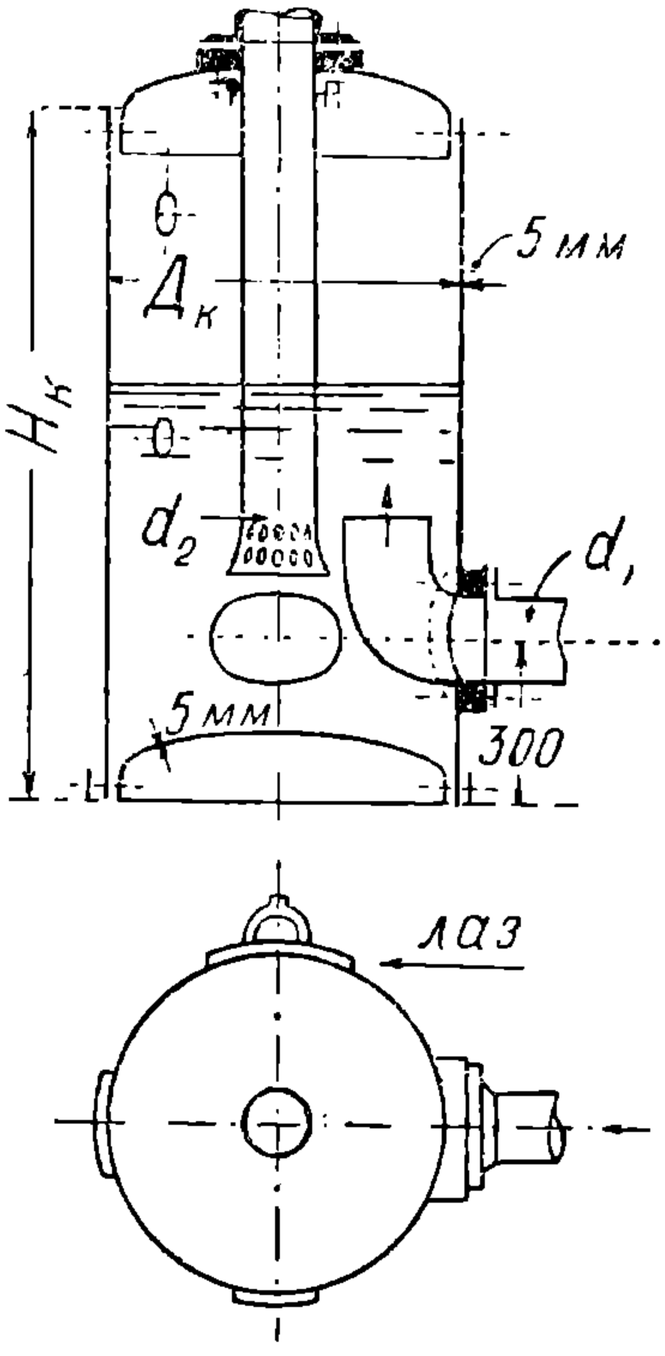
длинных трубопроводах, что может привести к разрушению насоса водяными ударами. Проф. А. Грамберг в опытной установке, выпуская воздух из воздушного колпака с оставлением его в котле, и, наоборот, выпуская воздух из котла с оставлением его в колпаке, получал в обоих случаях удовлетворительные индикаторные диаграммы работы насоса. [1] Следует отметить, что появление резонанса при пуске насоса носит кратковременный характер, поэтому особой опасности для установки он не представляет, благодаря чему на практике обычно никаких мер к его устранению в период пуска не принимают.

Практическое пользование формулами (45) и (47) видно из решения примеров, приведенных ниже.

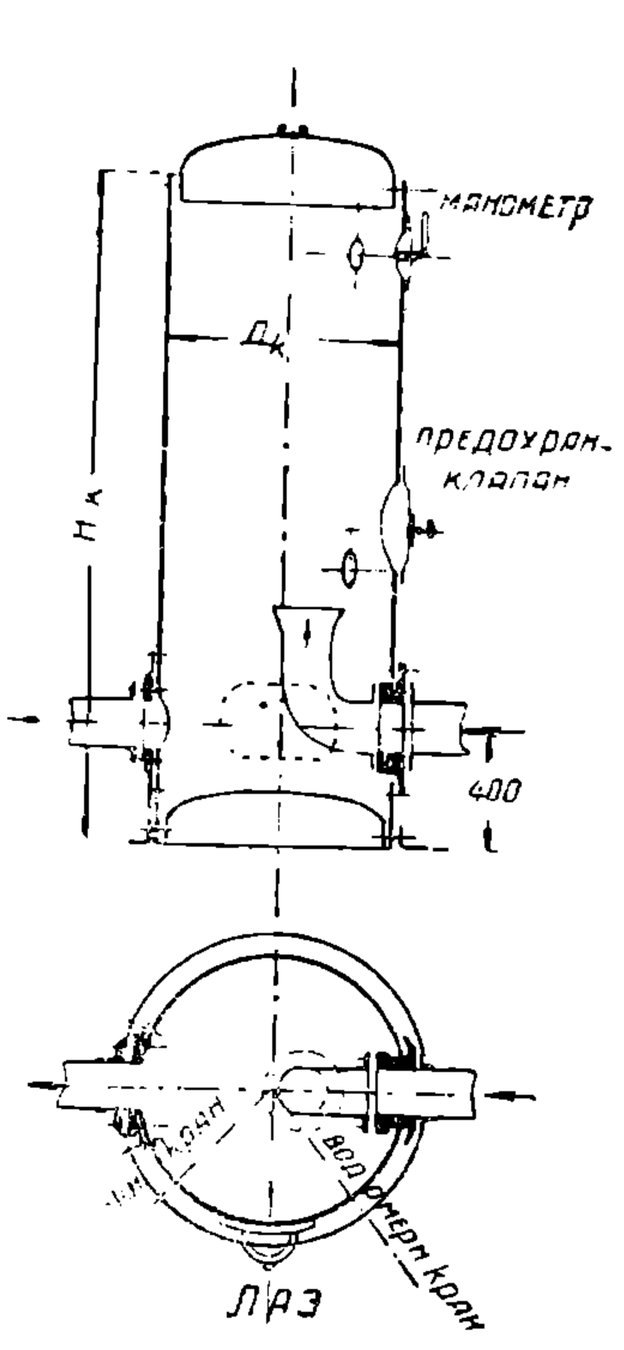
На фиг. 21 и 22 изображены наиболее распространенные на железных дорогах типы всасывающих и напорных воздушных котлов.

Всасывающий котел (фиг. 20) представляет собой цилиндр со сферическим верхом и днищем.

Вода поступает в цилиндр через нижнее боковое отверстие, а уходит по внутренней трубе, как это показано стрелками. Во время всасывания из воды выделяется некоторое количество воздуха, отчего уровень воды в колпаке понижается до нижнего конца трубки. Так как скопившийся воздух может внезапно и толчками входить в воронку и тем самым вызывать удары поршня в насосе, то по краям низа трубки просверливают круглые отверстия диаметром 1,5—2 *см*, в 1 или 2 ряда, по 6—8 штук в каждом, через которые постепенно и уходит воздух вместе с перемещаемой жидкостью.



Фиг. 21. Схема всасывающего воздушного котла.



Фиг. 22. Схема напорного воздушного котла.

Полный объем котла $V_{котл.}$ складывается из объемов воздуха и воды, находящихся в котле. Обычно $V_{котл.}$ принимают равным

$$V_{котл.} = \text{от } 1{,}5 \text{ до } 1{,}8\ O_{ср} \tag{50}$$

Всасывающим колпакам чаще всего придаются следующие размеры: диаметр $D_к = 0{,}5 - 0{,}7$ *м*, высота $H_к = 1{,}8 - 2{,}5\ D_к$ *м* и толщина стенок из листового котельного железа $\delta_1 = 5 - 8$ *мм*; колпаки обязательно оборудуются следующей арматурой: водомерным стеклом с кранами, спускным краном в низшей точке—для воды, выпускным, в высшей точке — для воздуха, и вакуумметром. В больших колпаках необходимо иметь лаз для осмотра и чистки, размерами не менее 200×300 *мм*.

Кроме того, всасывающие колпаки должны быть, как правило, испытаны гидравлическим давлением в 5 атм.

---

[1] Проф. Грамберг, 1927 г., стр. 35—36.

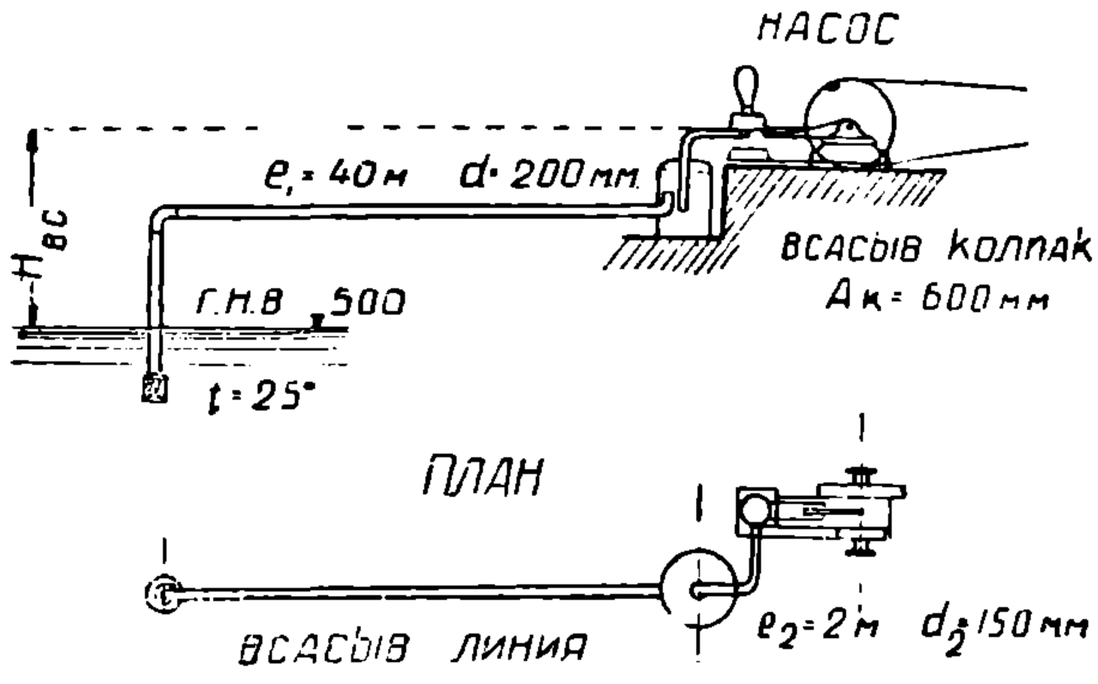
НБ УДУНТ (ДИТ)

Дополнительные всасывающие воздушные колпаки на ж.-д. насосных станциях устанавливаются большей частью в тех случаях, когда геометрическая высота всасывания превосходит 4—4,5 *м* и всасывающая линия имеет длину более 50 *м*.

Устройство напорного котла изображено на фиг. 22. Направление входящей и выходящей нагнетательных струй воды показано стрелками. Наиболее употребительные размеры котла таковы: $D_к = 0{,}6 - 0{,}8$ *м*, $H_к = 1{,}5 - 2{,}5$ *м*, $\delta_1 = 8 - 12$ *мм*.

Напорные котлы, находясь под действием переменной и пульсирующей нагрузки, должны быть испытаны гидравлическим давлением, превышающим рабочий гидродинамический напор не менее, чем на 5 атм., с тем, чтобы и то и другое (гидравлическое давление и рабочий напор) составляло в сумме не менее 10 атм.

Обязательная арматура их следующая: водомерное стекло с кранами (или вместо него 2—3 крана-указателя уровня воды), спускной кран в низшей точке, предохранительный рычажной клапан, манометр и запорный клапан в высшей точке для подвода сжатого воздуха.



Фиг. 23. Схема всасывающего трубопровода.

При двойном поршневом насосном оборудовании для двух насосов можно поставить по одному общему всасывающему и напорному котлу, дополнив их лишь соответствующим числом вводов и выходов труб; в последнем случае воздушными котлами можно пользоваться как переключением между всасывающими или напорными линиями.

Если всасывающие и напорные колпаки имеются на самом насосе (обычно в виде чугунных цилиндров), то следует проверить достаточность их объема для проектируемых или данных условий подачи воды и, в случае надобности, поставить рядом с насосом дополнительные воздушные котлы по типу, указанному на фиг. 21 и 22.

Пример 2. Определить наибольшую геометрическую высоту всасывания для поршневого насоса производительностью 45 *куб./м* в час. Место установки, схематически изображенной на фиг. 23, расположено на 500 *м* выше уровня моря. Температура воды в источнике $t = 25°$Ц. Длина и диаметр всасывающей линии от соска до воздушного колпака $l_1 = 40$ *м*, $d_1 = 200$ *мм* и от колпака до насоса $l_2 = 2 \cdot$ *м*, $d_2 = 150$ *мм*. Диаметр дополнительного воздушного котла $D_к = 600$ *мм* (фиг. 22). Величину вакуумметрической высоты всасывания завод гарантирует для нормальных условий работы до 6 *м* водяного столба. Снизу рабочей камеры насос имеет собственный небольшой всасывающий воздушный колпак, кроме дополнительного котла, установленного на всасывающей, рядом с насосом.

Решение. Из таблиц 6 и 7 для высоты 500 *м* и температуры $t = 25°$ находим соответствующие значения

$$h_A = 0{,}6 \text{ м и } h_t = 0{,}34 \text{ м}.$$

Скорость движения воды на участке всасывающей линии при диаметре труб $d_1 = 200$ *мм*.

$$v_1 = \frac{45}{3600 \dfrac{3.14 \cdot 0{,}2^2}{4}} = 0{,}4 \text{ м/сек}.$$

при диаметре $d_2 = 150$ *мм*

$$v_2 = \frac{45}{3600 \dfrac{3{,}14 \cdot 0{,}15^2}{4}} = 0{,}7 \text{ м/сек}.$$

Потери напора W_1 во всасывающей сетке и клапане найдем из диаграммы фиг. 13. При $v_1 = 0{,}4$ *м* сек. и $d_1 = 200$ *мм*, $W_1 = 0{,}1$ *м*.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Потери напора в прямых участках $\Sigma i\, l_{вс}$ определим по формуле Шези с коэффициентом по Гангилье-Куттеру при подаче воды, в количестве

$$q = \frac{45 \cdot 1000}{3600} = 12{,}5 \text{ л/сек.},$$

уклон для диаметра

$d_1 = 200$ мм, будет равен $i = 0{,}00143$,

$d_2 = 150$ мм, „ $i_2 = 0{,}007$;

при

$$\Sigma\, il_{вс} = 0{,}00143 \cdot 40 + 0{,}007 \cdot 2 \cong 0{,}07 \text{ м}.$$

Потери напора на местные сопротивления. а) **От соска до всасывающего котла**: потери при входе во всасывающую линию найдем по формуле (38); потери в колене—из таблицы 8; при

$$d_1 = 200 \text{ мм и } \beta = 90^{\circ}:$$

$$w_2 + w_3 = (\gamma + K)\frac{v^2}{2g} = (0{,}257 + 1{,}0)\frac{0{,}4^2}{2 \cdot 9{,}81} \cong 0{,}01 \text{ м}.$$

Коэффициент K принят равным 1 вследствие неравномерности обтекания струи при выходе из-за клапанов, т. е. вместо случая, показанного на фиг. 17, взят случай на фиг. 16.

б) Во всасывающем воздушном котле. Потери при входе в котел определим по формуле (39); потери при входе в подвешенную трубку, при $d_2 = 150$ мм, по формуле (38), фиг. 16.

Скорость движения воды в воздушном котле

$$v_3 = \frac{45 \cdot 4}{3600 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}6^2} = 0{,}04 \text{ м/сек}.$$

$$w'_4 + w'_3 = 1{,}02\frac{(0{,}4 - 0{,}04)^2}{2 \cdot 9{,}81} + \frac{0{,}4^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}014 \text{ м}.$$

в) На поворотах линии от воздушного котла до насоса. Число колен принято равным 2, диаметр $d_1 = 150$ мм, $\beta = 90°$.

Потери определяем по формуле (36) и таблице 8

$$w'_2 = 2 \quad 0{,}235\frac{0{,}7^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}012 \text{ м}.$$

Полные потери напора на **местные сопротивления**

$$\Sigma\, W = 0{,}01 + 0{,}014 + 0{,}012 = 0{,}036 \cong 0{,}04 \text{ м}.$$

Искомая наибольшая геометрическая высота всасывания определится при помощи подстановки найденных значений в формулу (43)

$$\max H_{вс} = 6 - 0{,}6 - 0{,}34 - 0{,}1 - 0{,}07 - 0{,}04 = 4{,}85 \text{ м}.$$

При решении той же задачи более упрощенным путем получим следующие результаты.

Принимаем $W_1 + \Sigma\, W = 0{,}5$ м. Значения h_A, h_t и $\Sigma_i\, l_{вс}$ определяем тем же способом, что и раньше. Тогда

$$\max H_{вс} = 6 - 0{,}6 - 0{,}34 - 0{,}07 - 0{,}5 = 4{,}49 \text{ м}.$$

Пример 3. Определить величину сопротивления от ускорения движения воды при всасывании в поршневом насосе двойного действия, имеющем сбоку рабочей камеры собственный воздушный колпак. Известны: $l'_{вс} = 1{,}0$ м; диаметр поршня $D_п = 230$ мм; ход поршня $S = 255$ мм; число оборотов поршня $n = 50$ об/м.

Решение. Средняя площадь всасываемого столба воды соответствует диаметру $D^1 = 150$ мм.

$$F = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}203^2}{4} = 0{,}032 \text{ кв. м}.$$

$$F_{вс} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}15^2}{4} = 0{,}0176 \text{ кв. м},$$

Пользуясь формулой (35), найдем, что

$$h_{iвс} = 0{,}0007 \cdot \frac{Fsn^2 l'_{вс}}{F_{вс}} = 0{,}0007 \quad \frac{0{,}032 \cdot 0{,}255 \quad 50^2 \quad 1{,}0}{0{,}0176} = 0{,}81 \text{ м}.$$

т. е., в данном случае, на преодоление одних только сопротивлений на ускорение воды тратится 0,81 м водяного столба. Отсюда видно, насколько необходимо стремиться к уменьшению расстояния между насосом и воздушным колпаком.

Пример 4. Определить размеры воздушных котлов для насосной установки, состоящей приводного горизонтального поршневого насоса тройного действия (трехскальчатого,

НБ УДУНТ (ДПТ)

фиг. 56—66) с диаметром поршня $d_п = 178$ *мм* и ходом поршня $S = 228$ *мм* при числе оборотов $n = 90$ в минуту. Диаметр труб всасывающей линии $d_{вс} = 250$ *мм*; $l_{вс} = 50$ *м*; диаметр напорной $d_н = 200$ *мм* и $l_н = 3600$ *м*.

Геометрическая высота всасывания $H_{вс} = 3$ *м*
Вакуумметрическая „ $H_{вак} = 3{,}6$ „
Геометрическая нагнетания $H_н = 64$ „
Манометрическая $H_{ман} = 80$ „

Насос имеет воздушные колпаки — напорный и всасывающий — со средним объемом воздуха в каждом из них по 0,03 *куб. м*. Насос приводится в действие электродвигателем трехфазного тока, мощностью 40 л. с., с помощью ременной передачи.

Воздушный напорный котел предполагается установить на расстоянии $l^1 = 5$ *м* от насоса с укладкой труб на этом участке диаметром 200 *мм* и $F^1 = 0{,}0314$ *кв. м*.

Решение. Площадь поршня $F = \frac{3{,}14 \quad 0{,}178^2}{4} = 0{,}0248$ *кв. м*.

Объемный ход насоса $Fs = 0{,}0248 \cdot 0{,}228 = 0{,}00567$ *куб. м*.

Принимая высоту объемного коэффициента полезного действия насоса $\eta_o = 0{,}9$, можно определить секундную производительность насоса

$$q_e = \eta_o \quad \frac{3.0{,}98\, Fsn}{60} = 0{,}9\, \frac{3.0{,}98 \cdot 0{,}00567 \cdot 90}{60} = 0{,}023 \text{ куб. } м = 23 \text{ } м/\text{сек}.$$

Эффективная мощность двигателя во время работы установки равна

$$N_{эф} = \frac{q_e\ H_г}{75 \cdot \eta_н\, \eta_р\, \eta_з} = \frac{23 \cdot (80 + 3{,}6)}{75 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95} = 33{,}4 \text{ л. с.}$$

где $\eta_н = 0{,}85$ полный коэффициент полезного действия насоса,
$\eta_з = 9{,}95$ коэффициент полезного действия зубчатой передачи,
$\eta_р = 0{,}95$ ременной

Электродвигатели обычно допускают кратковременные перегрузки в размере 5--10% от нормальной мощности. Принимая допустимость перегрузки для данного случая в размере 10%, найдем, что двигатель может увеличить на время пуска эффективную мощность против своей рабочей мощности в

$$\frac{40 \cdot 1{,}1}{33{,}4} = 1{,}32 \text{ раза}.$$

Абсолютное давление в напорном колпаке, приведенное к уровню воды в колпаке при неработающем насосе, равно

$$p_o = \frac{(64 + 10{,}3 - 1 + 0{,}5)}{10{,}3} = 7{,}16 \text{ абс. атм.}$$

$$p_{ман} = \frac{80 + 10{,}3 - 1 + 0{,}5}{10{,}3} = 8{,}72$$

Здесь 1,0 *м* — вертикальное расстояние от оси манометра до оси цилиндра насоса.

0,5 *м* — вертикальное расстояние от оси манометра до уровня воды в напорном колпаке при неработающем насосе.

Исходя из найденной возможности кратковременного увеличения эффективной мощности двигателя в 1,32 раза, найдем, что в данном случае с помощью двигателя можно было бы поднять воду на высоту

$$p_{max} = 8{,}72 \cdot 1{,}32 = 11{,}5 \text{ абс. атм.},$$

откуда

$$\frac{p_{max}}{p_o} = \frac{11{,}5}{7{,}16} = 1{,}6,$$

чему соответствует в таблице 11 значение $\kappa = 0{,}095$.

Следовательно, объем воздуха в воздушном колпаке, необходимый для преодоления сил инерции покоя воды, определится согласно формуле (45)

$$O_{ср} \geq O_o = \frac{3600 \cdot 0{,}023^2}{202{,}57 \cdot 7{,}16 \cdot 0{,}0314 \cdot 0{,}095} = 0{,}44 \text{ куб. } м,$$

откуда

$$\frac{O_{ср}}{Fs} = \frac{0{,}44}{0{,}00567} = 77{,}5 \cong 78$$

или

$$O_{ср} = 78\ Fs$$

Так как

$$O_{ср} = \frac{a}{\delta},$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

причем для трехскальчатого поршневого насоса

$$a = 0{,}009,$$

то

$$\delta = \frac{0{,}009}{78 \,.\, 55} = 0{,}0011.$$

Сравнивая полученные результаты со значениями $O_{ср}$, указанными выше в таблице 10, видим, что в данном случае, вследствие большой длины трубопровода, объем воздуха в напорном колпаке определился из условий пуска насоса в действие. Если бы вместо электродвигателя трехфазного тока был применен какой-либо другой двигатель, могущий в отличие от первого менять число оборотов (а следовательно и уменьшать в момент пуска $H_г$ и $q_е$), то объем воздуха в напорном колпаке потребовался бы меньших размеров соответственно уменьшению n, q и $p_{max.}$

Учитывая объем воздуха, имеющийся в напорном колпаке в размере 0,03 *куб. м*, имеем средний объем воздуха в напорном котле

$$O_{ср} = 0{,}44 - 0{,}03 = 0{,}41 \ \textit{куб. м.}$$

Средний объем воздуха во всасывающем колпаке находим из таблицы 10.

Задаваясь $\delta = 0{,}02$

$$O_{ср} = 4{,}5\,Fs = 4{,}5 \,.\, 0{,}00567 = 0{,}025 \ \textit{куб. м} < 0{,}03 \ \textit{куб. м},$$

е. дополнительного воздушного всасывающего котла ставить не требуется.

Полагая, что 40% объема воздушного напорного котла будет занято водой, полный внутренний объем колпака будет

$$V_{колп} = \frac{0{,}41}{1 - 0{,}4} = 0{,}68 \ \textit{куб. м},$$

Принимая высоту колпака $H_к = 2{,}2\,Д_к$, внутренний диаметр колпака найдем из уравнения

$$\frac{3{,}14 \,.\, Д^2_к}{4} 2{,}2 Д_к = 0{,}68 \ \textit{м},$$

откуда

$$Д_к = 0{,}73 \ \textit{м}$$

$$H_к = 2{,}2 \,.\, 0{,}73 = 1{,}61 \ \textit{м}.$$

Проверим возможность появления резонанса.

Имея в виду, что объем воздуха в напорном колпаке в данном случае весьма незначителен по сравнению с объемом воздуха в напорном котле, время собственных колебаний водяного столба между колпаком и котлом можно определить по формуле (47)

$$t_в = 0{,}623 \sqrt{\frac{5 \,.\, 0{,}03}{0{,}0314 \times 8{,}72}} = 0{,}47 \text{ сек.}$$

Промежуток времени между двумя соседними толчками в трехскальчатом насосе (см. фиг. 56) равен

$$t_н = \frac{60}{3n} = \frac{20}{n} = \frac{20}{90} = 0{,}22 \text{ сек.}$$

Этот промежуток времени или кратное ему число не должны совпадать по величине $t_в = 7{,}47$ сек., т. е. не должно быть равно

$$n = \frac{20}{0{,}47} = 42 \text{ об/м.}$$

или кратному числу 42.

В данном случае $n = 90$ об. в минуту, т. е. неравно и некратно 42; кроме того, ближайшее к $n = 90$ число кратное 42 является 84, значительно меньшее 90.

Из всего изложенного следует, что резонанса при $n = 90$ об/м. в данной насосной установке не будет.

Пример 5 [1]. Насосная установка состоит из поршневого горизонтального насоса простого действия с дифференциальным поршнем диаметрами

$$D = 215 \ \textit{мм}, \ d = 152 \ \textit{мм}$$

и ходом $s = 300$ *мм*, с ходовым объемом $Fs = 0{,}00189$ *куб. м*. Насос приводится в действие от паровой машины. Геометрическая высота подачи $H = 37{,}03$ *м*. Насос имеет воздушный напорный колпак с объемом воздуха $O_{0-1} = 0{,}004$ *куб. м*.

На напорной линии в расстоянии $l_1 = 7{,}5$ *м* поставлен воздушный котел большой емкости. Диаметр трубы, соединяющей котел с насосом, равен 100 *мм* и $F^1 = 0{,}0078$ *кв. м*.

Манометрическое давление при $n = 55$ об/мин., отнесенное к свободной поверхности уровня воды в котле при неработающем насосе и выраженное в абсолютных атмосферах, равно

$$p_м = 4{,}6 \text{ атм.}$$

Требуется определить, при каком числе оборотов поршня возможно появление резонанса.

---

[1]) Пример составлен по данным опытной установки, описанной проф. А. Грамбергом. Выпуск VI, 1927 г., стр. 6, 8, 37 и 40.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Р е ш е н и е. Время собственных колебаний водяного столба согласно формуле (47)

$$t_в = 0{,}623 \sqrt{\frac{7{,}5 \cdot 0{,}004}{0{,}0078 \cdot 4{,}6}} = 0{,}58 \text{ сек.}$$

В дифференциальных насосах нагнетание происходит при обоих ходах поршня, поэтому промежуток времени между двумя соседними толчками для этих насосов будет равен

$$t_н = 60 : 2n = \frac{30}{n} \text{ сек.}$$

Резонанс следует ожидать

а) или при $n = \frac{30}{0{,}58} = 52$ об/мин.

б) или при n кратном числу 52.

В опыте, проведенном проф. А. Г р а м б е р г о м, резонанс получился в действительности при $n = 55$ об/м.; при появлении резонансовых колебаний давление на снятых индикаторных диаграммах возросло до 11 атм., т. е. почти в 3,1 раза против нормального давления. Небольшое отклонение в значениях n, найденных теоретическим путем (52 об/мин.) от значений, полученных в действительности (55 об./мин.), объясняется тем, что формула (47), с целью облегчения пользования ею, была выведена проф. А. Г р а м б е р г о м без учета сил трения, влияний колеблющихся столбов воды в воздушном колпаке и котле и с принятием некоторых условных допущений, как-то: изотермический характер изменения состояния воздуха, $\frac{O_{o-1}}{O_{o-2}} \cong O$ и проч.

§ 9. Работа поршневого насоса в зависимости от числа оборотов и величины напора.

Рассмотрим 2 случая работы поршневого насоса, встречающиеся в практике жел.-дор. водоснабжения: подача жидкости на **постоянную геометрическую высоту,** при переменном числе оборотов, и на **переменный напор,** при постоянном числе оборотов.

1 случай. Насос работает на постоянную геометрическую высоту при переменном числе оборотов. В таких условиях приходится работать ж.-д. насосным установкам при перемещении жидкости из источника в бак водоемного здания или в водяной резервуар пневматической станции с постоянным давлением.

Объем воды, поданной в минуту насосом простого действия, равен

$$Q_e = \eta_0 \; Q = \eta_0 \, Fsn.$$

Для данного насоса $Fs = \text{const}$, поэтому $Q_e = f(\eta_0, n)$.

Вследствие незначительного изменения коэффициента η_0, подача воды будет, главным образом, зависеть от числа оборотов и в общем мало отличаться от прямой (фиг. 24).

На практике, как уже указывалось ранее, объемный коэффициент принимают постоянным (при нормальном числе оборотов поршня) и тем самым считают подачу воды прямо пропорциональной числу оборотов.

Подача воды Q_e, возрастая с числом оборотов, увеличивает в то же время: гидравлические сопротивления H_w (пропорционально квадрату скорости) гидродинамический напор $H + H_w$ и индикаторное давление p_i (фиг. 25).

Для поршневых насосов индикаторная мощность

$$N_i = K \frac{p_i \; Fsn}{60 \quad 75} = \frac{N_e}{\eta_i} \text{ л. с.} \qquad (11)$$

и полезная мощность в поднятой воде

$$N_e = \frac{\gamma \; Q_e \; H_r}{60 \cdot 75} = \frac{\gamma \cdot \eta_o \; Fsn \; H_r}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \qquad (17)$$

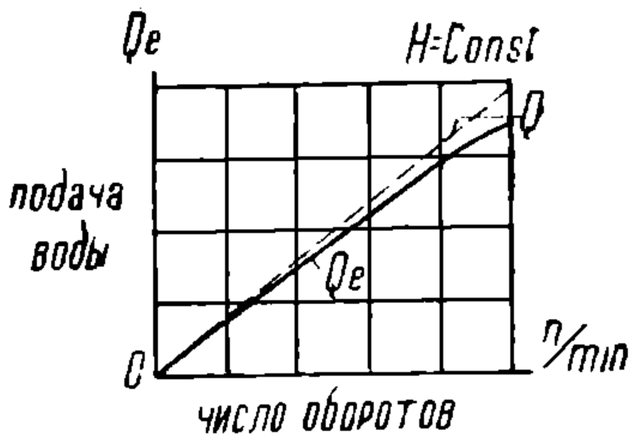
Отсюда видно, что индикаторная мощность в поршневых насосах, работающих на постоянное давление, растет не только от увеличения числа оборотов поршня, но и от гидравлических сопротивлений, т. е. в общем быстрее числа оборотов, о чем свидетельствует кривая N_i, показанная на фиг. 26.

НБ УДУНТ (ДИТ)

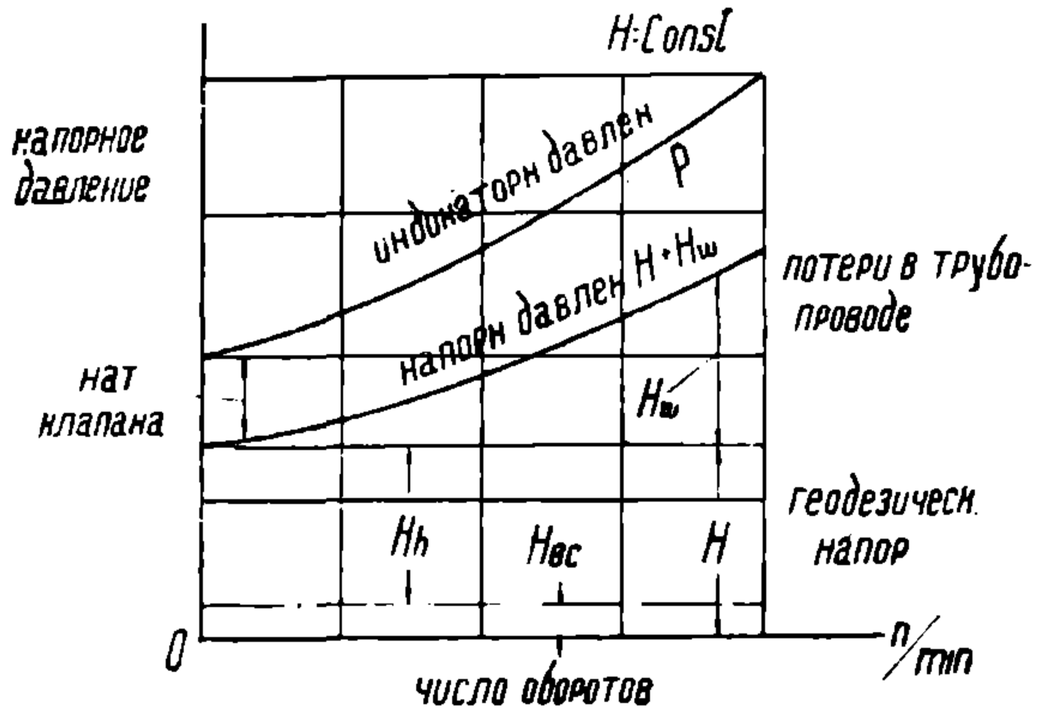
Полезная мощность, если не считать небольшого изменения η_0, зависит лишь от числа оборотов, и поэтому изменение ее происходит по закону прямой линии $N_e = f_1(n)$.

Механический коэффициент полезного действия η_m, хотя и изменяется в зависимости от числа оборотов (вначале уменьшаясь, а потом увеличиваясь), в общем держится, примерно, на одной высоте.

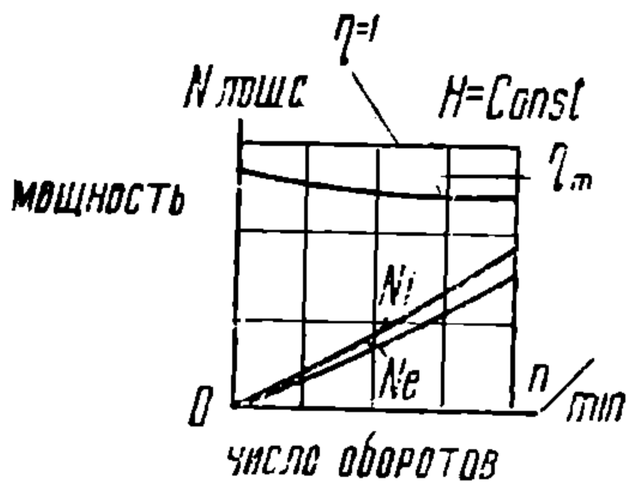
2 случай. Насос работает при переменном напоре с постоянным числом оборотов. Этот случай имеет место при подаче воды то в верхний, то в нижний бак водоемного здания, в пневматическую станцию с переменным давлением или в разводящую сеть, с резкими колебаниями расхода воды.



Фиг. 24.



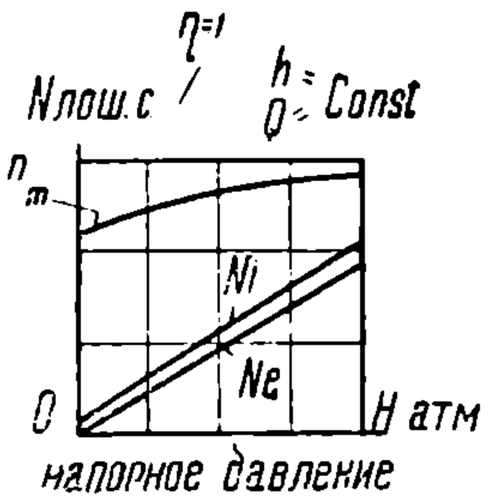
Фиг. 25.



Фиг. 26.

Фиг. 24—26. Работа поршневого насоса при постоянном напоре и переменном расходе.

При постоянном числе оборотов расходы Q и Q_e, а за ними и потери напора H_w, окажутся для данной установки постоянными, поэтому мощности N_i и N_e будут изменяться только в зависимости от величины напора H (фиг. 27), т. е. по прямой линии.



Фиг. 27. Работа поршневого насоса при переменном напоре и постоянном числе оборотов.

С увеличением давления возрастут и механические сопротивления от трения в подшипниках, поршне и других частях насоса. Рост мощности, затрачиваемой на преодоление этих сопротивлений, отстает от роста полезной мощности насоса N_e, поэтому механический коэффициент полезного действия η_m с увеличением напорного давления будет увеличиваться по закону некоторой кривой.

В зависимости от характера самого насоса или всей установки, будут, конечно, меняться соответствующим образом и кривые, указанные на фиг. 24—27, но тем не менее общий вид их при аналогичных случаях работы насоса останется тот же.

§ 10. Насосы простого действия.

Поршневые насосы простого действия делятся на 3 группы, в зависимости от характера чередования всасывающего и нагнетательного процессов за время одного оборота поршня.

I группа. Всасывание и нагнетание чередуются между собой, занимая каждый половину времени работы насоса, причем за время одного полуоборота поршня происходит всасывание жидкости, а за время второго полуоборота — нагнетание ее.

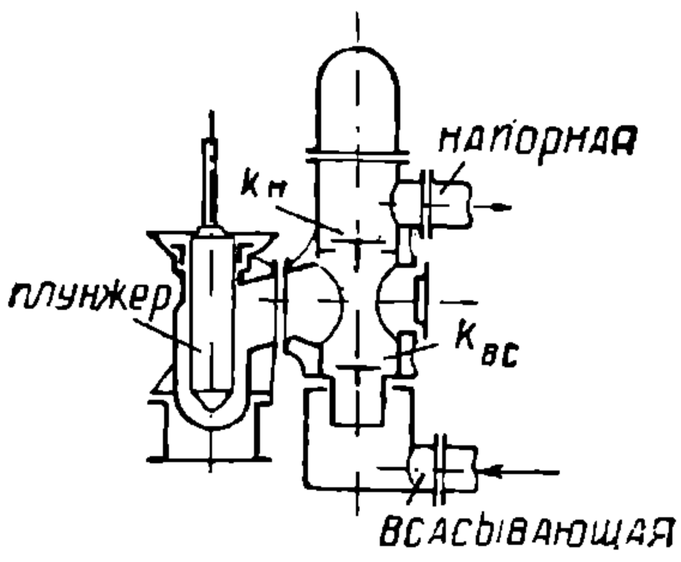
II группа. Нагнетание происходит непрерывно в течение всего оборота, а всасывание — в течение полуоборота поршня.

НБ УДУНТ (ДПТ)

III группа. Всасывание происходит непрерывно, нагнетание — в течение полуоборота поршня.

В дальнейшем, для краткости обозначения, введены в некоторых случаях условные обозначения, характеризующие поршневые насосы и принятые в технической литературе и заводских чертежах, а именно: указаны цифрами, в виде множителей, размеры парового и водяного цилиндров в *мм* и хода поршня насоса. Так, например, приводные насосы, имеющие диаметр водяного цилиндра d и ход поршня s, обозначены через $d \times s$, паровые насосы с диаметром парового цилиндра — $D_п$, водяного цилиндра — d и ходом поршня — s, обозначены через: $D_п \times d \times s$; паровые насосы системы компаунд: $D^1_п \times D_п \times d \times s$ и т. д.

I группа насосов простого действия. За один ход поршня — всасывание жидкости, за второй (обратный) ход — нагнетание ее. К этой группе относятся насосы, указанные схематически на фиг. 2, 4 и 28, из которых насосы на фиг. 2 и 28 — вертикальные, а на фиг. 4 — горизонтальный.



Фиг. 28. Схема вертикального поршневого насоса простого действия. Всасывание происходит за один ход, нагнетание — при обратном ходе поршня.

При движении поршня вверх или вправо через открытый клапан $K_{вс}$ происходит всасывание; при возвращении поршня обратно (вниз или влево) — происходит нагнетание через клапан $K_н$.

Оба процесса, таким образом, все время чередуются между собой. Теоретический объем воды, перемещаемый при всасывании за один ход поршня, равен $Q = Fs$ *куб. м.*

В дальнейшем этот же объем нагнетается при обратном ходе поршня. В общем, за 1 полный оборот коренного вала, или за 2 хода поршня, будет подано насосом количество воды $Q = Fs$ *куб. м.*

В действительности, как уже отмечалось в § 4, вследствие имеющихся неплотностей в насосе, произойдет некоторая потеря воды и поданное количество ее будет равно $Q_e = \eta_0 Q$.

График объемов и скоростей для насосов I группы имеет вид, показанный на фиг. 11.

Неравномерность подачи жидкости и большие колебания в скоростях, а, следовательно, и большие потери на ускорение, являются главнейшими недостатками этих насосов, значительно ограничивающими область применения их на практике.

В настоящее время насосы I группы, и притом только насосы небольшой производительности, применяются в деле водоснабжения в ограниченных размерах — лишь в ручных установках, при подаче воды из колодцев. [1]

II группа насосов простого действия. Нагнетание происходит непрерывно, всасывание — только в продолжение полуоборота.

Схематическое устройство насосов II группы показано на фиг. 29, 30 и 31[2].

В горизонтальном насосе (фиг. 29) поршень имеет форму цилиндра и поэтому называется, в отличие от обычного поршня, — **плунжером** или **скалкой**. Плунжер соединен с толстым штоком, вследствие чего его можно рассматривать, как ступенчатый.

При движении скалки вправо, в левую часть цилиндра через открытый клапан $K_{вс}$ засасывается вода в количестве $Q = Fs$, а в правой — одновременно выталкивается в напорную трубу количество $(F - f)s$, где площадь поршня

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

---

[1] „Практическое руководство к устройству рытых колодцев" и „Типовые устройства и оборудования рытых колодцев", выпуск № 3 и № 7, издание Постоянного бюро всесоюзных водопров. и санит. технич. съездов 1927 года.

[2] Проф. Г. Матиссен и инж. Э. Фукслохер — „Насосы", 1931 г., стр. 18 и 19.

НБ УДУНТ (ДПТ)

и площадь штока насоса

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

При обратном ходе всасывание прекращается и вода в объеме Fs *куб. м* перемещается из левой части цилиндра через открытый клапан $K_н$ в правую часть. В то же время в правом цилиндре освобождается пространство $(F-f)s$ *куб. м*, благодаря чему в напорную линию вытесняется лишь объем

$$Fs - (F-f)s = fs$$

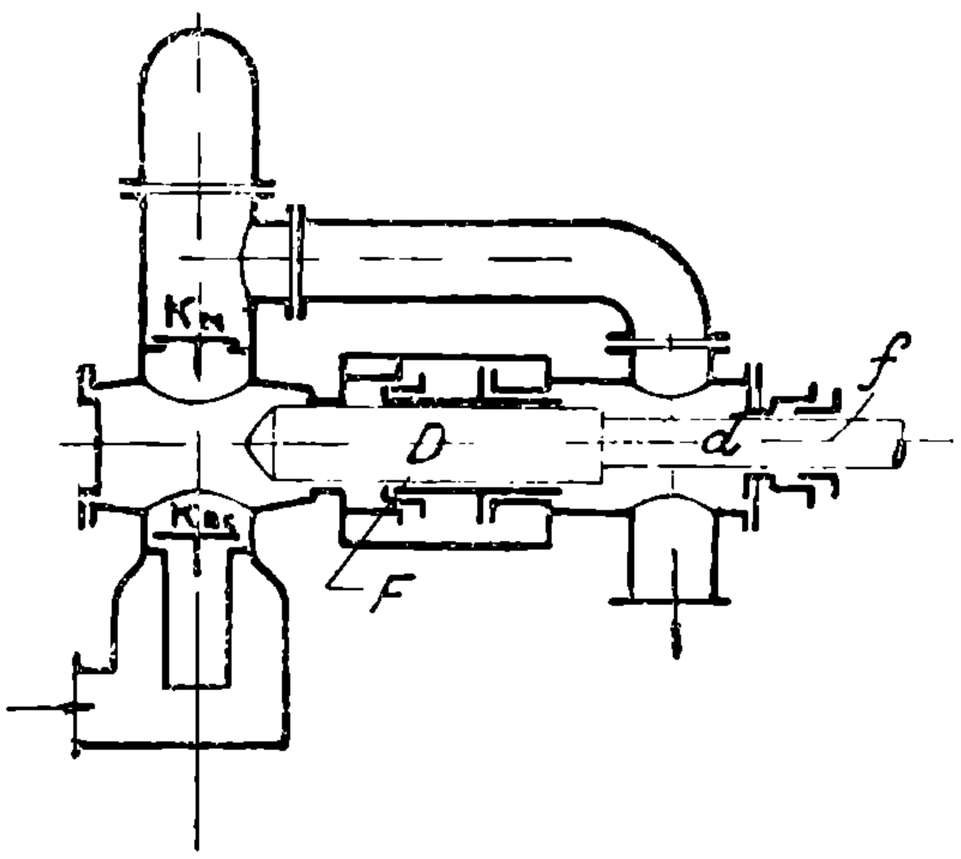
Таким образом, за время одного оборота теоретически должно быть подано

$$Q = (F-f)s + fs = Fs$$

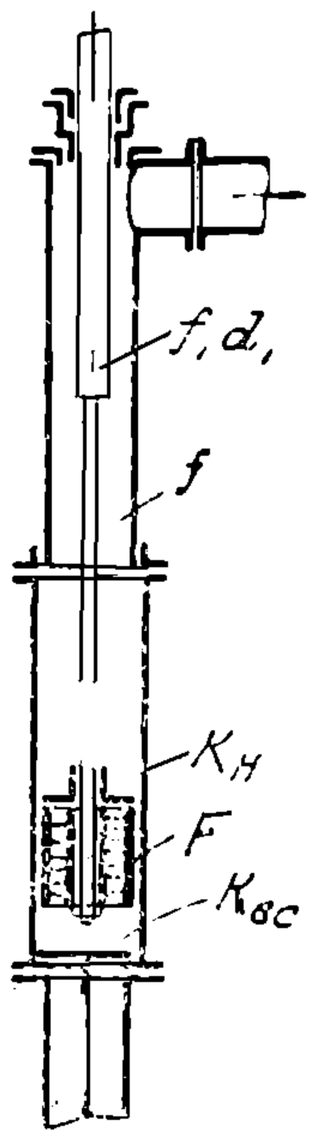
фактически же подается

$$Q_e = \eta_0 Fs.$$

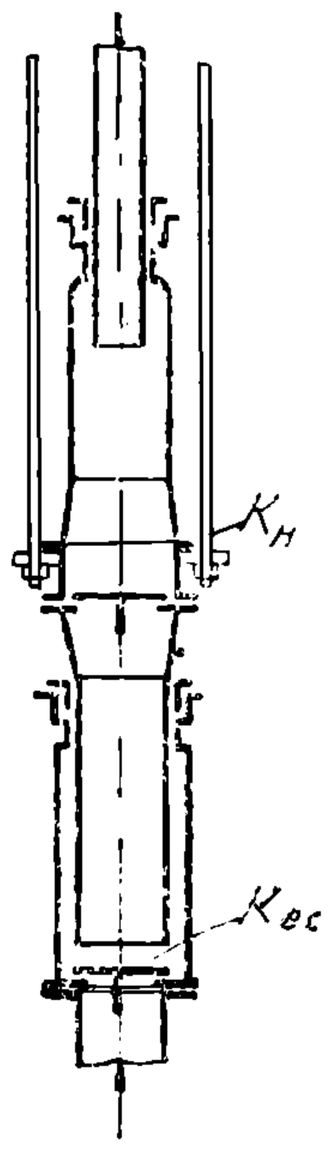
Если устроить ступенчатый плунжер так, чтобы $f = \frac{F}{2}$, то подача воды при переднем и заднем ходе поршня будет одна и та же. При малых, по сравнению с F, размерах f, объем fs будет незначителен, и поэтому насос с таким поршнем можно рассматривать как насос простого действия I группы.



Фиг. 29.



Фиг. 30.



Фиг. 31.

Фиг. 29—31. Схемы поршневых насосов простого действия. Нагнетание происходит непрерывно, всасывание — за полоборота поршня.

В вертикальном насосе (фиг. 30), при движении поршня вверх, происходит всасывание Fs *куб. м* воды, при одновременном поступлении воды над поршнем в количестве $(F-f)s$.

Кроме того, благодаря освободившемуся пространству $f_1 s$, в напорные трубы поступит

$$(F-f)s - f_1 s = (F-f-f_1)s.$$

При обратном движении поршня вода в количестве Fs $м^3$ через клапан в самом поршне переместится наверх.

Одновременно с этим, в цилиндре над поршнем освободится пространство $(F-f)s$, а ступенчатый плунжер подаст воду $f_1 s$. В общем же, при обратном ходе поршня переместится следующий объем воды:

$$Fs - (F-f)s + f_1 s = (f + f_1)s.$$

Таким образом, за время одного оборота теоретически должно быть подано

$$Q = (F-f-f_1) + (f + f_1)s = Fs$$

фактически же подается

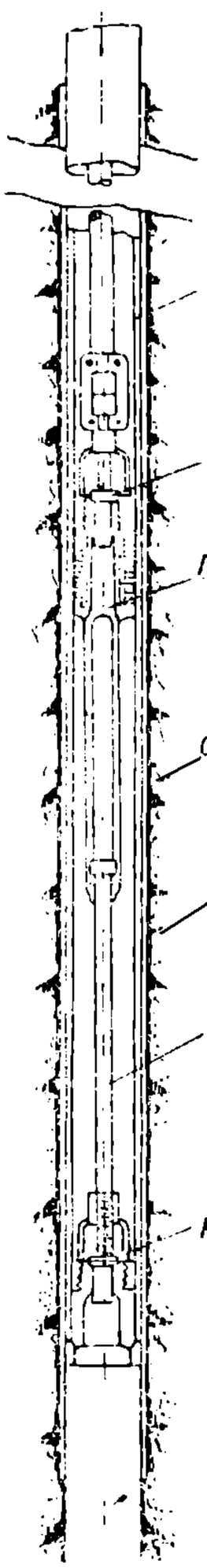
$$Q_e = \eta_0 Fs.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

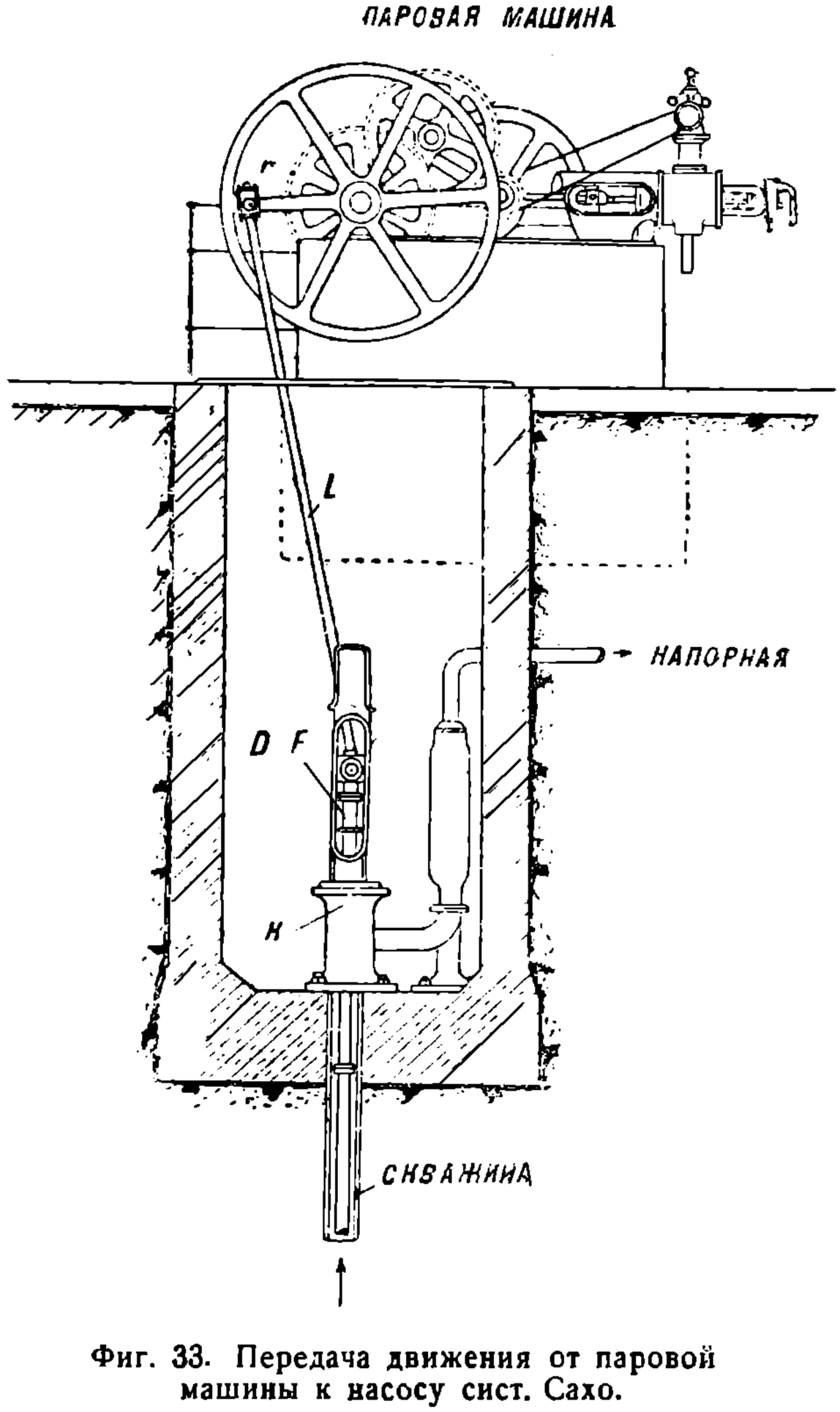
Как в горизонтальном, так и вертикальном насосе, всасывание жидкости происходит только за время одного хода поршня, а нагнетание непрерывно в течение всего оборота.

При высоте напора, примерно, свыше 60 *м*, дисковые поршни начинают пропускать воду, вследствие чего объемный коэффициент η_0 сильно уменьшается и установка делается невыгодной.

В таких случаях устанавливаются насосы с трубчатым поршнем, а уплотнение достигается помощью сальников, расположенных и подтягиваемых снаружи (фиг. 31). Такие насосы известны под названием насосов Риттинга. Действие их происходит таким же образом, как и в случае, рассмотренном на фиг. 30.



Фиг. 32. Артезианский насос системы Сахо.



Фиг. 33. Передача движения от паровой машины к насосу сист. Сахо.

Насосы второй группы часто называют **насосами с дифференциальным поршнем** или же просто **дифференциальными насосами.**

Ниже приведено несколько типов насосов этой группы, встречающихся или могущих быть примененными в будущем на жел. дорогах.

Лет 40 — 50 тому назад для буровых и шахтных колодцев значительным распространением пользовался вертикальный насос системы „Сахо", который можно встретить в водоподъемных зданиях еще и теперь на некоторых из наших старых дорог[1].

[1] Название „Сахо" насос получил от паровой машины „Сахо", приводящей его в действие.

ГВУЗ УДУНТ (ДИТ)

Насос системы „Сахо“ состоит из медного цилиндра (фиг. 32), опущенного во внутрь скважины, с движущимся в нем медным проходным поршнем, снабженным для герметичности кожаной набивкой в 3 яруса и манжетами. Поршень имеет шаровой клапан $K_н$. На конце цилиндра в медной подставке помещается всасывающий шаровой клапан $K_{вс}$.

Стержень O служит для того, чтобы направлять движение нижней части поршня и вытаскивать наружу всасывающий клапан. Шток поршня имеет на конце плунжер D (фиг. 33), который движется вверх и вниз в направляющих салазках внутри цилиндра и направляющей коробке K, устанавливаемых на дне сухого колодца.

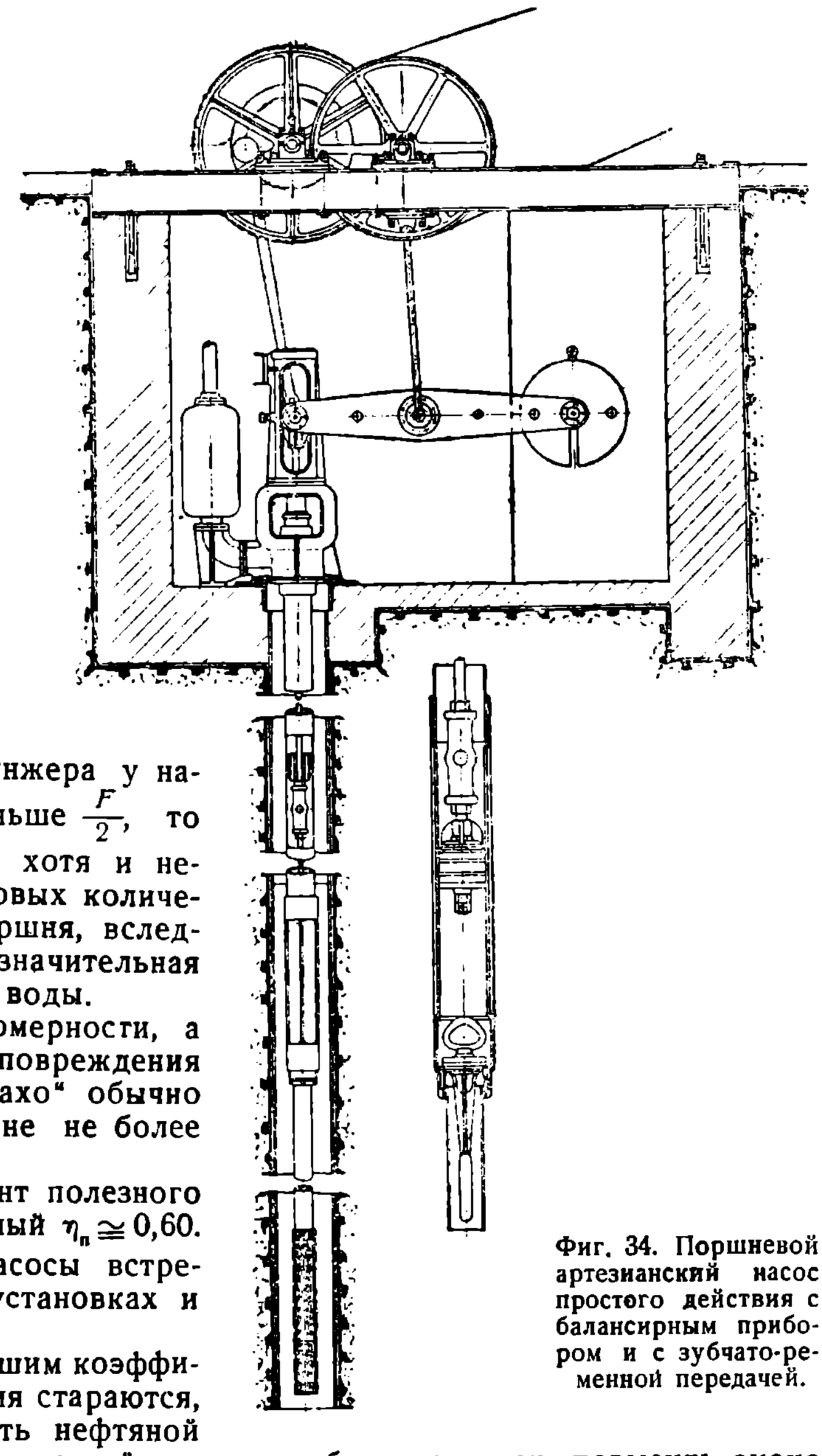
К верхней части плунжера приделан шатун l, соединяющий насос с кривошипом r паровой машины. Насос „Сахо“ работает по схеме, показанной на фиг. 30.

Так как площадь плунжера у насоса „Сахо“ несколько меньше $\frac{F}{2}$, то подача воды происходит, хотя и непрерывно, но не в одинаковых количествах при обоих ходах поршня, вследствие чего имеет место значительная неравномерность в подаче воды.

В силу этой неравномерности, а также из-за обрыва и повреждения штанг, насосы системы „Сахо“ обычно устанавливались на глубине не более 30 — 40 *м*.

Объемный коэффициент полезного действия $\eta_0 \cong 0{,}80$ и полный $\eta_п \cong 0{,}60$. В настоящее время эти насосы встречаются только в старых установках и в СССР не изготовляются.

При насосах с небольшим коэффициентом полезного действия стараются, по возможности, применять нефтяной или электрический двигатель с той целью, чтобы за счет их повысить экономичность всей установки. Шахтные насосы простого действия в таких случаях обычно приводятся в действие с помощью ременной передачи.



Фиг. 34. Поршневой артезианский насос простого действия с балансирным прибором и с зубчато-ременной передачей.

Пример подобной установки показан на фиг. 34.

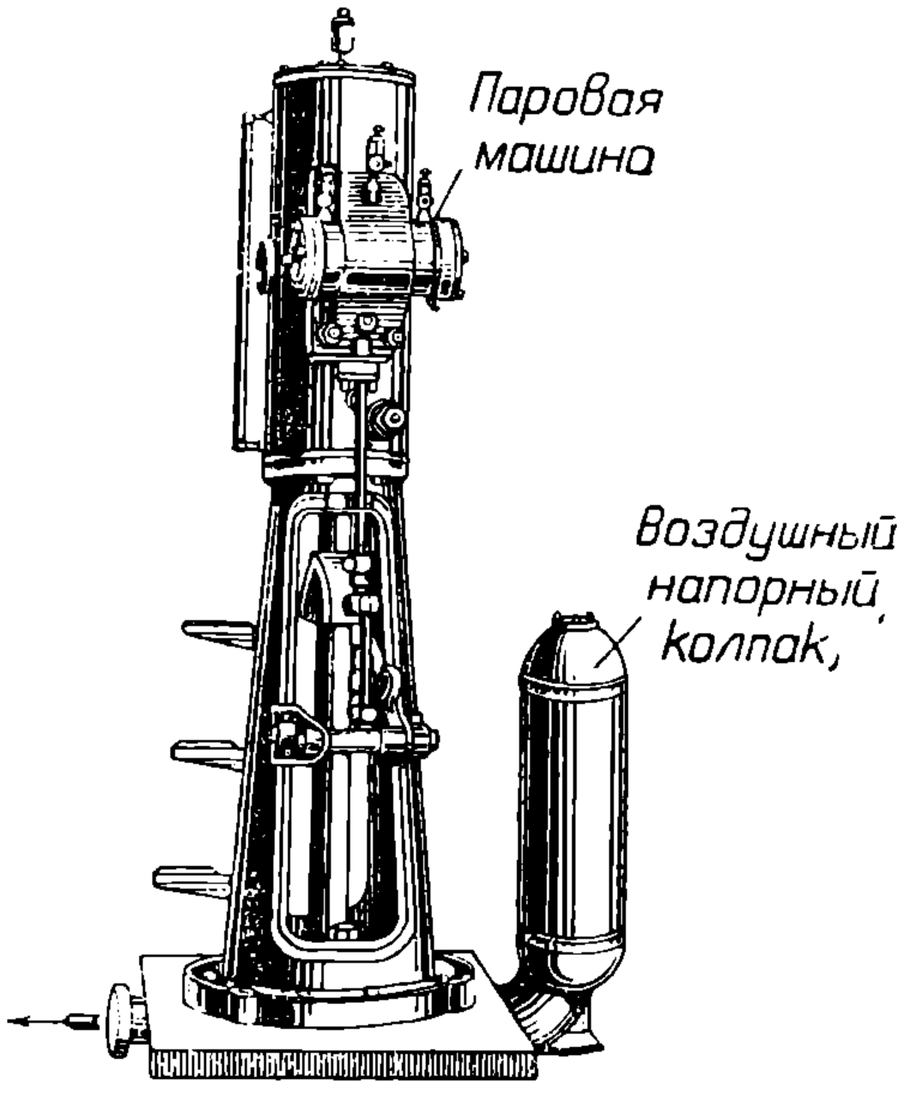
В данном случае насос состоит из бронзового цилиндра, в котором ходит поршень, снабженный двумя кожаными манжетами.

Напорный клапан (внутри поршня), снабженный металлическим уплотнением и кожаной подкладкой, направляется вертикальным стержнем. Всасывающий клапан имеет конусообразную форму и снабжен кожаным гнездом. Трубы с рабочим цилиндром и приемным клапаном находятся на весу; в верхней части они прикреплены к проходной коробке, установленной на дне

НТБ УГЛТУ (ДЛТ)

шахты. Проходные коробки снабжены дифференциальным плунжером, при помощи которого и достигается, до некоторой степени, равномерность подачи жидкости и плавность хода. Плунжер уплотнен в длинном сальнике.

Из проходной коробки вода, как и в насосе системы „Сахо", поступает через боковые отверстия и напорный воздушный колпак в трубопровод. Для получения необходимого числа оборотов поршня, привод снабжен зубчатой передачей, причем на валу с меньшей шестерней насажены ремневые шкивы.



Фиг. 35. Внешний вид приводной части артезианского парового прямодействующего поршневого насосного аггрегата.

С целью уменьшения шума во время работы шестерни иногда устраиваются с шевронными или спиральными зубчатыми колесами.

В дифференциальных насосах неравномерность подачи жидкости хотя несколько и сглаживается особым устройством поршня, но далеко неполностью. Поэтому для большего уравновешивания колебаний скоростей подачи воды и, тем самым, некоторого смягчения ударов в насосе, приводные механизмы часто снабжаются или контровесами в кривошипном диске, или отдельными балансирными приборами (фиг. 34).

Производительность и размеры поршневых дифференциальных насосов простого действия для буровых и шахтных колодцев типа, изображенного на фиг. 34, приведены в таблице 12.

ТАБЛИЦА 12

Производительность и размеры шахтных поршневых дифференциальных насосов простого действия (к фиг. 34).

Характеристика насоса	Обознач.	Производительность и размеры				
Диаметр рабоч. цилиндра в *мм* . .	$D_п$	140	150	160	180	200
Ход поршня в *мм* .	s	550	650	650	650	650
Число ходов в минуту	n	32	30	30	30	30
Производ. в час *куб. м*	Q_e	14,5	18,0	20,9	26,8	33,2
Наибольший наружный диаметр цилиндра	$D_ц$	182	192	200	225	252
Полная длина цилиндра в *мм* .	$l_ц$	1 095	1 180	1 267	1 296	1 325
Диаметр всасывающ. линии	$d_{вс}$	88	100	100	125	125
Диаметр напорной линии . .	$d_н$	150	163	175	200	225

На фиг. 35 показан вертикальный паровой прямодействующий поршневой насос [1] (некоторое время такие насосы строились на заводе „Борец" в Москве). Паровой цилиндр у него установлен над буровой скважиной, в которую опущен водяной поршень, соединенный штоком с паровым поршнем. Опускание и поднятие насосных штанг регулируется до некоторой степени, парораспределением в паровом цилиндре. В таблице 13 указаны размеры этих насосов.

[1] Насос этот известен на жел. дорогах больше под названием насоса завода „Густав Лист".

НТБ УГУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 13

Размеры и производительность паровых прямодействующих глубоководных поршневых насосов простого действия (к фиг. 35).

Диаметр парового цилиндра	Ход поршня в *мм*	Число оборотов в минуту	Наружн. диаметр буровых скважин в *мм*	Диаметр насосного цилиндра в *мм*	Производительность в *куб. м* в час
$D_ц$	s	n	$D_{скв}$	D_b	Q_e
250	915	25—35	150	105	11—15
350	1 220	20—30	200	145	22—23
500	1 220	20—30	250	180	33—50

К числу наиболее крупных недостатков вертикальных штанговых насосов простого действия относятся;

1) большая неравномерность в подаче воды;

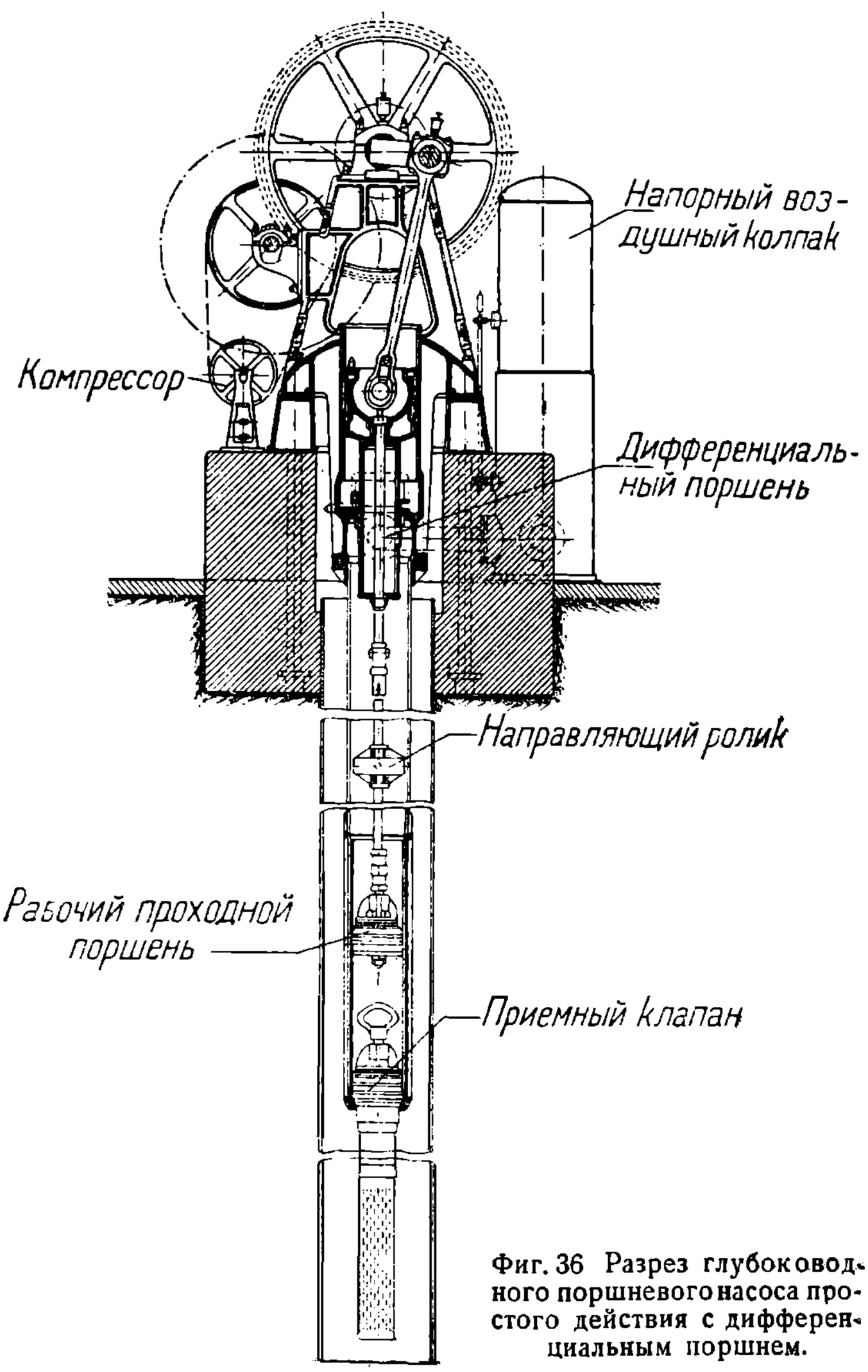
2) сложность передачи механической энергии от двигателя к насосу;

3) затруднительность работы насоса в скважине, следствием чего является частый износ поршней, клапанов и цилиндров, особенно в тех случаях, когда имеет место вынос из скважины частиц грунта;

4) необходимость соблюдения особой тщательности при установке насоса, так как даже весьма незначительные отклонения насоса от вертикали могут вызвать быстрый износ или порчу отдельных частей;

5) частые порчи и заедания поршней цилиндров, разрывы и разъединения штанг;

6) трудность осмотра и ремонта насоса.



Фиг. 36 Разрез глубоководного поршневого насоса простого действия с дифференциальным поршнем.

К положительным сторонам этих насосов относятся:

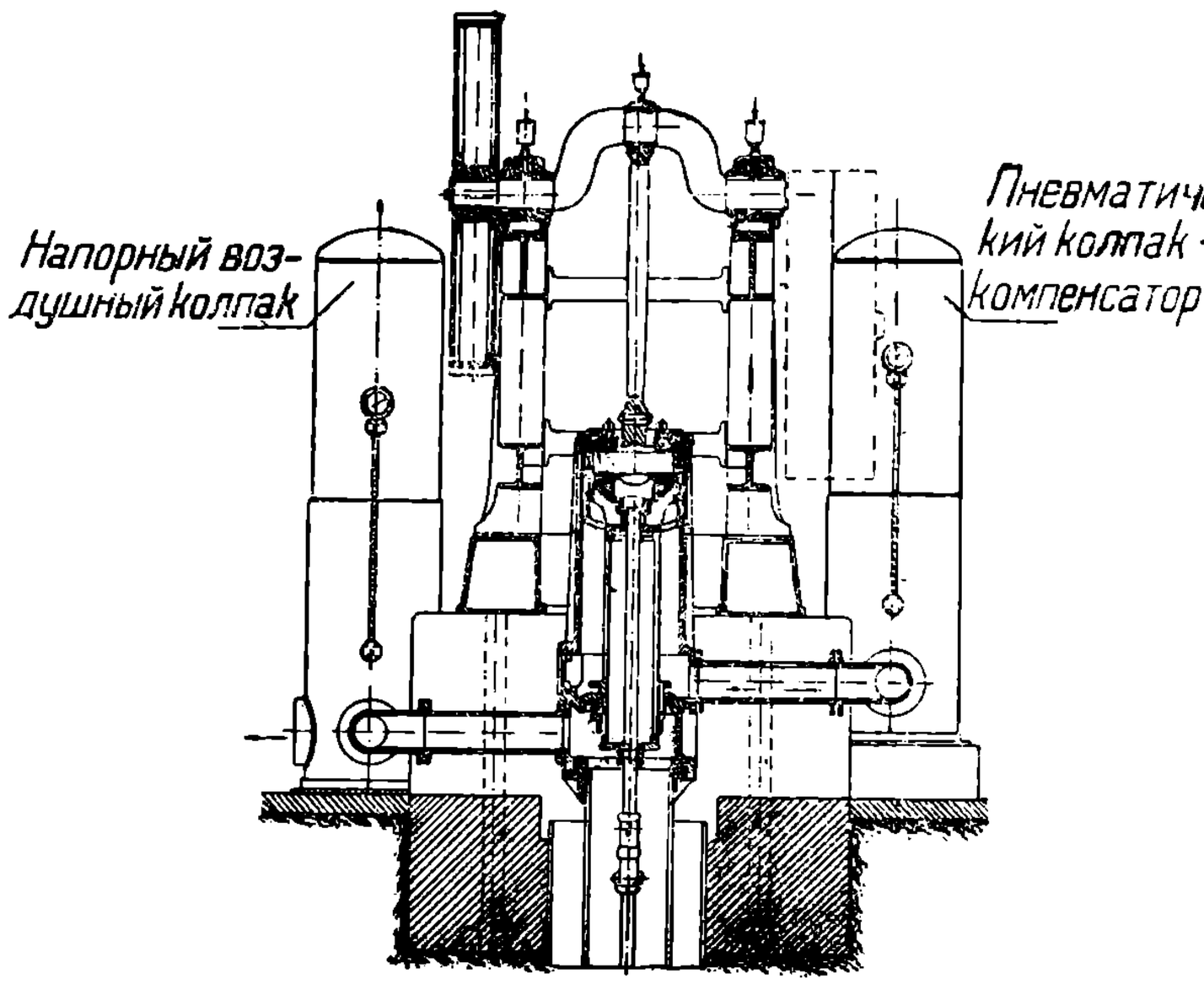
1) возможность подачи воды с больших глубин, даже при весьма малой производительности скважин и резком падении рабочего уровня воды;

2) сравнительно с другими насосами (центробежными и сист. эрлифт), высокий коэффициент полезного действия, почти не меняющийся от колебания рабочего уровня воды (0,5—0,6).

К числу новейших конструкций глубоководных поршневых насосов простого действия, если и не устраняющих полностью всех отмеченных выше

НВ УДУНТ (ДШТ)

недостатков насосов этого типа, то все же несколько сглаживающих их, относится насос, изображенный на фиг. 36 и 37. Насос имеет рабочий поршень проходного типа и дифференциальный плунжер. Всасывание воды насосом осуществляется в момент опускания вниз поршня. Площадь плунжера f вдвое меньше площади поршня F, т. е. $f = \frac{F}{2}$, отчего нагнетание воды происходит в продолжение обоих ходов. С целью поглощения ударов и получения более равномерной подачи воды, наверху ставятся два воздушных цилиндрических котла, один — в качестве пневматического регулятора, а другой — обычного напорного колпака. При поднятии поршня вверх вода нагнетается плунжером в регулятор и сжимает находящийся там воздух; при опускании поршня вниз вода выталкивается из регулятора вновь в камеру плунжера. Наибольшие удары получаются в момент прихода поршня в мертвое положение и особенно в верхнее, когда происходит нагнетание столба воды, т. е. в тот момент, когда в регулирующем колпаке получается наибольшее сжатие воздуха. Сжатый воздух принимает на себя часть удара, поглощая его своей упругостью; по мере расходования в регуляторе сжатого воздуха, последний, время от времени, нагнетается туда воздушным компрессором, имеющимся у насоса и приводимым в движение от общего главного вала.



Фиг. 37. Разрез глубоководного поршневого насоса простого действия с дифференциальным поршнем.

Насосы данного типа изготовляются в Германии. [1]. Производительность и размеры их указаны в таблице 14.

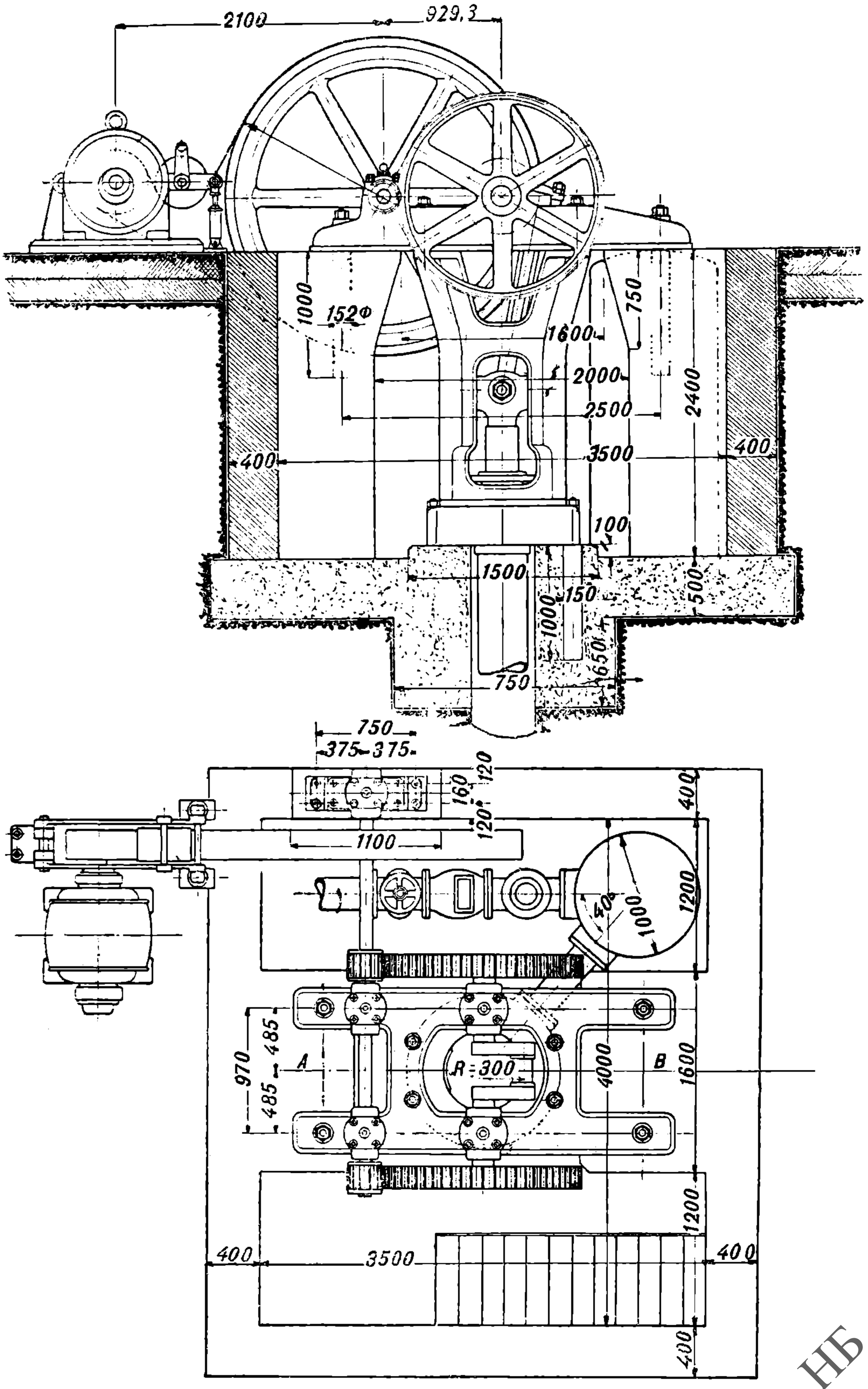
ТАБЛИЦА 14

Размеры и производительность приводных глубоководных поршневых насосов простого действия (к фиг. 36 и 37)

Наименьший диаметр скважины в *мм*			200	230	260	280	330	370	420	460
Производительн. насоса в *куб. м* в час	$s = 400$ *мм*	Q_e	8,4	10,8	13,8	17,4	24,6	31,8	40,8	46,0
Число полных оборотов поршня в минуту n		n	26	26	26	26	26	24	24	24
	$s = 500$ *мм*	Q_e	9,6	12,6	15,6	19,8	28,8	36,6	47,4	60,0
		n	24	24	24	24	24	22	22	22
Для насосов, имеющих длину хода поршня $s = 400, 500$ и 600 *мм*	$s = 600$ *мм*	Q_e	10,8	13,8	17,4	22,2	31,8	39,6	51,6	66,0
		n	22	22	22	22	22	20	20	20
Диаметр рабочего цилиндра насоса в *мм*			140	160	180	200	240	280	320	360
Диаметр дифференциальн. плунжера в *мм*			100	110	125	140	170	195	225	250
Диаметр напорного патрубка в *мм*			70	70	80	80	90	100	125	150

[1] Фирмой Amag-Hilpert-Pegnitzhütte, Nürnberg.

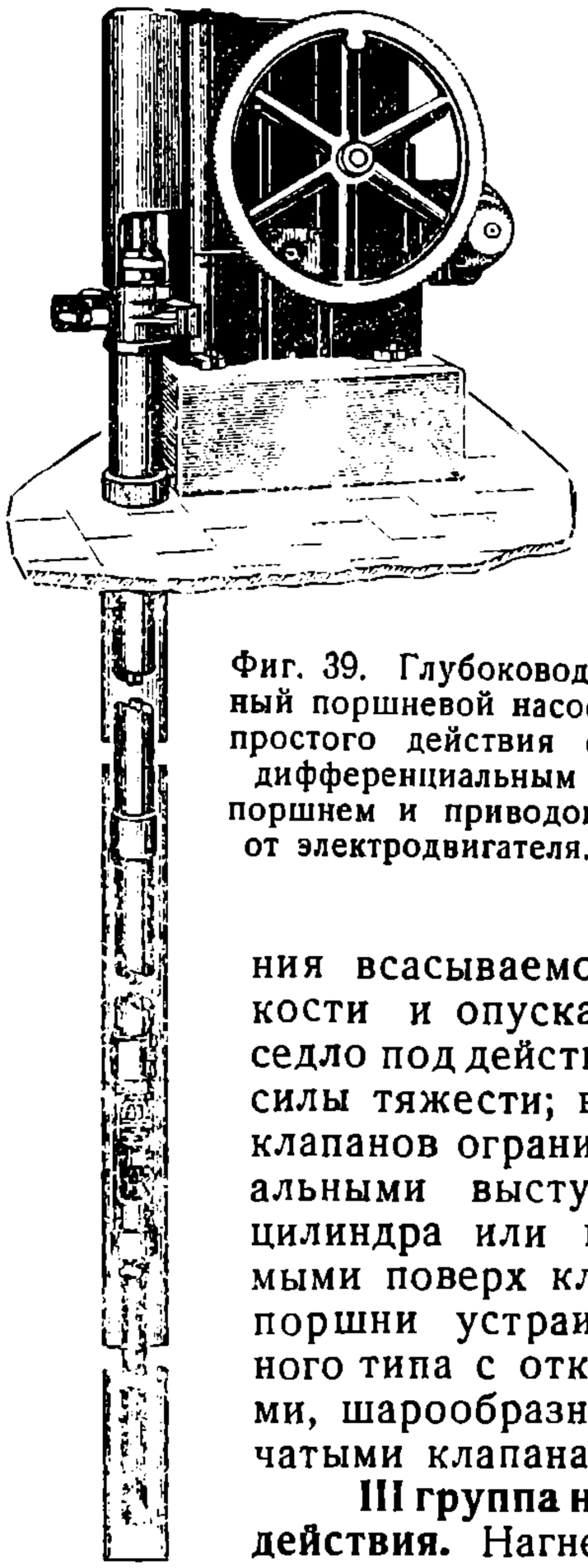
НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг 38. Привод глубоководного поршневого насоса от электродвигателя с помощью ременной передачи с лениксом.

НБ УДУНТ (ДПТ)

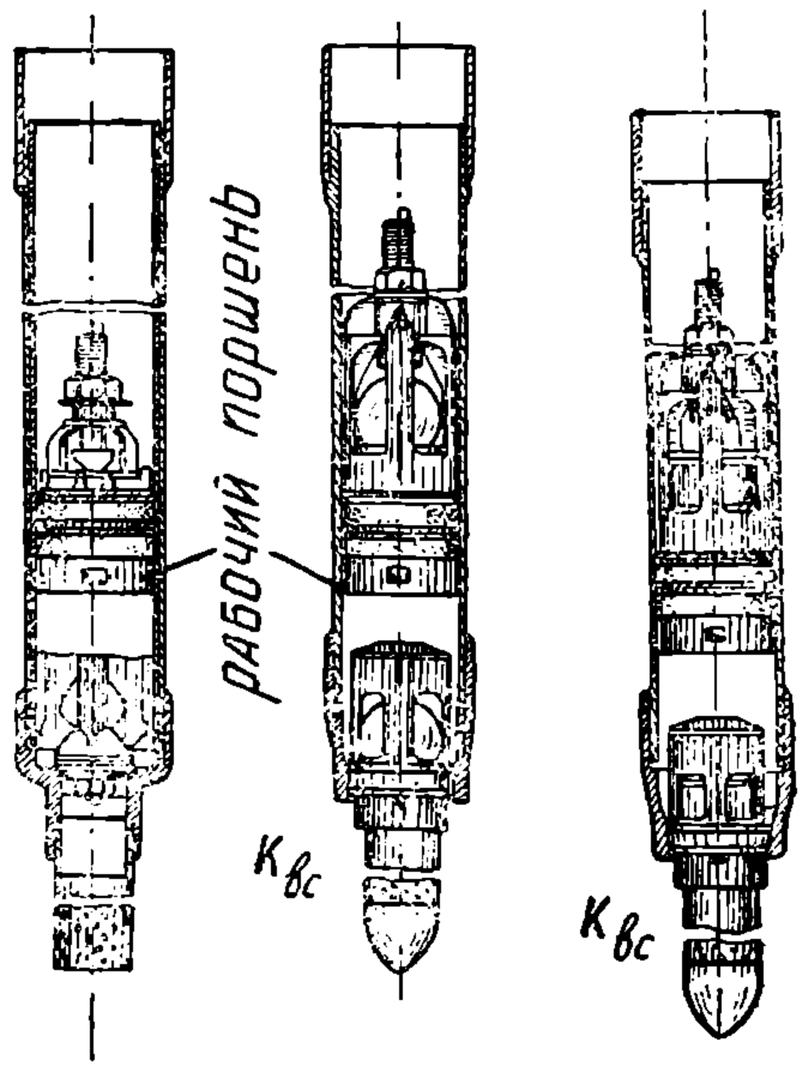
На фиг. 39 показан внешний вид глубоководного поршневого насоса, изготовляемого на заводах H. Anger's Söhne Aktiengesellschaft Nordhausen (Германия). Насос приводится электромотором, прикрепленным к стенке металлического кожуха, закрывающего шатунный механизм; производительность насоса — до 12 *куб. м* в час; подача воды может производиться с глубины 20 — 100 *м* от поверхности земли. Вся установка благодаря своей компактности занимает площадь около 0,5 *кв. м.*



Фиг. 39. Глубоководный поршневой насос простого действия с дифференциальным поршнем и приводом от электродвигателя.

На фиг. 38 изображена верхняя часть скважины с устройством зубчатой и ременной передач к электродвигателю для привода более мощных глубоководных штанговых насосов, изготовляемых теми же заводами H. Anger's Söhne. Производительность насосов в установках такого типа достигает 120 *куб. м* в час, с возможностью подачи воды, по данным фирмы, с глубины до 170 *м*, считая от поверхности земли.

Устройство самих насосов видно из фиг. 40. Приемный клапан $K_{вс}$ у них делается в виде конуса, шара или тарелки (буфера), поднимающихся вверх под действием давления всасываемого столба жидкости и опускающихся вниз на седло под действием собственной силы тяжести; высота поднятия клапанов ограничена или специальными выступами на стенке цилиндра или вилками, одеваемыми поверх клапанов. Рабочие поршни устраиваются проходного типа с откидными, плоскими, шарообразными или тарельчатыми клапанами.



Фиг. 40. Разрезы артезианских поршневых насосов простого действия (штанговых).

III группа насосов простого действия. Нагнетание происходит в течение полуоборота поршня, всасывание — непрерывно. Схема такого насоса показана на фиг. 41. При движении поршня влево происходит нагнетание воды, в объеме *Fs*, из левого цилиндра через клапан $K_н$ и одновременно с этим всасывание по каналу *C* в правый цилиндр, в объеме $(F-f)s$.

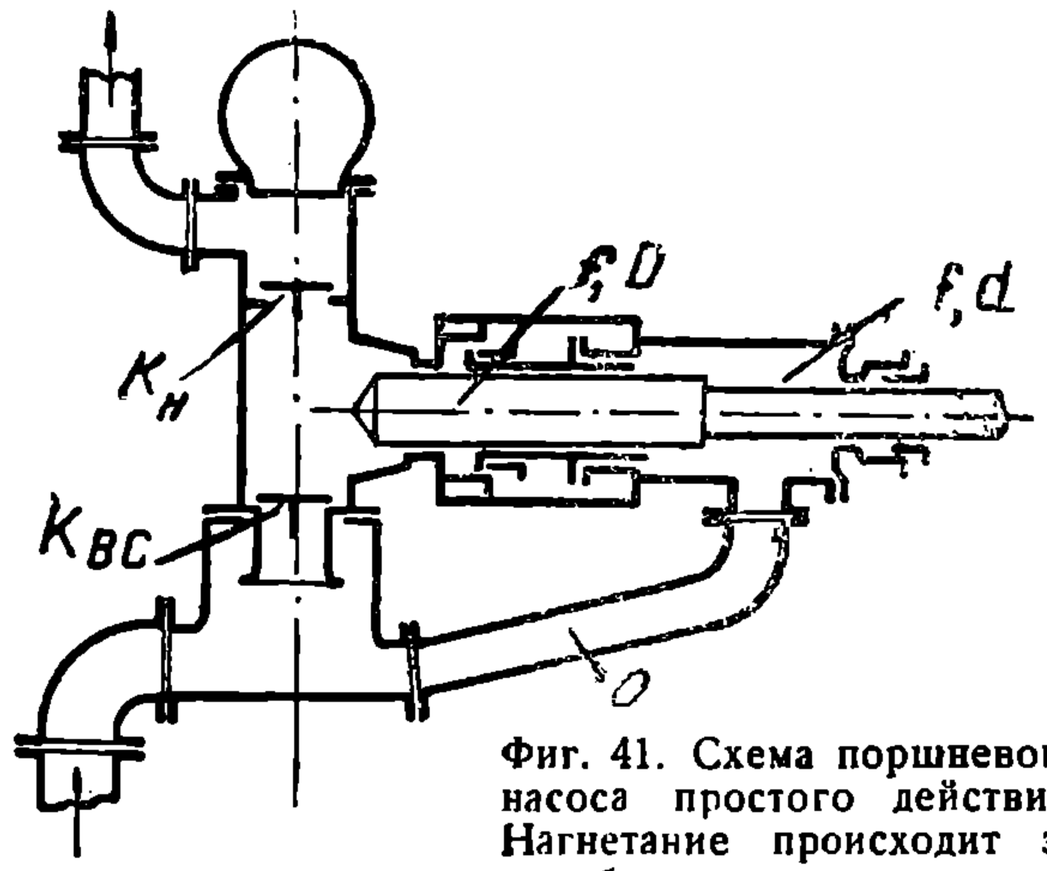
При обратном ходе плунжера, в левую рабочую камеру через всасывающий клапан $K_{вс}$ вода будет, во-первых, нагнетаться из правого цилиндра через канал *C* в объеме $(F-f)s$ и, во-вторых, всасываться недостающий объем $Fs-(F-f)s=fs$. Нагнетание при этом производиться не будет. Таким образом, по всасывающей линии вода будет перемещаться непрерывно, то в правый цилиндр, в объеме $(F-f)s$, то в левый, в объеме fs, а в общем за полный оборот

$$(F-f)s+fs=Fs \text{ куб. м.}$$

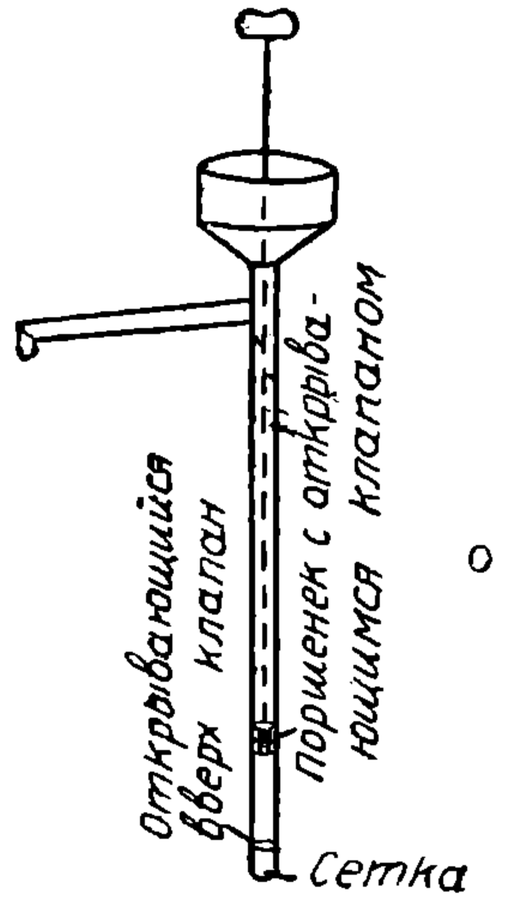
Насосы III группы, как и насосы II группы, благодаря отмеченным особенностям устройства поршня и чередованиям всасывающего и нагнетательного процессов, также называют дифференциальными насосами. Насосы III группы применяются лишь в случае весьма большой длины всасывающего трубопровода. На железных дорогах они совершенно не применяются.

НТБ УИИНТ (ДИИТ)

IV группа. Ручные насосы простого действия. Из ручных насосов простого действия, применяющихся на насосных станциях для вспомогательных целей, имеет распространение лишь насос, изображенный на фиг. 42, называемый **ливером.**



Фиг. 41. Схема поршневого насоса простого действия. Нагнетание происходит за полоборота поршня, всасывание — непрерывно.



Фиг. 42. Ливер.

Ливер употребляется для перекачки небольших количеств керосина и масел. Устройство его видно из чертежа 42.

§ 11. Насосы двойного действия.

Насосами двойного или двукратного действия, как указывалось ранее, называются такие насосы, которые за время одного оборота своего вала или двух полных размахов поршня подают объем жидкости, равный

$$Q_e = 2Fs\eta_o.$$

Выражение объема $Q = 2Fs\eta_o$ можно рассматривать или как $s.\ 2F\eta_o$ или как $F.\ 2\ \eta_o$, откуда видно, что устройство насосов двойного действия можно осуществить или путем дублирования работ поршней с размерами F каждый, или путем увеличения хода поршня в два раза, что, в общем итоге, обусловливает собой большое разнообразие в устройстве этих насосов.

И действительно, из всех поршневых насосов класс насосов двукратного действия является наиболее обширным. В насосах двойного действия, применяемых на практике, всасывание и нагнетание происходит одновременно и непрерывно при каждом размахе поршня, поэтому их приходится различать не по характеру чередования упомянутых процессов, как это имело место в насосах простого действия, а лишь по конструктивным признакам.

В зависимости от расположения, устройства и числа поршней, цилиндров и клапанов, насосы двойного действия делятся на вертикальные и горизонтальные, с дисковым или скальчатым поршнем, с одним или двумя поршнями или цилиндрами и т. д.

На фиг. 43 и 44 изображены схемы сдвоенного горизонтального и вертикального насоса с одним дифференциальным поршнем; на фиг. 45 — горизонтальный насос с двумя плунжерами.

При перемещении поршня вправо или вверх (фиг. 43 и 44), в левом и нижнем цилиндрах вода всасывается в объеме Fs через клапан $K_{вс}$. Одновременно с этим из правой и верхней камер через клапаны $K_{н2}$ выталкивается объем $(F - f)s$ *куб. м.*

Таким образом, за один оборот поршня будет подано

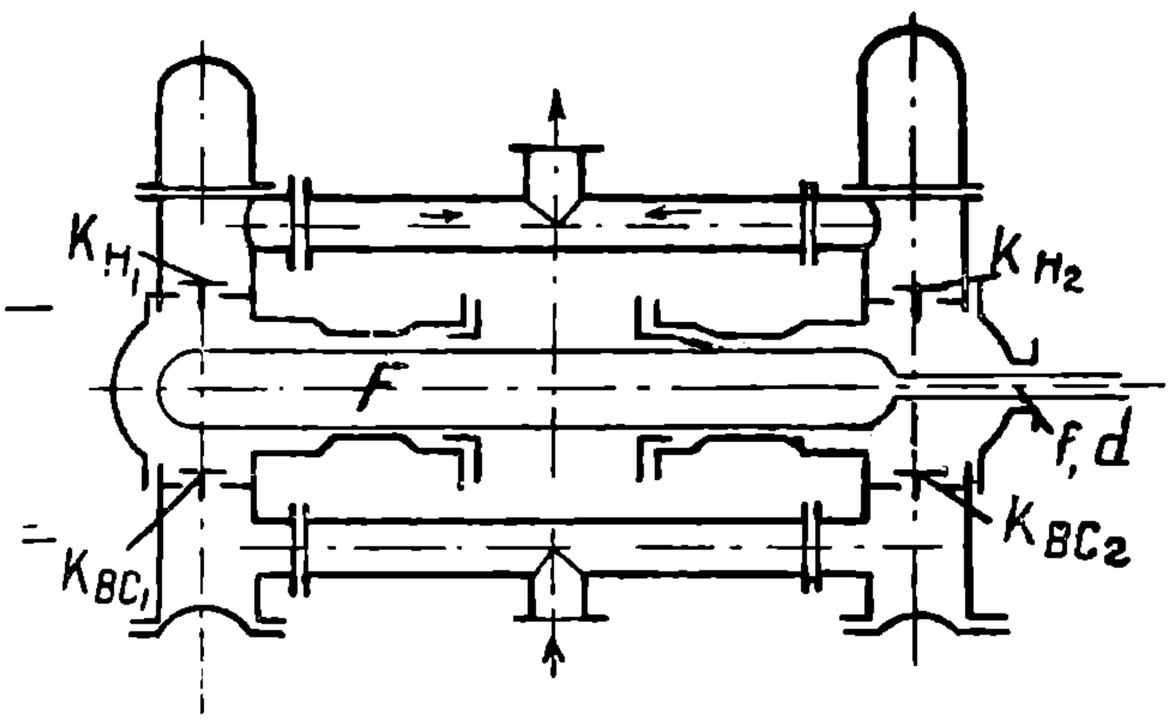
$$Q = (F - f)s + fs = (2F - f)s \text{ куб. м} \qquad (51)$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

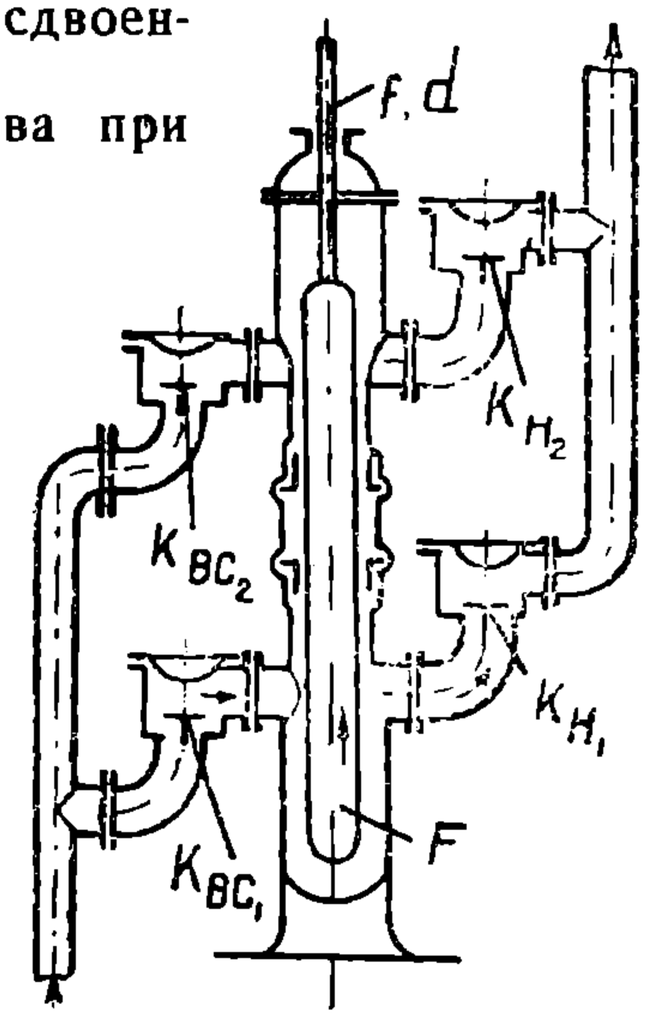
Из формулы (51) видно, что подача жидкости насосом при размахе его вправо или вверх, по сравнению с подачей ее при обратном ходе поршня, будет меньше на величину *fs*. Эта разница окажется тем значительнее, чем больше диаметр штока *d*. Последний же зависит от величины усилия, т. е. высоты нагнетания, поэтому при больших напорах применяются горизонтальные сдвоенные насосы с обводными тягами [1] (фиг. 45).

Подача жидкости в таких насосах одинакова при обоих ходах поршня и теоретически равна

$$Q = Fs + Fs = 2Fs \text{ куб. м}$$



Фиг. 43.



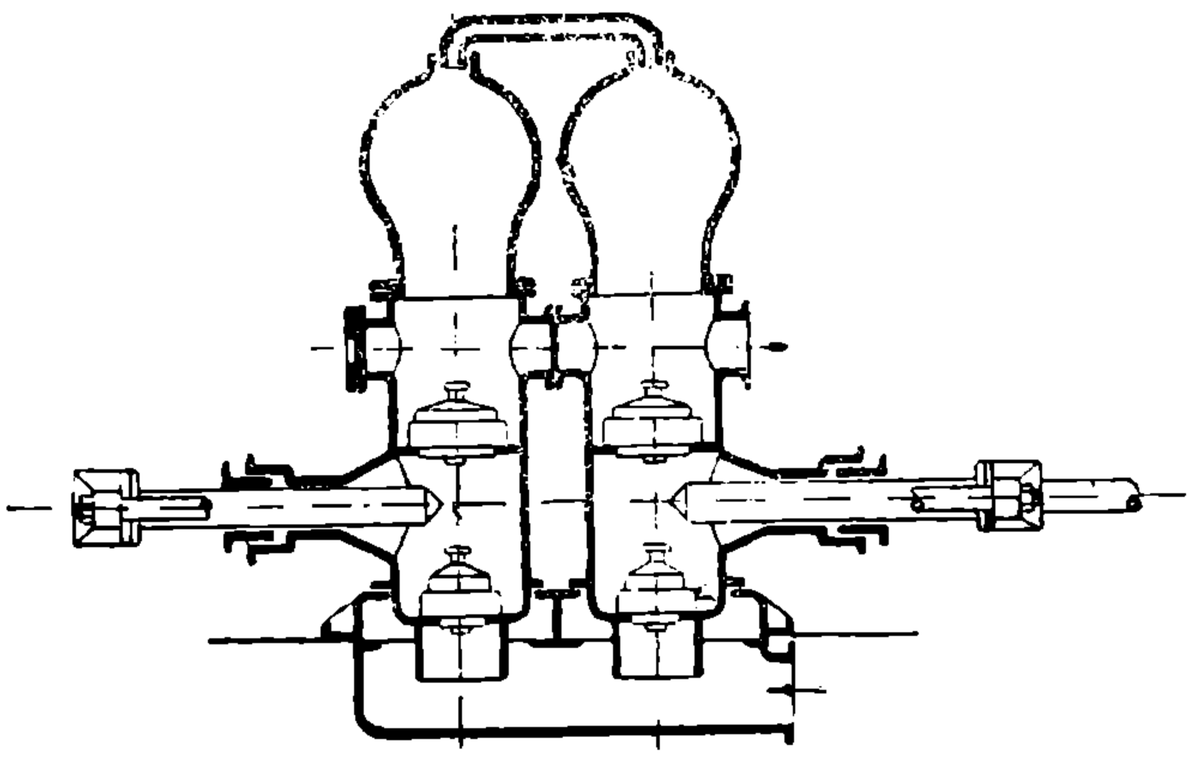
Фиг. 44.

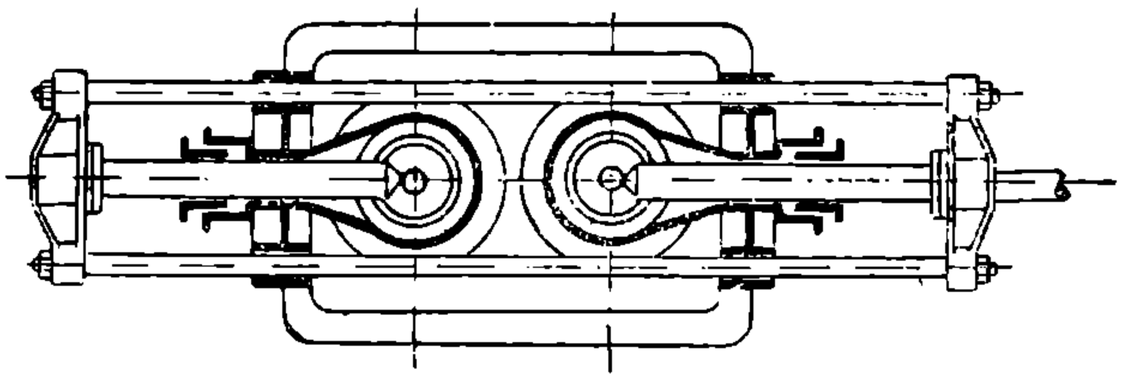
Фиг, 43—44. Схемы сдвоенных горизонтального и вертикального насосов двойного действия с одним дифференциальным поршнем.

В действительности же будет подано $Q_e = 2Fs\eta_o$

При небольших объемах подачи воды и небольших величинах напора в насосах двойного действия часто вместо плунжеров применяют дисковые поршни. Последние, хотя и уступают первым в степени уплотнения, но имеют перед ними то преимущество, что делают насосы более компактными, так как придают им меньшую длину.

В железнодорожных водоснабжениях, где подача воды и напор сравнительно невелики, насосы двойного действия весьма часто применяются с дисковыми поршнями (фиг. 46, 47, 48 и 49).





Фиг. 45. Горизонтальный сдвоенный насос двойного действия с обводными тягами и с двумя поршнями.

1. Горизонтальные приводные поршневые насосы. Приводные поршневые насосы двойного действия в ж.-д. установках обычно работают или от паровой машины, с помощью зубчатой передачи, или от нефтяного и электрического двигателя с ременной передачей. В первом случае установка состоит из насоса,

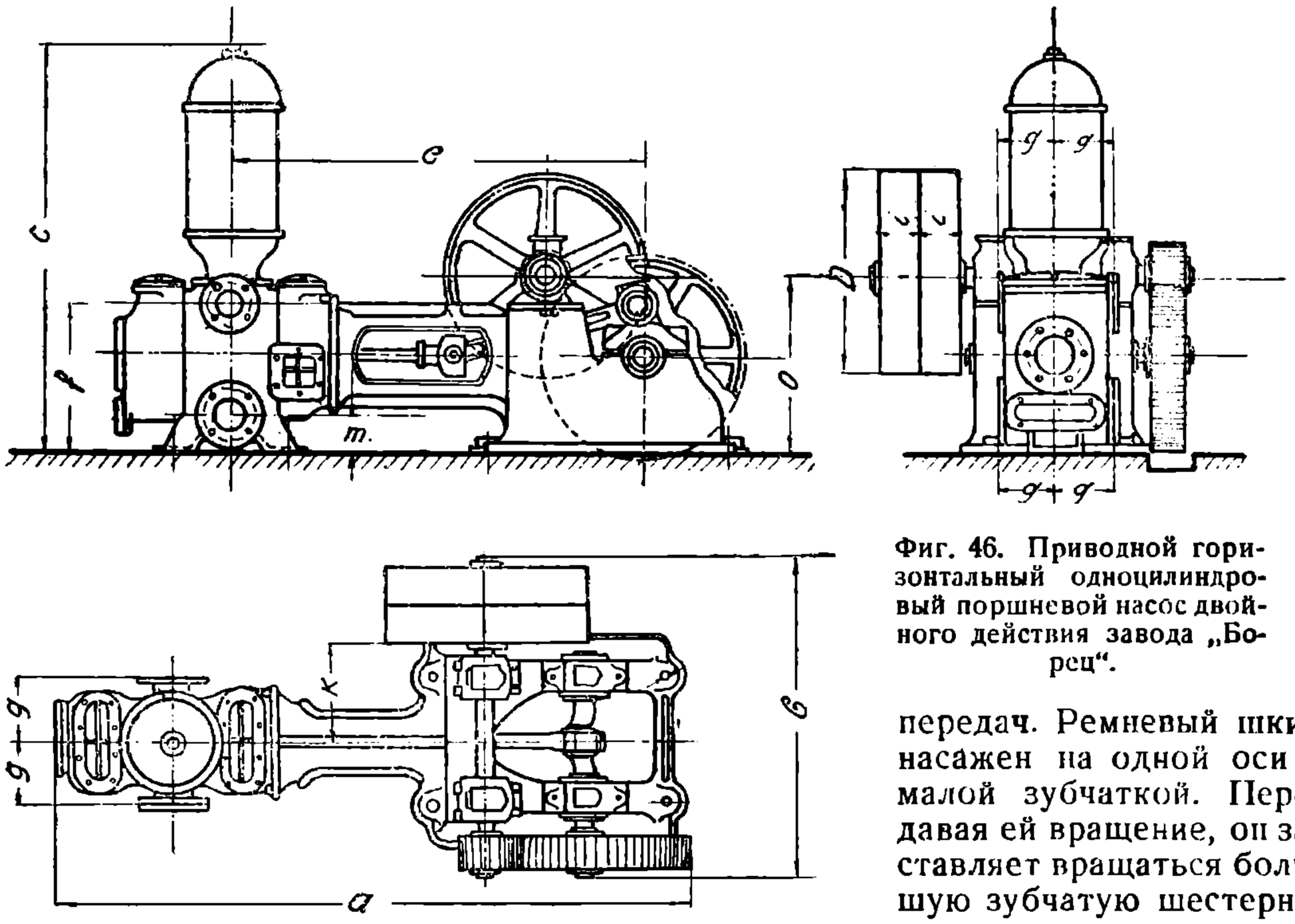
[1] Проф. Г. Матиссен и инж. Э. Фукслохер — „Насосы", 1931 г., стр. 17.

НВ УДУНТ (ДИТ)

паровой машины и парового котла. Будучи крайне громоздкой и малоэкономичной, она давно вышла из употребления и встречается лишь в старых установках.

Большим распространением пользуется изображенный на фиг. 46 приводной поршневый горизонтальный одноцилиндровый насос, изготовляемый в настоящее время на заводе „Борец".

Он может приводиться в действие, смотря по числу оборотов двигателя и величине напора, при помощи одной ременной или ременной и зубчатой



Фиг. 46. Приводной горизонтальный одноцилиндровый поршневой насос двойного действия завода „Борец".

передач. Ременный шкив насажен на одной оси с малой зубчаткой. Передавая ей вращение, он заставляет вращаться большую зубчатую шестерню и, вместе с последней, шатунный механизм насоса. Производительность в минуту данного насоса при числе оборотов n может быть определена, исходя из формулы (51), следующим образом:

$$Q_e = (2F - f)\, sn\eta_o \; куб.\; м. \qquad (51')$$

где:

F — площадь поршня, равная $\frac{\pi D^2}{4}$ *кв. м*,

f — площадь штока, равная $\frac{\pi d^2}{4}$ *кв. м*.

При отсутствии точных данных о f, величину его принимают равной $f = 0{,}02F$

Из-за наличия двойной передачи — ременной и зубчатой — полный коэффициент полезного действия насоса с передачами будет, примерно, равен

$$\eta_п = 0{,}75 \quad 0{,}95 = 0{,}71$$

Передача в шестернях выбирается с таким расчетом, чтобы насос мог работать от двигателя внутреннего сгорания или электромотора с числом оборотов, примерно, не больше 750—800 в минуту. Всасывающие и напорные клапаны помещаются внутри чугунного корпуса один над другим.

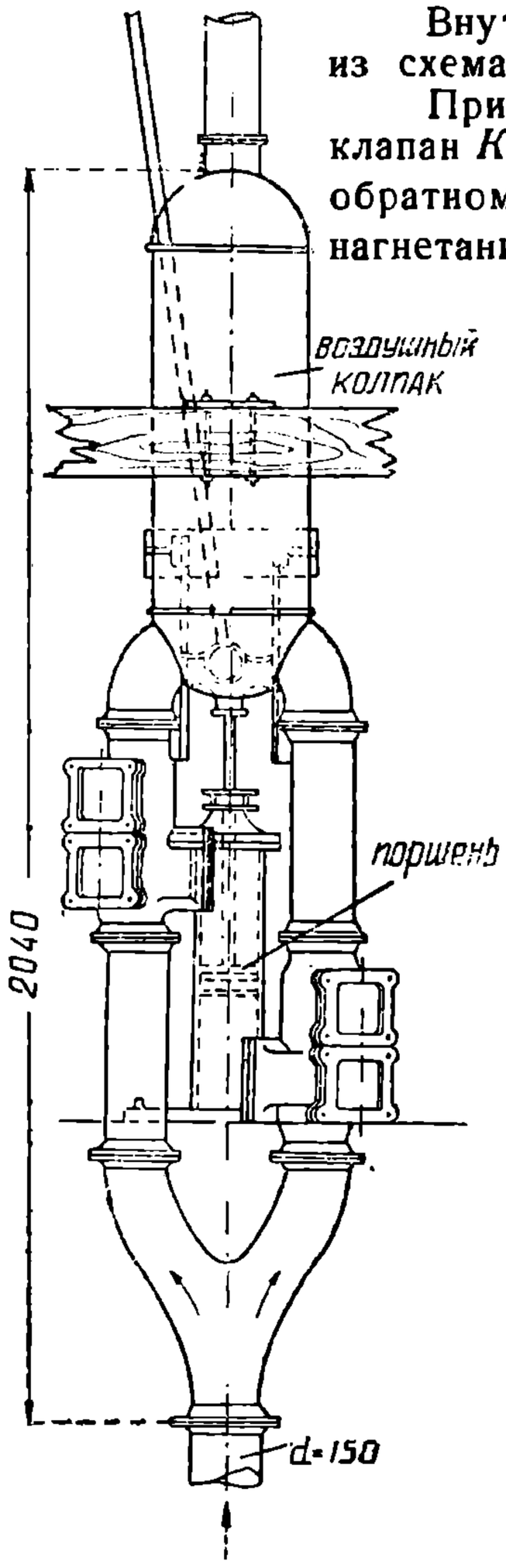
Насосный цилиндр имеет два всасывающих и два напорных отверстия, по одному с каждой стороны. Размеры насосов даны в таблице 15.

Полный коэффициент полезного действия $\eta_п = 0{,}70 - 0{,}80$, не считая потерь на зубчатую передачу.

Объемный $\eta_o = 0{,}80 - 0{,}90$.

НБ УДУНТ (ДПТ)

II. Вертикальные приводные поршневые насосы. В качестве примера устройства применявшегося ранее вертикального насоса приводного типа, на фиг. 47 показан насос шахтного типа системы „Кокериль". Клапанные коробки и рабочий цилиндр у него расположены отдельно. Шток дискового поршня движется в направляющих салазках и приводится в действие с помощью шатунного механизма и зубчатой передачи от паровой машины, т. е. как и в насосе системы Сахо" фиг. 32—33).



Фиг. 47.

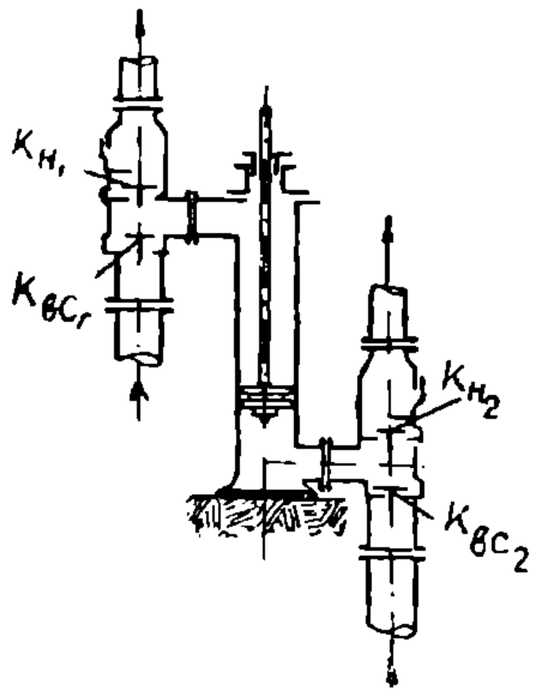
Внутреннее устройство и работа насоса „Кокериль" видны из схематического чертежа фиг. 48.

При движении поршня вверх вода всасывается через клапан $K_{вс-2}$ и одновременно нагнетается через клапан $K_{н-1}$. При обратном ходе всасывание происходит через клапан $K_{вс-1}$ и нагнетание—через $K_{н-2}$. Подача жидкости за каждый размах поршня получается более или менее равной.

Насос устанавливается в шахте обычно таким образом, чтобы верх воздушного колпака, примерно, совпадал с уровнем пола водоподъемного здания.

Объемный коэффициент $\eta_o = 0{,}75 — 0{,}85$ и полный $\eta_п = 0{,}65$. Насосы системы „Кокериль" применялись для небольших напоров ($\sim H_г \leq 45$ *м*). Вследствие громоздкости самих насосов и способов приведения их в действие, а также вследствие малых коэффициентов полезного действия η_o и $\eta_п$, насосы Кокериль в настоящее время совершенно вышли из употребления и, если еще встречаются, то только в старых ж.-д. установках.

В приведенных выше типах насосов двойного действия всасывание и нагнетание производится или одним поршнем с подводкой к нему и нагнетанием им воды с двух сторон (фиг. 43. 44, 46 и 48), т. е. путем получения за один оборот вала 2 полезных хода $= 2s$, или двумя поршнями, работающими каждый в своем цилиндре, как насос простого действия (фиг. 45), т. е. путем получения за один оборот вала $2F$, при одном полезном ходе s.



Фиг. 48.

Фиг. 47—48. Шахтный приводной поршневой насос двойного действия сист. Кокериль. Внешний вид и схематический разрез.

На фиг. 49 изображен глубоководный штанговый поршневый насос двойного действия, весьма оригинальной конструкции. Насос имеет 1 цилиндр и 2 поршня, т. е. представляет собой комбинацию из только что описанных типов насосов.

Устройство его состоит в следующем. Штанга от нижнего рабочего поршня проходит через верхний рабочий поршень, внутри цилиндрических штанг дифференциального поршня. Оба рабочих поршня — проходного типа. Вверху цилиндрических штанг прикреплен дифференциальный поршень с площадью сечения, равной половине площади рабочего поршня, т. е. $f = \frac{F}{2}$

Верхние концы штанг обоих рабочих поршней присоединены к двум шатунам, насаженным на разные концы коромыслового кривошипа, приводимого в действие от электромотора с помощью зубчатой и ременной передач. Шатуны имеют разные длины и присоединены к штангам таким образом, что

НБ УГЛТУ (ДГТ)

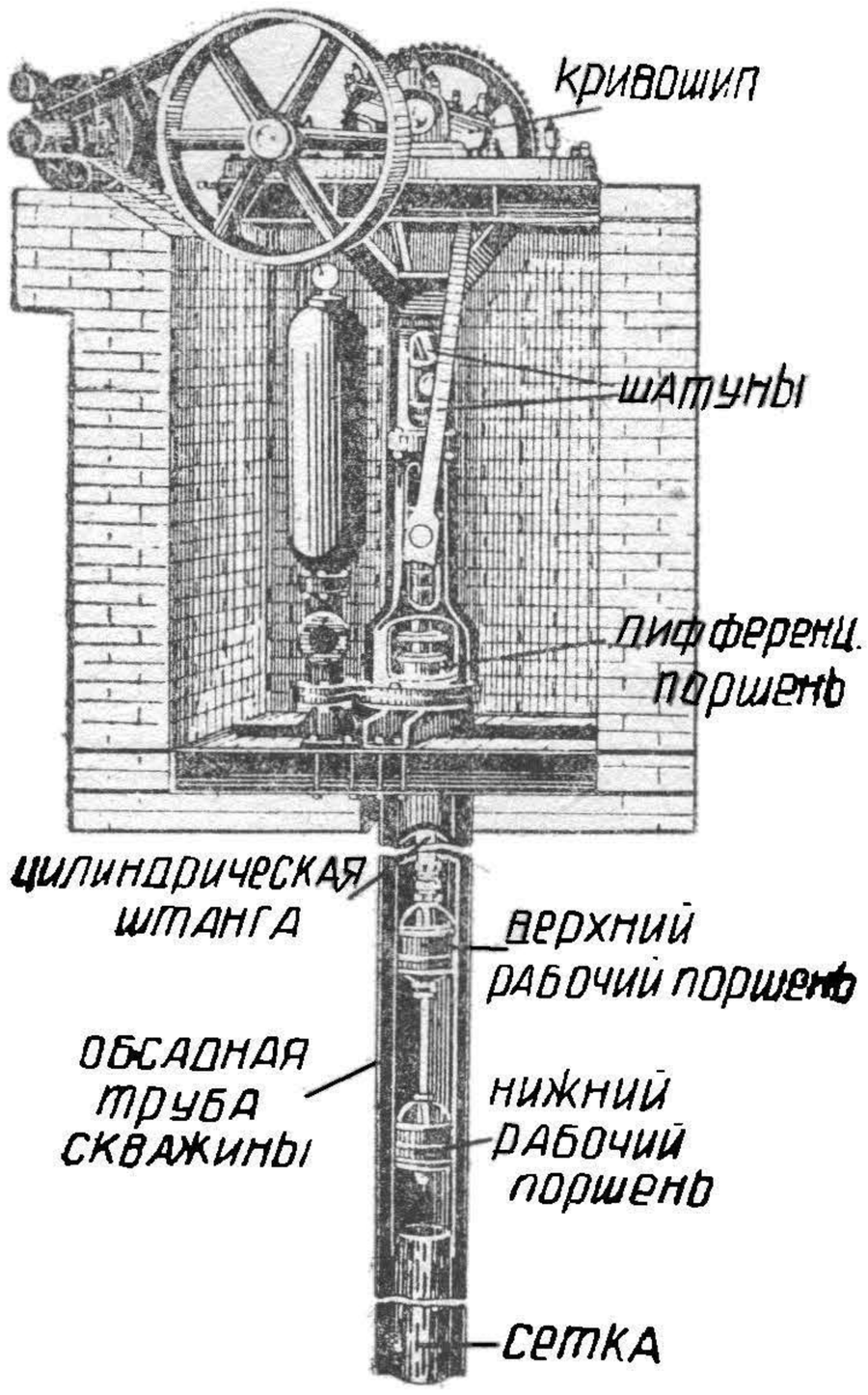
Размеры и производительность горизонтальных поршневых приводных одноцилиндровых насосов двойного действия, изготовляемых на заводе „Борец" (к фиг. 46).

Размеры насосов		Производительность A/мин. Q_e	Число оборотов поршня в минуту n	Число оборотов шкива в минуту $n_ш$	Наибольш.		Диаметры трубопров.		Конструктивные размеры насоса в *мм*						
Диам. $D_ц$	Ход s				Вакуум высота всасыв. $H_{вак}$	Величина напора Hr атм.	Всасыв. $d_{вс}$	Напорн. $d_н$		b		l		Шкив l	Шкив D
127	255	350	60	205	6	10	100	75	1 997	940	1 230	1 330	555	127	812
152	255	480	58	220	6	8	100	75	2 048	1 065	1 210	1 372	560	140	863
178	255	660	58	220	6	8	125	100	2 070	1 010	1 235	1 385	560	140	1 117
203	255	860	58	232	6	7	125	100	2 185	1 070	1 400	1 405	672	140	1 117
255	255	1 300	56	224	6	4	150	125	2 280	1 090	1 520	1 460	672	165	1 016

оба рабочих поршня получают взаимно-противоположные движения, т. е. когда один поршень поднимается вверх, другой опускается вниз. Благодаря тому, что в каждый данный момент один поршень движется вверх, а другой вниз, происходит непрерывное нагнетание и всасывание жидкости. В тот момент, когда поршни идут один другому навстречу, нижний рабочий поршень производит нагнетание воды в объеме Fs и одновременно с этим поднимает за собой из скважины столб воды в том же объеме Fs. Верхний поршень пропускает это количество через свои клапаны, т. е. как бы засасывает его.

При обратном движении, когда оба поршня расходятся, между ними создается разрежение, отчего вода из скважины засасывается через клапаны нижнего рабочего поршня и поднимается вверх за верхним рабочим поршнем, который одновременно с этим нагнетает воду, пропущенную им ранее при опускании вниз. Надобность в приемном клапане в данном случае отпадает.

Таким образом, за один оборот поршня вода успевает дважды засосаться и дважды нагнетаться, каждый раз на высоту s, и, в общем, переместится на высоту $2s$ в объеме $= \eta_0 F 2s = 2\eta_0 Fs$ *куб. м.*



Фиг. 49. Глубоководный поршневой насос двойного действия.

Насос, изображенный на фиг. 49, изготовляется в Германии.[1] Размеры и производительность его даны в табл. 16.

Идея получения двойного действия в одном цилиндре с помощью двух проходных поршней, всегда двигающихся в разные стороны, принадлежит английскому механику Тейлору (Taylor, 1780 г.), а практическое осуществле-

[1] Фирмой Amag-Hilpert, Nürnberg.

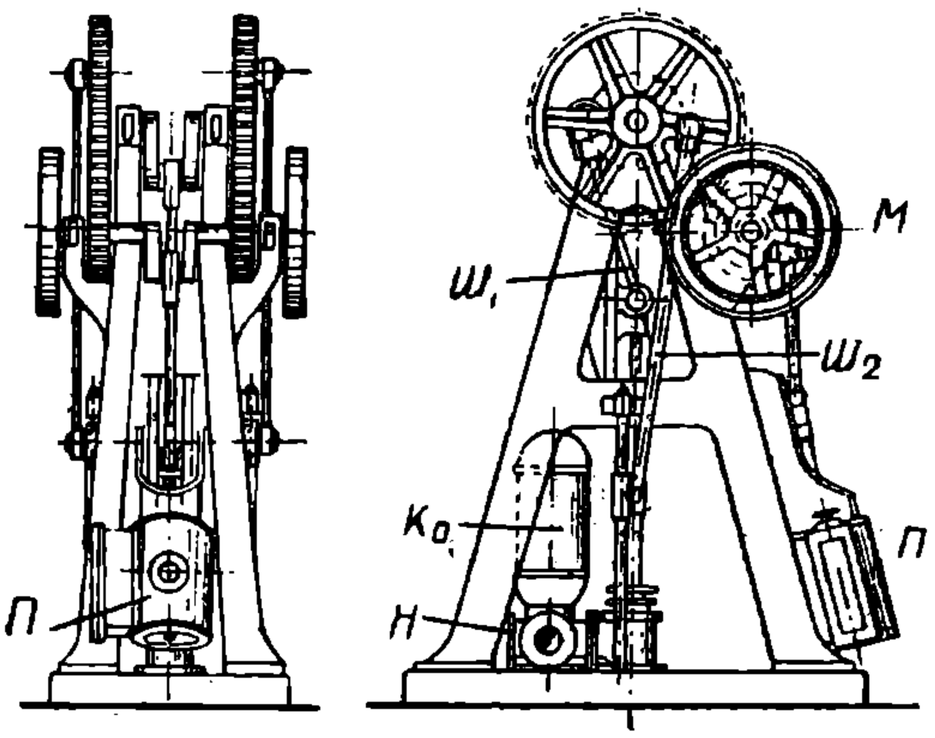
НТБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 16

Размеры и производительность приводных глубоководных поршневых насосов двойного действия (к фиг. 49).

Наименьший диаметр скважины в *мм*			260	280	300	310	320	330	370	420
Производительность насоса в *куб. м* в час Q_e .	$s = 800$ *мм*	Q_e	34,8	39,6	40,8	42,0	43,8	46,2	60,0	75,0
		n	32	30	28	26	25	24	23	22
Число полных оборотов поршня в минуту n .	$s = 1\,000$ *мм*	Q_e	37,8	43,2	45,6	48,0	50,8	52,8	69,0	87,0
		n	28	26	25	24	23	22	21	20
Для насосов, имеющих общую длину хода обоих поршней $s = 800$, 1 000 и 1 200 *мм* .	$s = 1\,200$ *мм*	Q_e	42,0	48,0	50,4	54,0	55,8	58,2	75,0	93,0
		n	26	24	23	22	21	20	19	17
Диаметр рабочего цилиндра насоса в *мм* .			180	200	210	220	230	240	280	320
Диаметр дифференц. плунжера в *мм* . .			125	140	145	150	160	170	200	230
Диаметр напорного патрубка . .			100	125	125	150	150	150	175	200

ние в виде вертикального насоса — Губерту (Hubert 1860 г.). [1] К этому же типу насосов относятся и штанговые глубоководные насосы двойного действия К. Буркгардта, [2] которыми еще до настоящего времени оборудованы некоторые ж.-д. насосные станции СССР.



Фиг. 50. Надземная часть привода штангового насоса сист. К. Буркгардта.

П — Паровая машина *К₀* — Воздушный напорный колпак
Ш₁ и *Ш₂* — шатуны *Н* — Напорная линия

Устройство самого насоса К. Буркгардта (фиг. 50), в основном, то же, что и насоса, изображенного на фиг. 49.

Особенностью установки является устройство передачи в виде специального станка с зубчатыми шестернями, приводимыми в действие от паровой машины (*П*), прикрепленной к станку (фиг. 50). *Ш₁* и *Ш₂* — шатуны, соединенные с концами штанг обоих поршней; *К₀* — воздушный колпак; *Н* — напорная линия.

Вообщем насосная установка К. Буркгардта весьма громоздка, малоэкономична, дает во время работы много шума; подача воды сопровождается большим сотрясением машины и к тому же весьма неравномерна. В настоящее время насосная установка системы К. Буркгардта вышла из употребления и больше не изготовляется.

Кроме рассмотренных выше систем горизонтальных и вертикальных поршневых насосов двойного действия, существует значительное число других систем насосов этого же класса, имеющих те или иные конструктивные отличия. Однако, сущность работы их остается одной и той же.

Главнейшими недостатками поршневых горизонтальных и вертикальных насосов двойного действия являются:

1) наличие некоторой неравномерности в подаче воды, вредно отражающейся как на самом насосе, так и на трубопроводах (фиг. 55);

2) громоздкость, заметно возрастающая с увеличением производительности насоса;

---

[1] Проф. П. К. Худяков — „Построение насосов", 1899 г., стр. 142.

[2] Насосные установки данной системы в дореволюционное время изготовлялись на заводе К. Буркгардт в Москве.

НБ УДУНТ (ДПТ)

3) сложность передачи движения от двигателя к насосу, затрудняющая эксплоатацию его и ухудшающая общий коэффициент полезного действия установки.

Следует, однако, заметить, что от попыток улучшить конструкцию насосов двойного действия не отказались до сего времени благодаря их высокому коэффициенту полезного действия $\eta_п = 0{,}7 - 0{,}8$.

Одновременно с этим стремятся улучшить передачу энергии от двигателя к насосу, использовать двигатель наиболее экономичный для дачных условий и, по возможности, устранить неравномерность подачи воды, путем установки напорных и всасывающих воздушных колпаков должных размеров, применения дифференциальных поршней и т. п.

Пример 6. Требуется выбрать горизонтальный поршневой приводной насос двойного действия при данных:

$Q_e = 32$ *куб. м* в час.

Манометрический напор $H_{ман} = 43$ *м*.

Вакуумметрический $H_{вак} = 3{,}8$ „

Решение. Согласно указаниям таблицы 15, заданным производительности и напору удовлетворяет насос разм. 178×255 *мм*, для которого общая высота подъема может доходить до $8 \times 10{,}0 = 80$ *м*.

Число оборотов поршня при подаче $Q_e = 32$ *куб. м* в час будет равно

$$n = \frac{Q_o}{2 \cdot 60\, Fs\, \eta_0} = \frac{Q_o}{30 \cdot \pi \cdot d^2 s\, \eta_0} = \frac{32}{30 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}178^2 \cdot 0{,}255 \cdot 0{,}9} = 47 \text{ оборотов в минуту,}$$

или

$$n = 58\, \frac{32\,000}{60 \cdot 660} = 47 \text{ об/мин.;}$$

в последнем случае число $n = 58$ взято из таблицы 15 для случая $Q'_e = 660$ *л/м*.

Пример 7. Определить часовую производительность поршневого насоса двойного действия, имеющего размеры 203×255 *мм* при числе оборотов в минуту $n = 40$ и $f = 0{,}02\, F$.

Решение. Примем объемный коэффициент полезного действия $\eta_0 = 0{,}90$, тогда

$$Q_e = 2 \cdot 0{,}98 \cdot 60 \cdot Fsn\, \eta_0 = 30 \cdot 0{,}98 \cdot 3{,}14\, d^2 s \cdot n \cdot \eta_0 = 29{,}4 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}203^2 \cdot 0{,}255 \cdot 40 \cdot 0{,}9 = 35{,}5\ м^3 \text{ в час.}$$

Пример 8. Найти среднюю скорость движения поршня насоса двойного действия, размерами 127×255 *мм*, при числе оборотов в минуту $n = 60$.

Тип насоса изображен на фиг. 41.

Решение. Для данного типа насоса

$$v = \frac{2sn}{60} = \frac{2 \cdot 0{,}255 \cdot 60}{60} = 0{,}51 \text{ м/сек.}$$

Пример 9. При испытании двухцилиндрового поршневого насоса двойного действия размерами 150×250 *мм*, со средним числом оборотов поршня в минуту $n = 50$, снимались индикаторные диаграммы через каждые 5 минут в течение получаса.

В результате опыта разность между давлениями воды в цилиндре насоса во время всасывания и нагнетания получилась равной $p_i = p^1_0 - p_0 = 5{,}2$ *кг/см²*.

Определить индикаторную мощность насоса.

Решение. Индикаторная мощность насоса, согласно формуле (11), определится следующим образом:

$$N_i = \frac{kp_i Fsn}{60 \cdot 75} = \frac{2 \cdot 5{,}2 \cdot 0{,}785 \cdot 15^2 \cdot 0{,}25 \cdot 50}{60 \cdot 75} = 5{,}1 \text{ л. с.}$$

III. Ручные насосы двойного действия. В железнодорожных водоподъемных зданиях, кроме насосов, применяемых непосредственно для водоснабжения, нередко устанавливаются ручные насосы для перекачки нефти из нефтехранилища в рабочий бак, откачки воды из шахты и колодцев внутри здания и т. д.

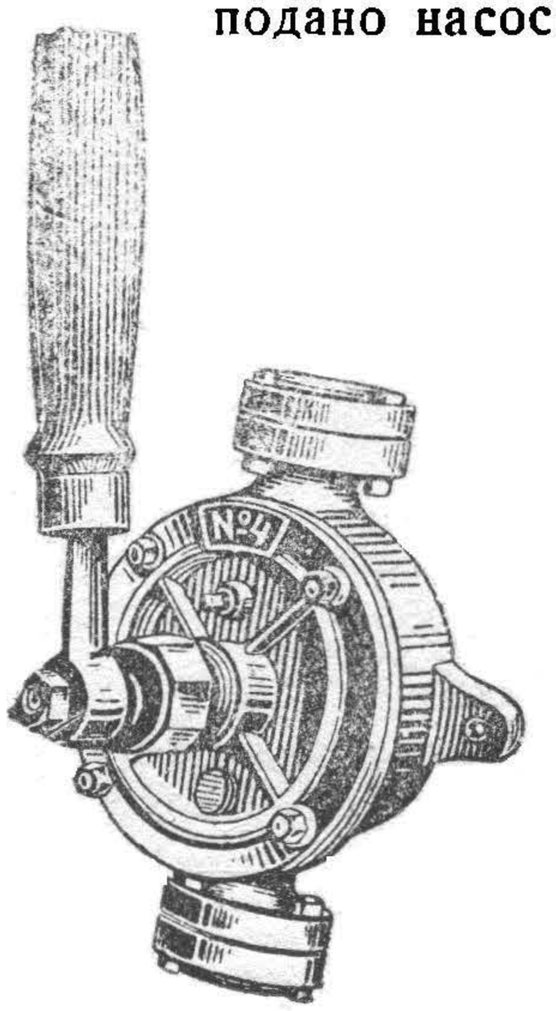
На фиг. 51, 52, 53 указаны ручные насосы двойного действия системы „Альвейлера", „Бодана" и „Иматра", как наиболее распространенные на жел. дорогах.

В насосах сист. **Альвейлера**, в отличие от рассмотренных ранее поршневых насосов, перемещение поршня происходит не вдоль оси, а вокруг оси поршня наподобие крыльев птицы, вследствие чего насосы этого типа получили название **крыльчатых** насосов. Устройство и действие их видно из фиг. 51 и 52.

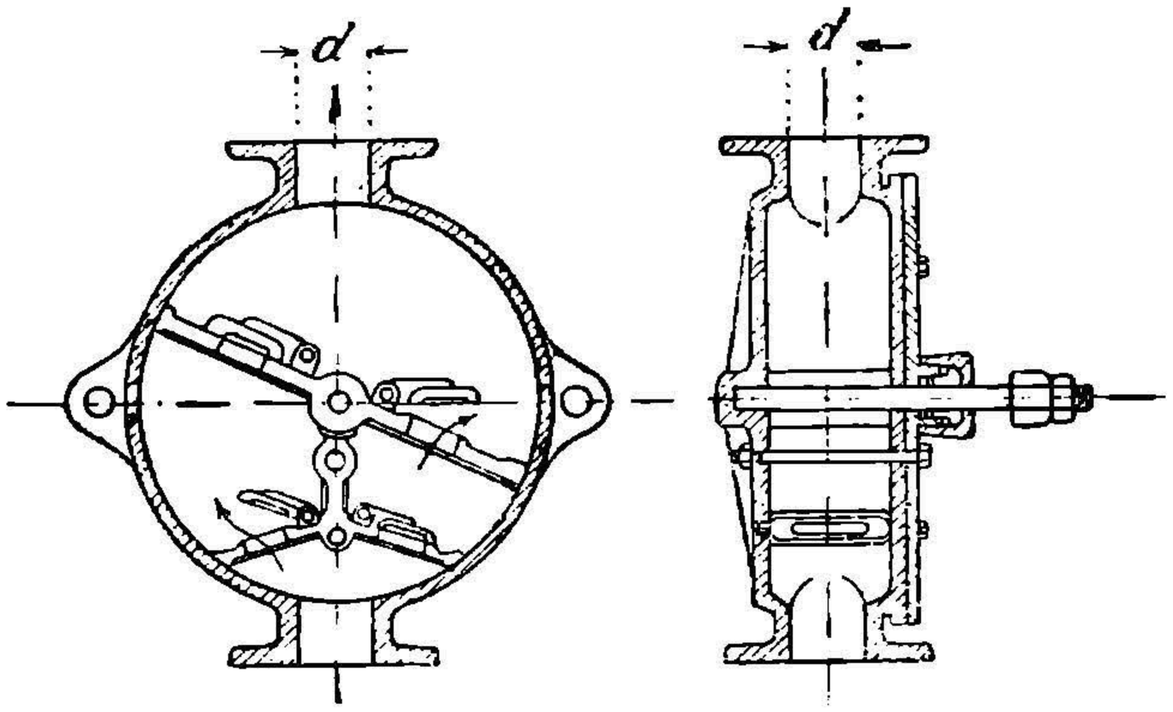
НВ УДУНТ (ДШТ)

Если обозначить через:
R — внутренний радиус цилиндра рабочего корпуса насоса,
r — наружный радиус втулки оси крыльев,
B — внутреннюю ширину рабочего корпуса насоса,
α — угол (в градусах) поворота крыльев при работе насоса,
η_0 — объемный коэфф. пол. д. насоса,
то за один ход поршня. т. е. за один поворот влево или вправо, будет подано насосом

$$q_c = \eta_0 \pi (R - r^2) B \frac{\alpha}{360}$$



Фиг. 51.

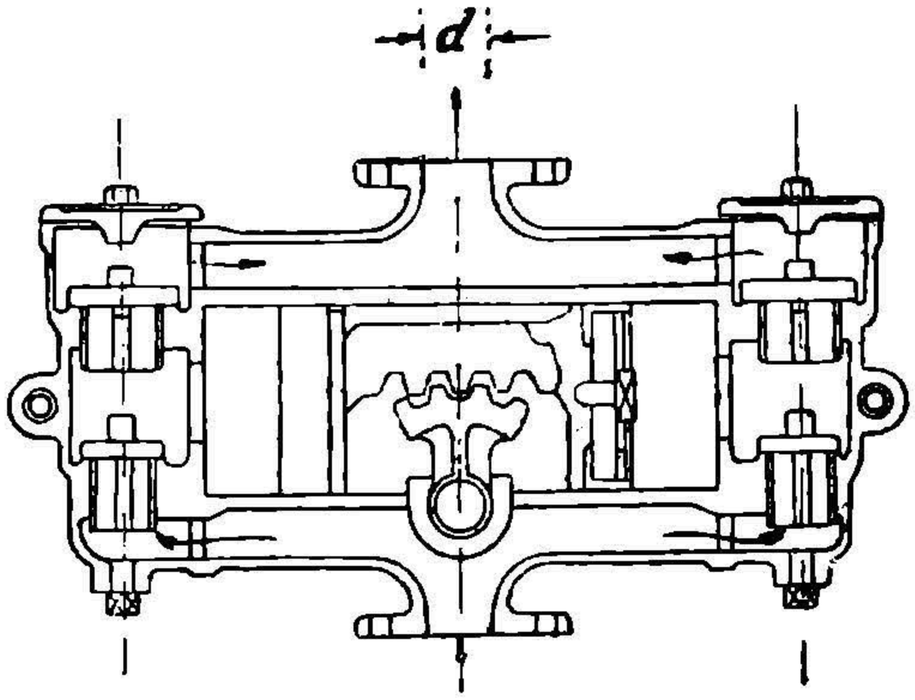


Фиг. 52.

Фиг. 51—52. Ручной насос двойного действия сист. „Альвейлера".

Откуда минутная производительность насоса сист. „Альвейлера" двойного действия при n числе двойных ходов поршня в минуту (т. е качании влево и вправо) определится

$$Q_c = \frac{2\eta_0 \pi (R^2 - r^2) Ban}{360} \qquad (52)$$



Фиг. 53. Ручной насос двойного действия сист. „Бодана".

Объемный кофф. пол. д. $\eta_0 = 0{,}6 - 0{,}7$.

Размеры и производительность насосов сист. „Альвейлера" двойного действия приведены в таблице № 17. [1]

Клапаны сделаны из бронзы, что позволяет качать насосами „Альвейлера" горячую жидкость.

Устройство насоса системы „Бодана" показано на фиг. 53, насос системы „Иматра" — на фиг. 54. Поршни насосов обеих систем снабжены легко сменяемыми кожаными манжетами.

Насосы системы „Бодана" и „Иматра" предназначаются для всякого рода жидкостей, содержащих песок и ил, нефти, керосина, масла и т. д., за исключением горячих жидкостей.

Размеры и производительность насосов „Иматра" указаны в таблице 18 [1].

График объемов и скоростей для насосов двойного действия, показанных на фиг. 43—48, будет иметь вид двух синусоид, изображенных на фиг. 55.

Прямая mn образует с осью абсцисс прямоугольник, равновеликий площади, ограниченной двумя синусоидами. Если сравнить разницу между соответствующими ординатами прямоугольника и синусоид насосов простого и двой-

[1] Из прейс-куранта акционерного общества „ВЗОК", 1928 г.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 17

Производительность ручных насосов сист. „Альвейлера“ (к фиг. 51 и 52).

№№ насосов	Диаметр труб		Производительность в час		Цена за штуку в рублях 1928 г.	
	в дюймах	*мм*	в ведрах	в литрах		
0	½	13	90	1 107	11—50	Насосы „Альвейлера“ могут служить для качания воды, спирта, керосина, нефти и проч., причем для жидкостей, загрязненных твердыми телами, в частности, например, песком, применение этих насосов не рекомендуется. На жел. дорогах чаще всего пользуются насосами №№ 3—5.
1	¾	20	150	1 845	13—00	
2	1	25	180	2 212	16—00	
3	1¼	30	270	3 321	21—00	
4	1¼	30	330	4 059	по запросу	
5	1½	40	450	5 535	„ „	
6	1½	40	600	7 380	„ „	
7	2	50	750	9 225	„ „	
8	2	50	960	11 807	„	
9	2½	65	1 100	13 529	„	
10	3	75	1 400	17 219	„	
11	3	75	1 900	23 369	„	

ТАБЛИЦА 18

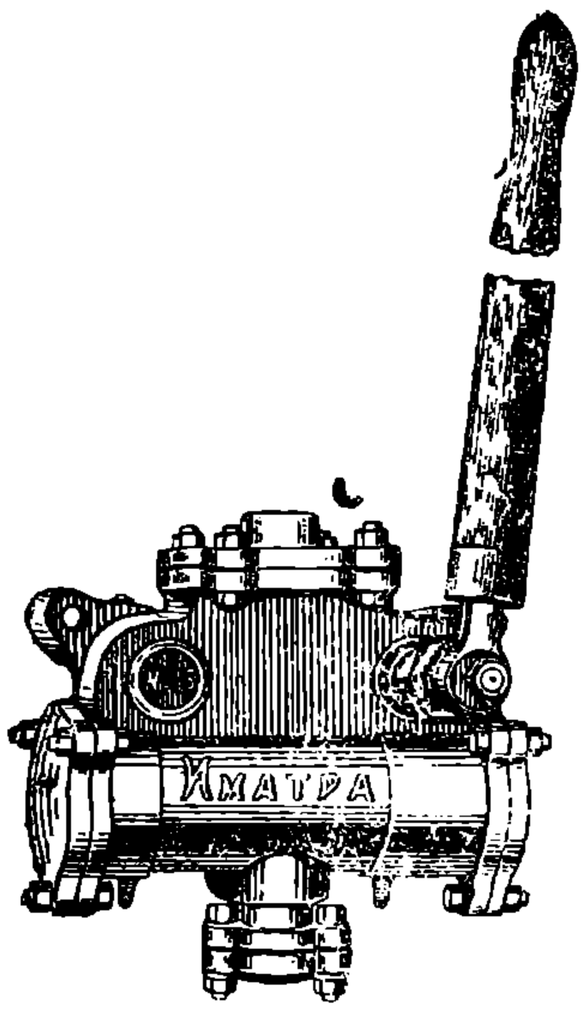
Производительность и размеры ручных насосов сист. „Иматра“ (к фиг. 54).

№№ насоса	Диаметр труб		Диаметр цилиндра		Производительность в час.		Цена за штуку в рублях
	в дюйм.	*мм*	в дюйм.	*мм*	в ведр.	в *л*	
1	¾	20	2½	65	150	1 845	33
2	1	25	2¾	70	240	2 945	40
3	1¼	30	3	75	330	4 059	51
4	1½	40	3½	90	480	5 904	63
5	2	50	4	100	660	8 118	81

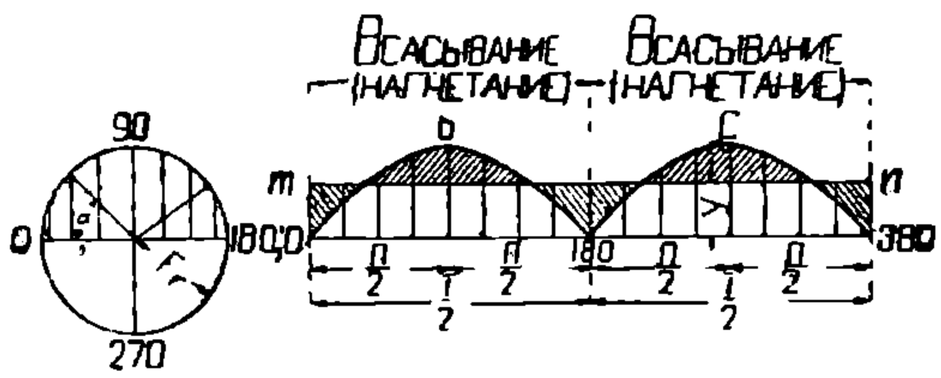
ного действия (см. фиг. 11 и фиг. 55), то она будет меньше для насосов двойного действия (см. фиг. 11), что указывает на большую равномерность подачи воды и меньшее, по сравнению с насосами простого действия, колебание в скоростях.

Средняя скорость движения поршня соответствует высоте прямоугольника, равновеликого синусоидам, равной

$$y = \frac{4\,Fr}{2\,\pi} = 0{,}637\,Fr$$



Фиг. 54. Ручной насос двойного действия сист. „Иматра“.



Фиг. 55. График объемов и скоростей поршневого насоса двойного действия.

Откуда неравномерность подачи воды для насосов двойного действия определится по аналогии с насосами простого действия (§ 6)

$$\frac{Fr - 0{,}637\,Fr}{Fr} = 1 - 0{,}637 = 0{,}363 \text{ или } 36{,}3\%$$

т. е. меньше, чем в насосах простого действия на $68{,}2 - 36{,}3 = 31{,}9\%$

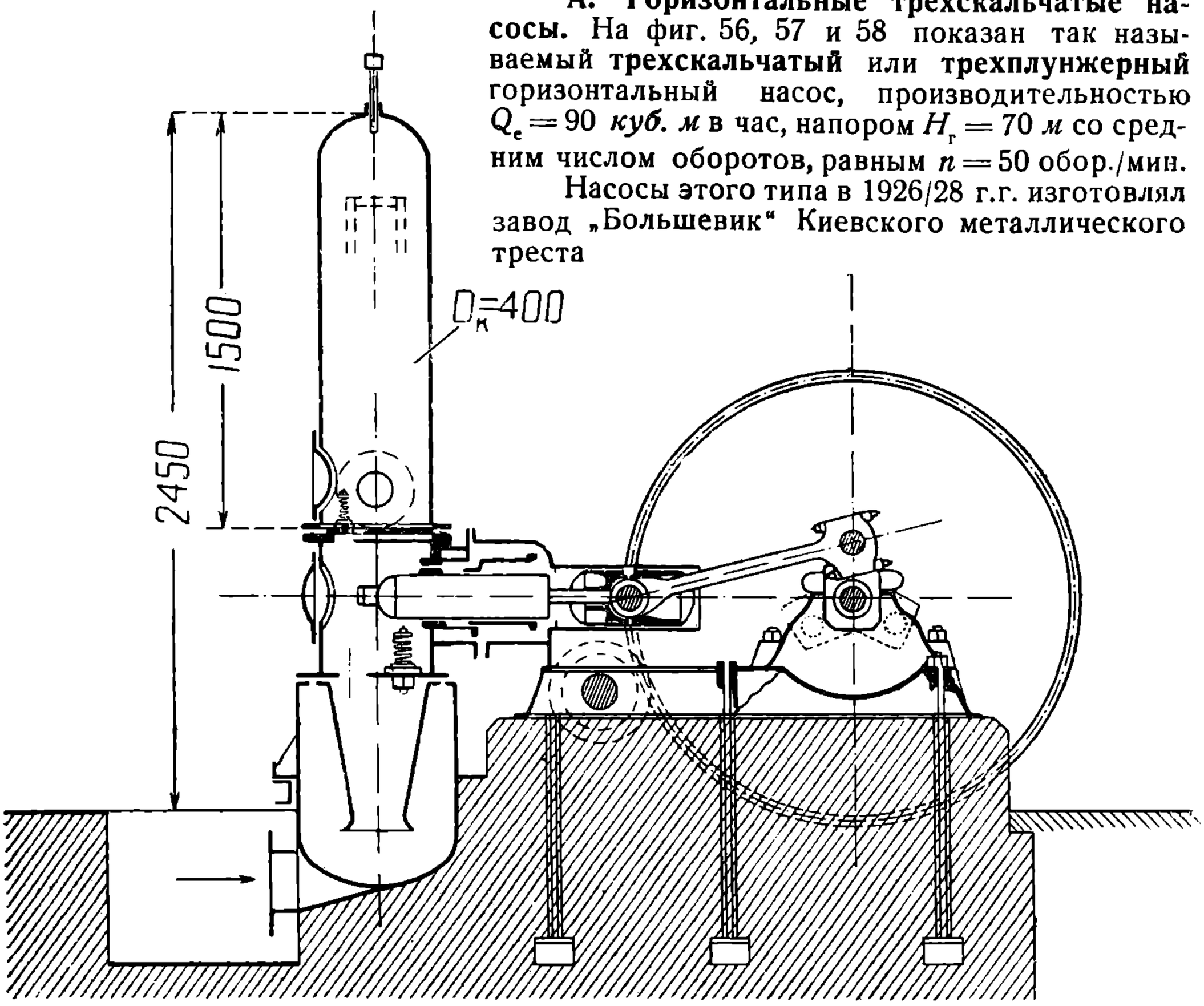
НБ УДУНТ (ДПТ)

§ 12. Насосы тройного действия.

Насосами тройного действия называют такие насосы, которые за время одного оборота вала подают объем жидкости, равный $3Fs\eta_0$ Произведение $3Fs\eta_0$ можно представить или в виде $3F \cdot s\eta_0$ или $F \cdot 3s\eta_0$, что говорит о том, что насос может быть сконструирован, или с тремя одинаковыми поршнями F, ход каждого из которых равен s, или с одним цилиндром, сечением F, но с такой системой поршней, которая позволила бы подавать $T \cdot 3s\eta_0$ *куб. м* воды. Так как насосы второго вида не получили практического значения, то в дальнейшем будут рассматриваться только насосы с 3 поршнями.

А. Горизонтальные трехскальчатые насосы. На фиг. 56, 57 и 58 показан так называемый **трехскальчатый** или **трехплунжерный** горизонтальный насос, производительностью $Q_e = 90$ *куб. м* в час, напором $H_г = 70$ *м* со средним числом оборотов, равным $n = 50$ обор./мин.

Насосы этого типа в 1926/28 г.г. изготовлял завод „Большевик" Киевского металлического треста



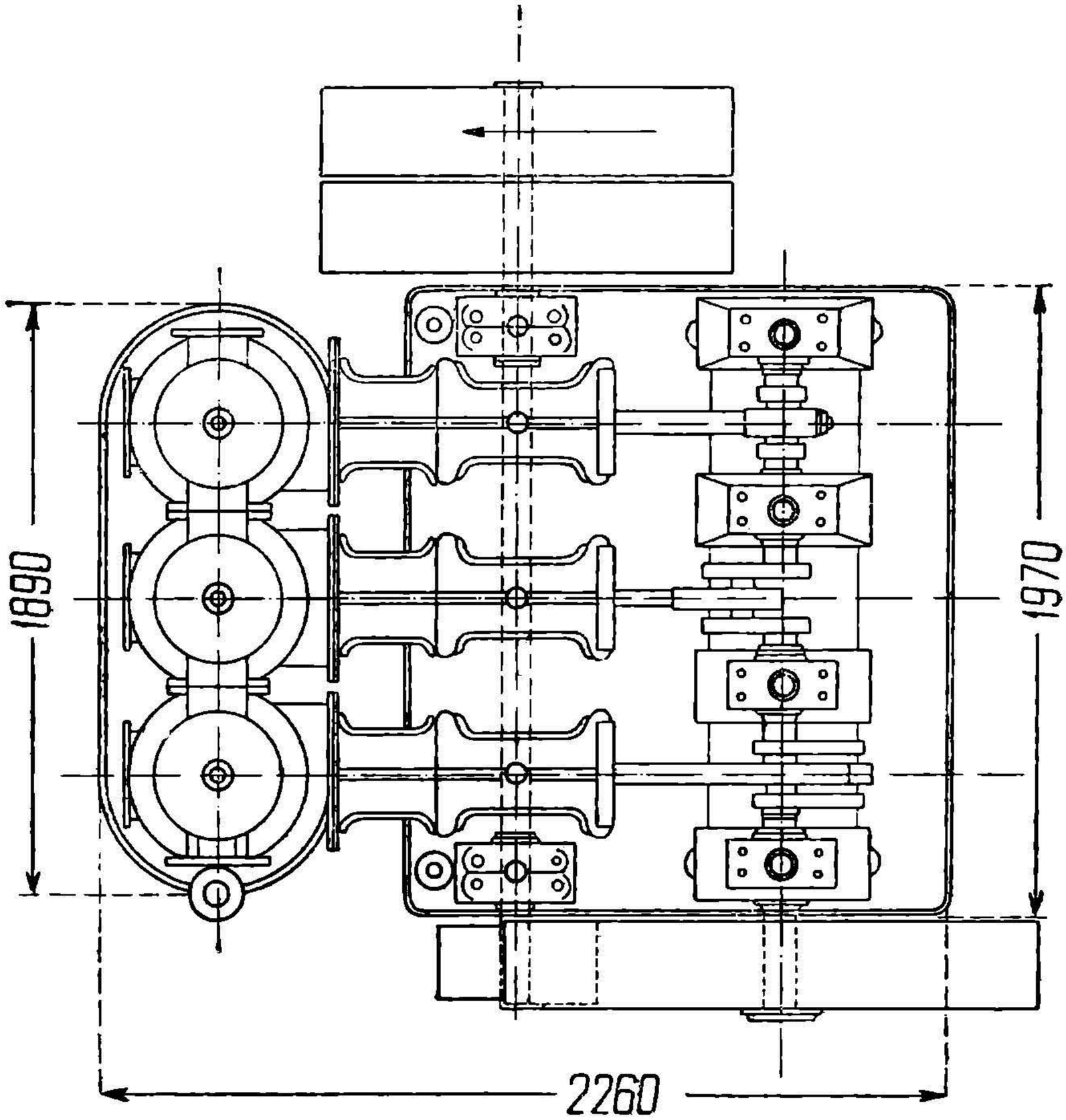
Фиг. 56.

Трехскальчатый насос состоит из 3 горизонтальных насосов простого действия с плунжерами $d = 210$ *мм* или $F = 0{,}0346$ *кв. м*, $S = 0{,}32$ *м*. Плунжеры приводятся в действие с помощью шатунного механизма от коленчатого вала. Благодаря тому, что колена на валу расположены под углом в 120°, всасывающие и напорные клапаны открываются и закрываются попеременно через каждую $^1/_3$ оборота вала. Всасывающий воздушный колпак—общий с подвешенными внутри его тремя воронкообразными трубами.

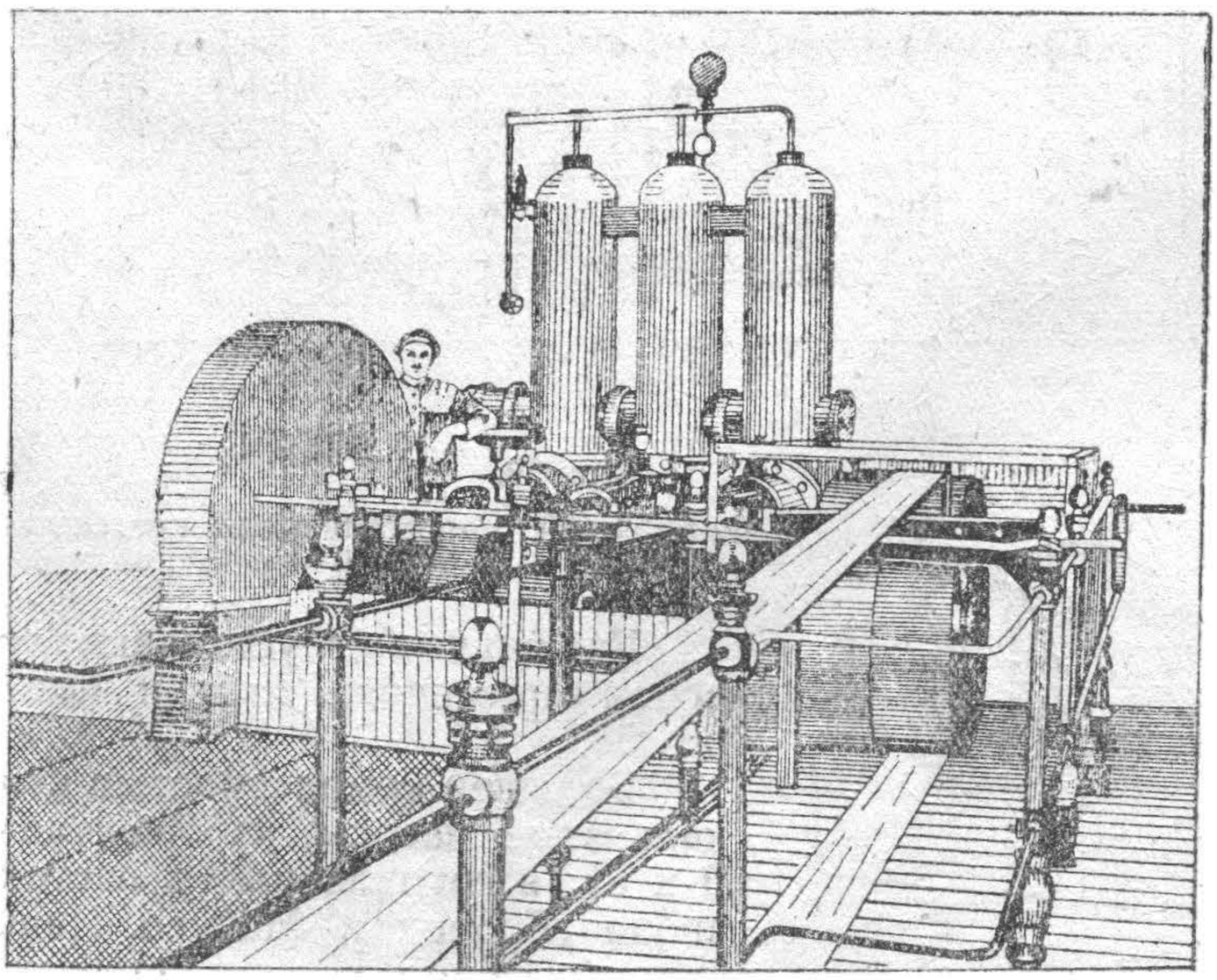
Три вертикальных напорных колпака, диаметром $D_к = 400$ *мм* и высотою $H_к = 1500$ *мм*, установлены в один ряд над каждым цилиндром. Диаметры отверстий для труб $d_н = d_{вс} = 175$ *мм*.

Усилие от двигателя передается насосу через две передачи — ременную и зубчатую. Шкив, вращая горизонтальную ось, проходящую под цилиндрами насоса, приводит в действие зубчатую передачу, а последняя — коленчатый вал.

НБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг- 57.



Фиг. 58.

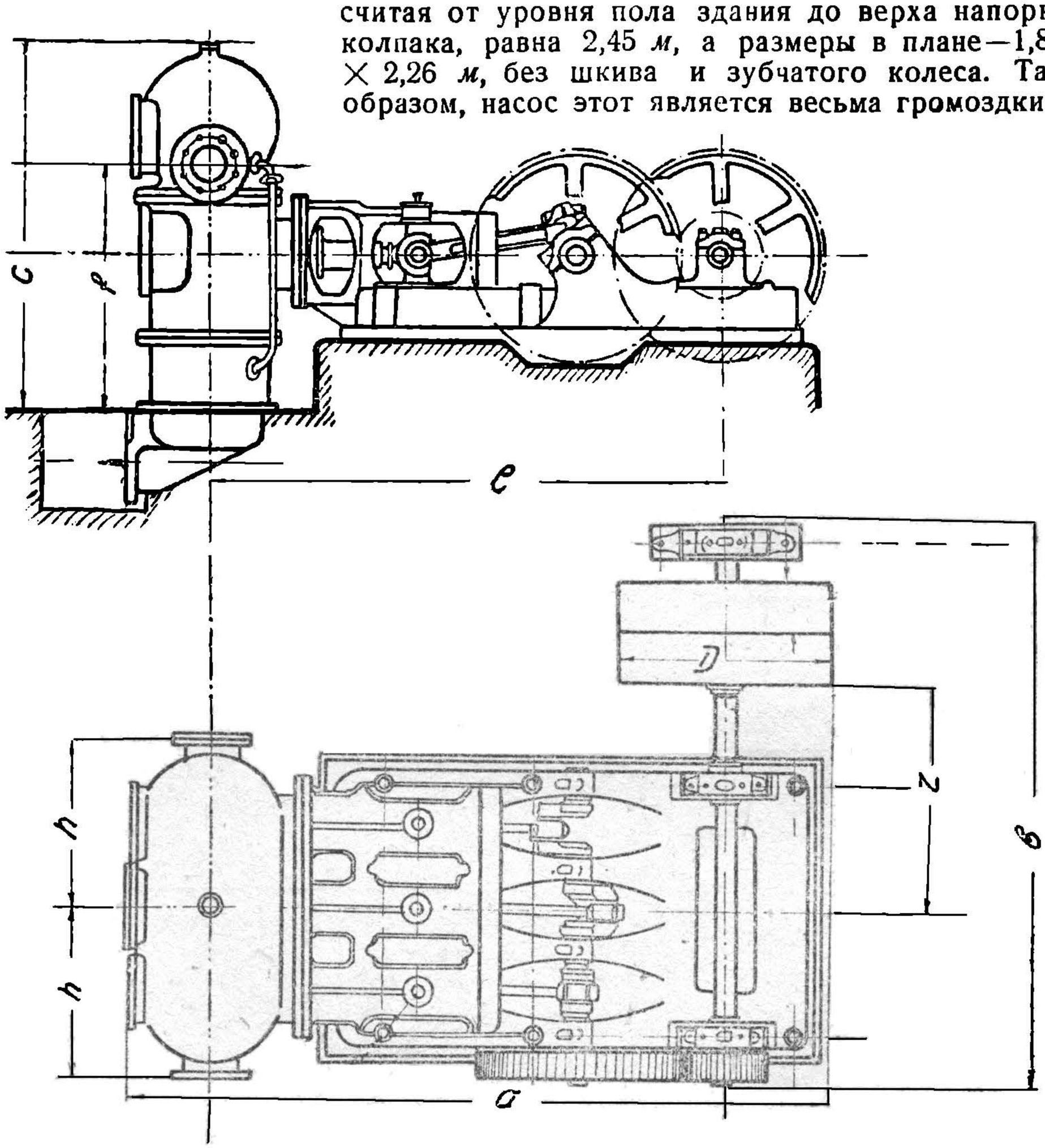
Фиг. 56—58. Горизонтальный трехскальчатый насос завода „Большевик" Киевского метал. треста.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Полный коэффициент полезного действия самого насоса, вообще говоря, равен $\eta_n = 0{,}80 - 0{,}85$, но, вследствие двойной передачи, он снижается до $\eta_n = 0{,}80 \times 0{,}95 = 0{,}76$.

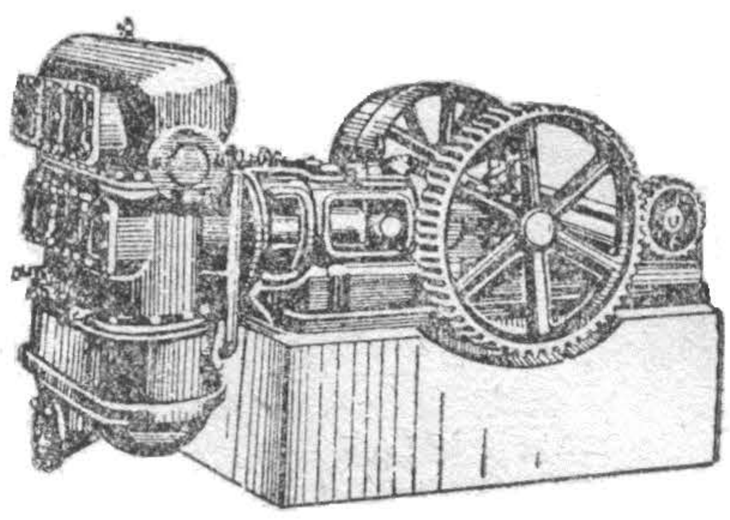
Объемный коэффициент $\eta_o = 0{,}90 - 0{,}95$.

Диаметр шкива — 1,25 *м* и зубчатого колеса — 1,56 *м*. Высота насоса, считая от уровня пола здания до верха напорного колпака, равна 2,45 *м*, а размеры в плане — 1,89 × × 2,26 *м*, без шкива и зубчатого колеса. Таким образом, насос этот является весьма громоздким.



Фиг. 59.

Фиг. 59—60. Горизонтальный трехскальчатый насос с зубчатой и ременной передачами завода „Борец".



Фиг. 60.

Внешний вид установки трехскальчатого насоса описанного типа и размеров виден на фиг. 58.

Большей компактностью отличаются трехскальчатые насосы, изображенные на фиг. 59, 60 и 61, изготовляемые в настоящее время на заводе „Борец" в Москве. Напорный воздушный колпак в нем устроен в виде общего горизонтального цилиндра. Насос приводится в действие или с помощью ременной передачи (фиг. 59—61), или непосредственно от электромотора (фиг. 62).

Трехскальчатые насосы с одной ременной передачей применяются в тех случаях, когда число оборотов двигателя обычно не превышает 500—700

НТБ УДУНТ (ДГТ)

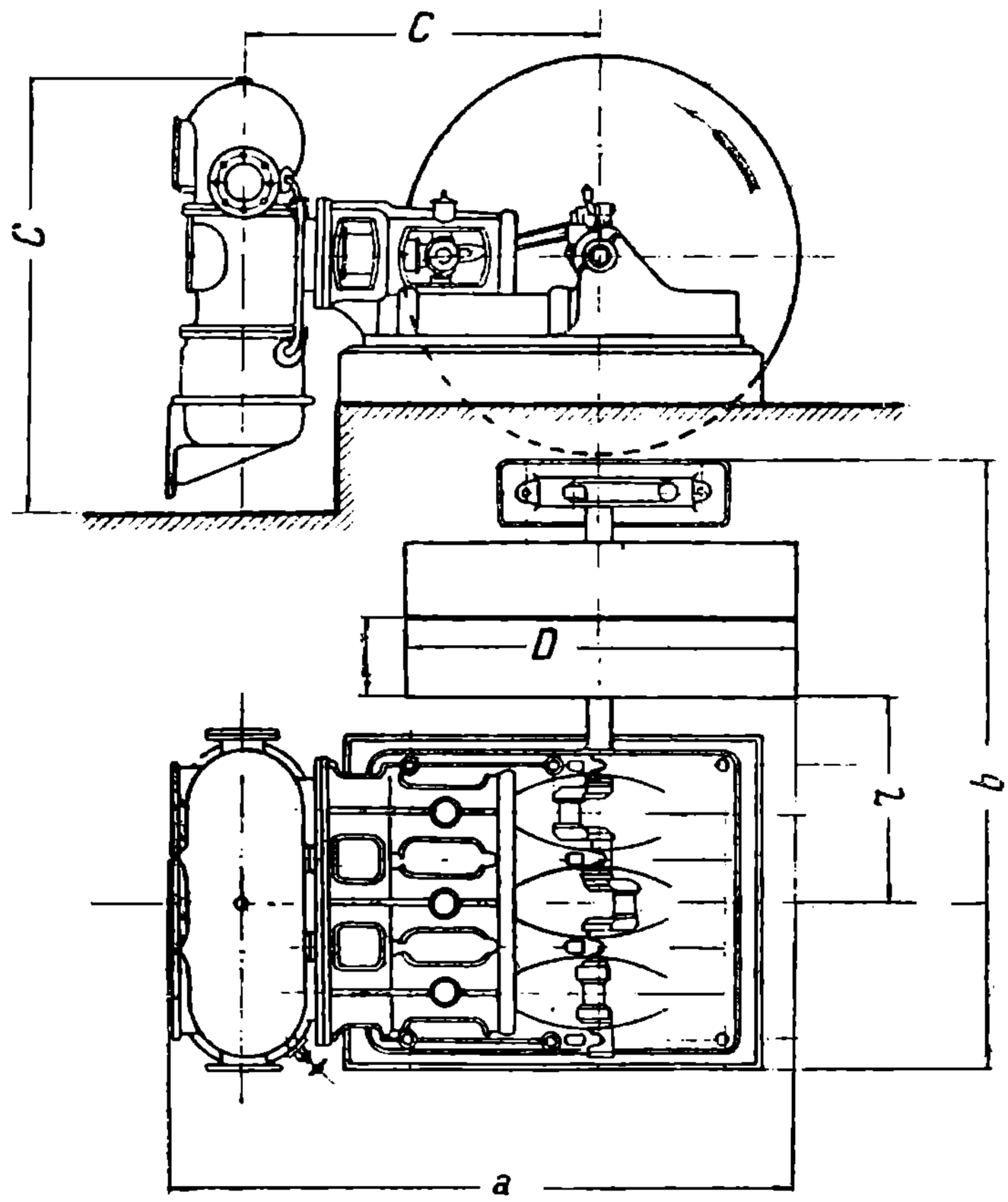
в минуту. При большем числе оборотов двигателя к насосу добавляется зубчатая передача или ставится трансмиссия.

На фиг. 61 показан приводной горизонтальный трехскальчатый насос для одной ременной передачи.

Насосный цилиндр имеет три всасывающих и два напорных отверстия, расположенных по одному с каждой стороны горизонтального воздушного колпака. Воздушный напорный колпак, как и всасывающий, — общий для всех трех цилиндров.

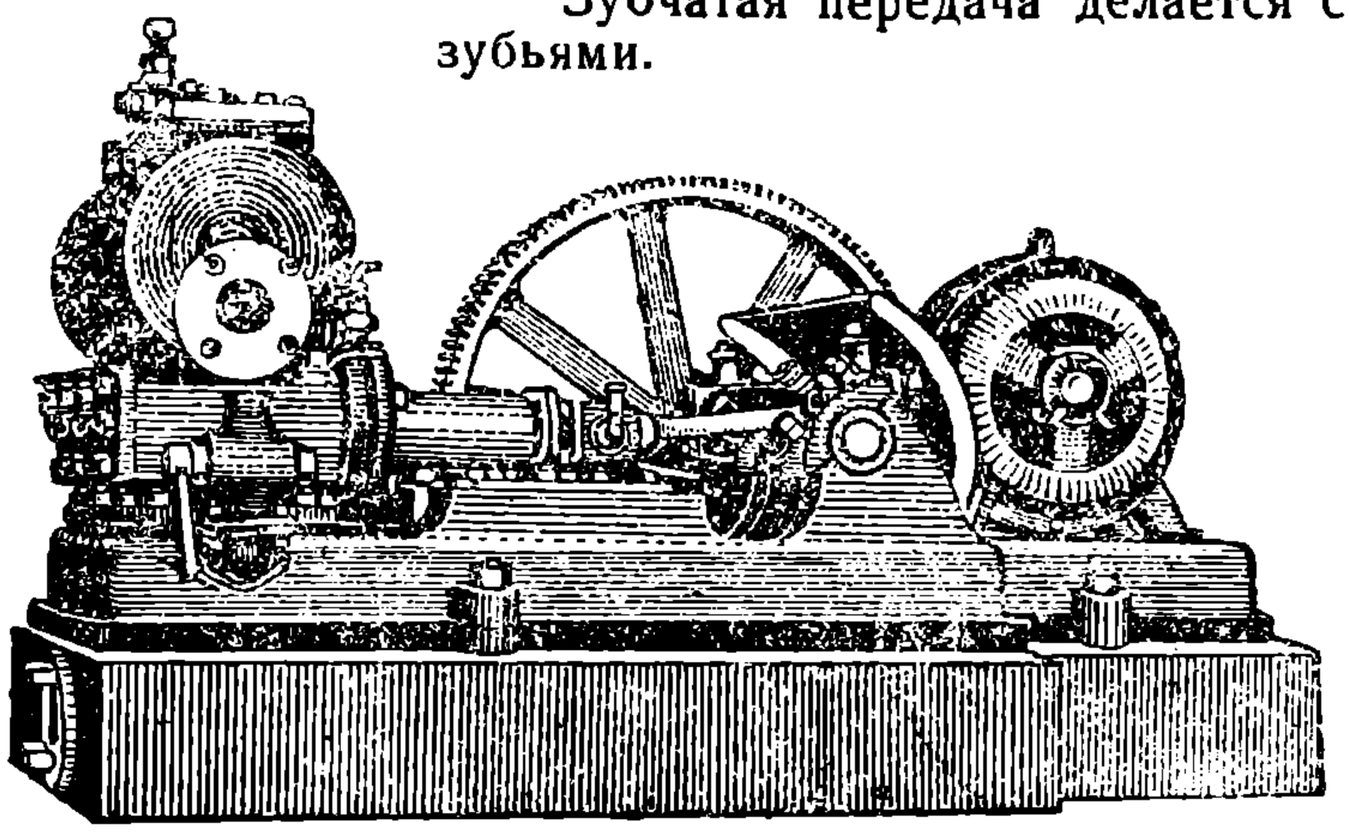
В остальном насосы этого типа ничем существенным от указанного ранее на фиг. 59—60 насоса не отличаются. Производительность и размеры их даны в табл. 19.

Из таблицы 19 видно, что, благодаря применению зубчатой передачи, число оборотов шкива увеличилось с 210 до 555 оборотов в минуту при 70—185 оборотах главного вала, что позволяет иметь двигателем электромоторы со сравнительно большим числом оборотов (~1000).



Фиг. 61, Горизонтальный трехскальчатый насос для ременной передачи завода „Борец".

Зубчатая передача делается с прямыми фрезерованными зубьями.



Фиг. 62. Горизонтальный трехскальчатый насос, приводимый в действие электродвигателем с помощью зубчатой передачи.

На фиг. 62 изображен горизонтальный трехскальчатый насос, непосредственно соединенный с электродвигателем помощью зубчатой передачи. Всасывающий воздушный колпак отсутствует (ставится отдельно).

Объемный коэффициент полезного действия горизонтальных трехскальчатых насосов равен $\eta_o = 0{,}90 - 0{,}95$, и полный коэффициент полезного действия $\eta_п = 0{,}8 - 0{,}85$, не считая потерь на передачи.

Б. Вертикальные трехскальчатые насосы. При небольших расходах воды и ограниченности места применяются трехскальчатые насосы вертикального типа, указанные на фиг. 63 и 64.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Размеры и производительность приводных горизонтальных трехскальчатых насосов с ременной и зубчатой передачами, изготовляемых на заводе „Борец“ (к фиг. 59 и 60).

Размеры насосов		Производительность л/мин. Q_c	Число оборотов поршня в минуту n	Наибольш.		Диаметр трубопров		Размеры насоса						Шкив		
Диаметр D	Ход s			Вакуум. высота всасыв. в $м$	Напор в атм.	Всасывающие	Напорные	a	b		l	h	r	D	t	Число оборотов шкива в мин.
76	127	155— 290	100—185	4,5—2,0	20	76	60	1 680	955	762	1 180	325	330	610	90	300—500
102	178	315— 530	80 –135	5,0—3,5	20	100	76	2 068	1 240	780	1 475	415	395	762	152	240—405
127	228	540— 890	70—115	5,5—4,0	20	125	100	2 713	2 260	1 235	1 878	630	920	1 140	205	210—345
152	228	780—1 340	70—120	5,0—4,0	15	150	125	2 713	2 260	1 235	1 878	630	920	1 140	205	210—360
178	228	1 060—1 980	70—130	5,5—3,5	10	200	150	(Стандарт еще не установлен)								

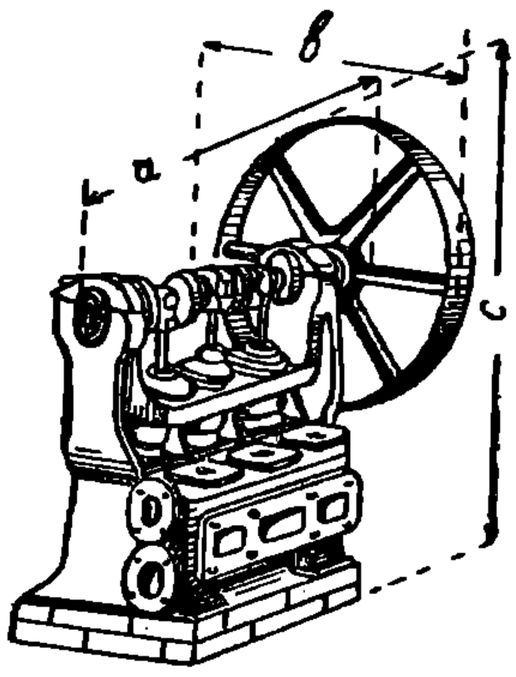
Размеры и производительность приводных горизонтальных трехскальчатых насосов без зубчатой передачи, изготовляемых на заводе „Борец“ (к фиг. 61).

Размеры насосов		Производительность л/мин. Q_c	Число оборотов в минуту n	Наибольшие		Диаметр трубопров.		Размеры насоса в *мм*					Шкив	
Диаметр D	Ход s			Вакуум. высота всасывания	Напор в атм.	Всасывающ.	Напорн.	a	b		l		D	
127	178	420— 850	70 –140	5,5—3,5	15	125	100	2 255	2 277	942	1 060	950	1 800	175
127	228	540— 890	70—115	5,5—4,0	20	125	100	2 290	2 160	1 200	1 300	760	1 450	280
178	228	1 060—1 980	70—130	5,5—3,5	10	200	150	2 505	2 270	1 357	1 340	820	1 800	300
204	254	1 570—2 540	70—115	5,5—4	10	200	150	2 925	2 855	1 217	1 430	1 285	2 400	300

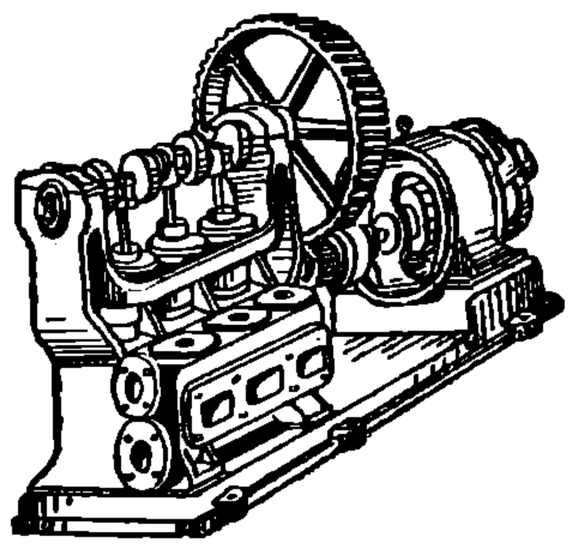
В виду быстроходности этих насосов следует обращать особое внимание на величину вакуумметрической высоты всасывания, которая не должна превышать указанных в таблице 20 размеров.

Завод „Борец“ изготовляет вертикальные трехскальчатые насосы, размеры которых приведены в таблице 20.

На фиг. 65 изображен шахтный поршневой насос тройного действия, строящийся на заводах H. Anger's Söhne (Германия). Он состоит из трех насосов простого действия, приводимых в движение от общего коленчатого вала; насос имеет три отдельных всасывающих линии и одну напорную. Насосы данного типа строятся упомянутой фирмой производительностью от 12 до 60 *куб. м* в час, с подачей воды с глубины до 130 *м* от поверхности земли.



Фиг. 63.



Фиг. 64.

Фиг. 63—64. Вертикальные трехскальчатые насосы завода „Борец“.

На фиг. 66 показан график объемов и скоростей трехскальчатого насоса, состоящего из строенных насосов простого действия с кривошипами, заклиненными под углом в 120° (фиг. 56—62).

График свидетельствует о весьма большой равномерности подачи воды и незначительности колебаний скоростей.

Неравномерность подачи воды для насосов тройного действия опре-

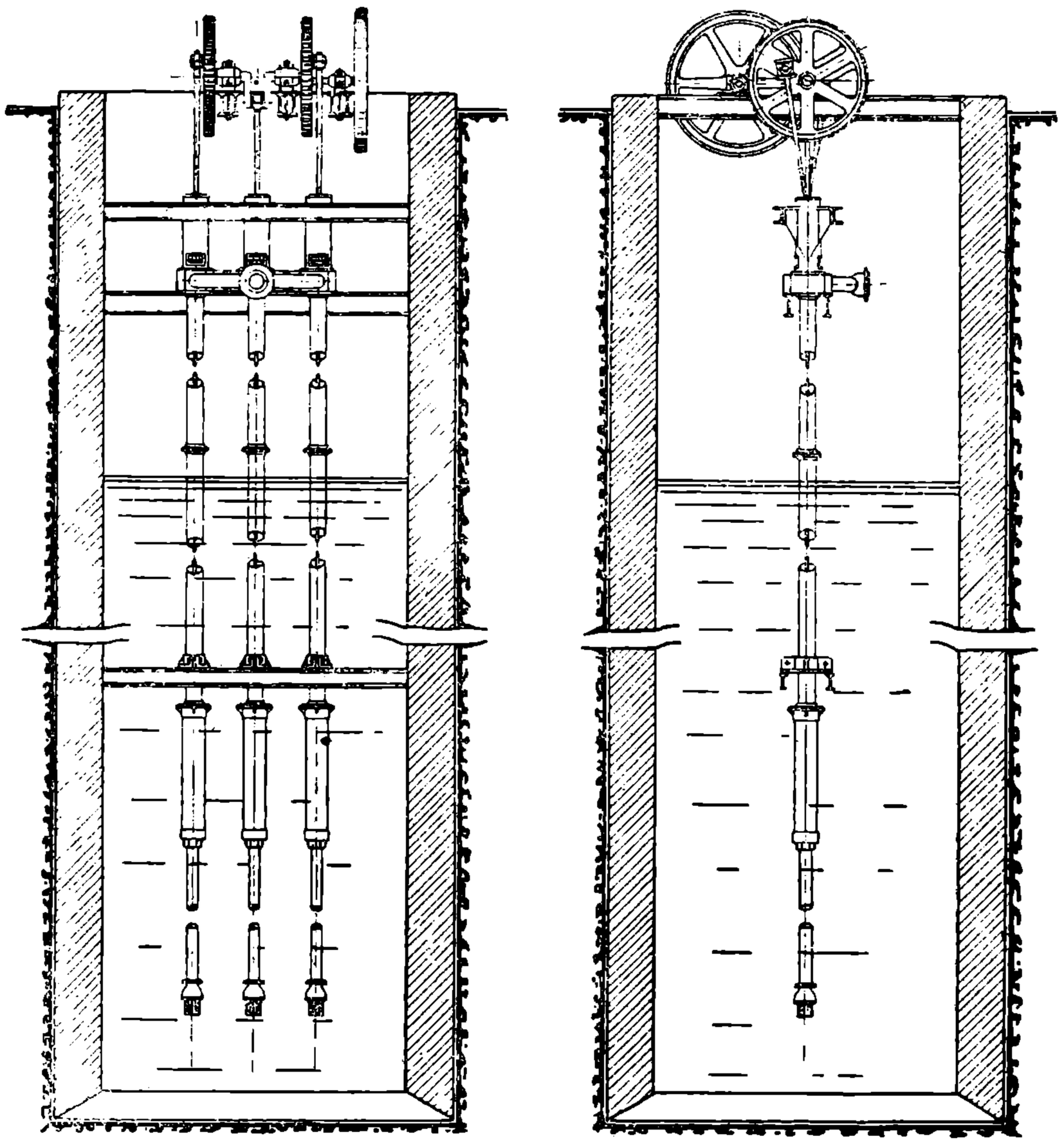
НБ УДУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА 20

Размеры и производительность вертикальных приводных трехскальчатых насосов для работы от ремня, или непосредственно от электродвигателя, через зубчатую передачу (к фиг. 63 и 64).

Размеры насосов		Производит. литр. мин. $Q_в$	Число оборотов в минуту n	Наибольш.		Диам. трубопр.		Размеры насоса			Шкив	
Диам. D	Ход s			Вакуум высота всасыв. $м$	Напор атм.	Всасыв. $мм$	Напорного $мм$		b		D	
57	25	25—40	150—300	3,0—0	15	32	30	600	395	690	400	85
70	32	50 –100	145—290	3,0—0	15	38	40	687	465	850	500	100
83	38	80 –160	140—280	3,0—0	15	63	50	818	550	1015	600	115
95	45	110—220	135—270	3,0—0	15	76	60	945	685	1180	700	130

$\eta_л = 0{,}80 - 0{,}75$, не считая потерь на передачи,
$\eta_о = 0{,}90 - 0{,}80$.



Фиг. 65. Шахтный приводной строенный насос (тройного действия).

делится по аналогии о насосами простого и двойного действия (§ 6 и § 11) из формулы

$$\frac{Fr - \frac{6\ Fr}{2\pi}}{Fr} = 1 - 0{,}955 = 0{,}045 \text{ или } 4{,}5\%$$

т. е. меньше, чем в насосах простого действия на $68{,}2 - 4{,}5 = 63{,}7\%$ и двойного действия на $36{,}3 - 4{,}5 = 31{,}8\%$

НБ УДУНТ (ДШТ)

К числу положительных сторон трехскальчатых приводных как горизонтальных, так и вертикальных насосов, следует отнести:

1) значительную равномерность подачи жидкости;

2) возможность удовлетворительно работать при больших колебаниях напора и расходах воды без большого при этом изменения механического и полного коэффициентов полезного действия (см. фиг 26—27);

3) их сравнительно высокий полный коэффициент полезного действия, равный при одной ременной или зубчатой передаче: $\eta'_{п} = 0{,}80 — 0{,}85$ и при двойной передаче: $\eta'_{п} = 0{,}80 \times 0{,}95 = 0{,}76$.

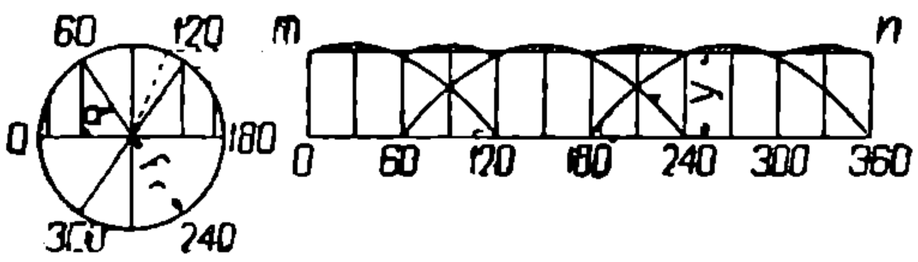
К числу недостатков относятся:

1) громоздкость насоса;

2) небольшая предельная высота всасывания для некоторых насосов этой группы;

3) большая стоимость, превышающая в 2—4 раза стоимость центробежных насосов.

В ж.-д. водоснабжениях применение трехскальчатых приводных насосов является особо целесообразным в тех случаях, когда воду приходится нагнетать при значительных колебаниях $H_г$, как-то:



Фиг. 66. График объемов и скоростей поршневого насоса тройного действия.

1) на большие расстояния, попеременно в различные по диаметрам и длинам напорные линии и к тому же в расположенные на разной высоте водонапорные баки;

2) в водяной резервуар пневматической станции с переменным давлением.

В обоих случаях, при работе насоса с постоянным числом оборотов (т. е. $Q_e = \text{const}$), характер изменения кривых полезной (N_e) и индикаторной (N_i) мощностей и механического коэффициента полезного действия (η_m) будет аналогичным изменению кривых, изображенных на фиг. 27.

Пример 10. Определить часовую производительность горизонтального трехскальчатого насоса разм. 127×178 *мм*, при числе оборотов каждого поршня $n = 95$ об/в мин. и $\eta_o = 0{,}85$.

Решение.

$$Q_e = 3.0{,}98 \cdot 60\, Fsn\eta_o = 176{,}4 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}127^2 \cdot 0{,}178 \cdot 95 \cdot 0{,}85 = 42{,}0 \text{ куб. м в час.}$$

Пример 11. Трехскальчатый насос размерами 127×228 *мм* подает воду в верхний и нижний баки водоемного здания попеременно по одной из двух напорных линий, длиною в 5 *км* каждая и диаметром в 150 и 200 *мм*. Длина всасывающей линии $L_{вс} = 40$ *м* и диаметр $= 200$ *мм*. Отметки уровня низких вод в источнике — 350,42 *м*. оси насоса — 354,00 *м*, верха напорной трубы над нижним баком — 396,15 *м*, верха напорной трубы над верхним баком — 404,20 *м*.

Полный коэффициент полезного действия насоса $\eta_п = 0{,}80$;

Объемный $\eta_o = 0{,}90$.

Требуется узнать, в каких пределах будут изменяться:

1) мощность на валу насоса при равномерной подаче воды $Q_e = 40$ *куб. м* в час;

2) производительность насоса и число оборотов поршня, при сохранении постоянной мощности на валу насоса, равной $N_m = 12{,}0$ л. с.

Решение.

I. При $Q_e = \text{const} = 40$ *куб. м*. Секундный расход будет равен

$$q = \frac{40}{60 \cdot 60} = 0{,}0111 \text{ куб. м.}$$

Геометрическая высота всасывания $H_{вс} = 354{,}0 - 350{,}42 = 3{,}58$ *м*.

При определении потерь напора на сопротивления принимаем величину местных сопротивлений равной 5 10% от потерь на прямых участках.

Тогда потери гидравлического напора во всасывающей линии, при длине

$$L_{вс} = 40 \text{ м и } d = 200 \text{ мм},$$

будут равны

$$h_{вс} = 1{,}1\, iL_{вс} = 1{,}1 \cdot 0{,}00115 \cdot 40 = 0{,}51 \text{ м}$$

Вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{вак} = H_{вс} + h_{вс} = 3{,}58 + 0{,}51 = 4{,}09 \text{ м}.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Геометрическая высота нагнетания в верхний бак равна

$$H^1_{\text{н}} = 404{,}2 - 354{,}0 = 50{,}2 \ м$$

То же—в нижний бак

$$H_{\text{н}} = 396{,}15 - 354{,}0 = 42{,}15 \ м$$

Потери напора на сопротивления в напорной линии при $d^1_{\text{н}} = 150$ *мм*

$$h^1_{\text{н}} = 1{,}05 \ i_1 L_{\text{н}} = 1{,}05 \cdot 0{,}0057 \cdot 5\,000 = 31{,}35 \ м$$

То же—при $d_{\text{н}} = 200$ *м*

$$h = 1{,}05 \ iL_{\text{н}} = 1{,}05 \times 0{,}00115 \times 5\,000 = 6{,}33 \ м$$

Наибольший гидродинамический напор, при подаче воды $Q = 40$ *куб. м* в час по напорной линии $d = 150$ *мм* в верхний бак, будет равен

$$H_{\max} = 4{,}09 + 50{,}20 + 31{,}35 = 85{,}64 \ м$$

Наименьший напор, при подаче того же количества воды в нижний бак по напорной линии $d_{\text{н}} = 200$ *мм*, будет равен

$$H_{\min} = 4{,}09 + 42{,}15 + 6{,}33 = 52{,}57 \ м$$

Соответственно гидравлическим напорам будет изменяться и мощность насоса (формулы 17 и 20).

$$_{\max}N_{\text{m}} = \frac{40 \cdot 85{,}64 \cdot 1000}{75 \cdot 0{,}80 \cdot 3600} = 15{,}86 \text{ л. с.}$$

$$_{\min}N_{\text{m}} = 15{,}86 \quad \frac{52{,}57}{85{,}64} = 9{,}72 \text{ л. с.}$$

Мощность двигателя, приводящего в действие насос, будет колебаться в несколько больших пределах.

Так, например, если предположить, что установка имеет ременную передачу с коэффициентом полезного действия $\eta_{\text{р}} = 0{,}95$, то эффективная мощность или мощность на валу двигателя потребуется для первого случая

$$_{\max}N^1_{\text{д}} = \frac{15{,}86}{0{,}95} = 16{,}7 \text{ л. с.}$$

Имея в виду случайные, не поддающиеся учету перегрузки, мощность на валу двигателя в действительности должна быть не менее

$$_{\max}N_{\text{д}} = 1{,}15 \cdot 16{,}7 = 19{,}2 \text{ л. с.}$$

Для второго случая

$$_{\min}N^1_{\text{д}} = \frac{0{,}72}{0{,}95} = 10{,}2 \text{ л. с.;}$$

в действительности, $_{\min}N_{\text{д}} = 1{,}15 \cdot 10{,}2 = 11{,}7$ л. с.

II. При $N_{\text{m}} = \text{const} = 12$ л. с. Так как потери напора во всасывающей линии, по сравнению с геометрической высотой всасывания, являются в данном случае крайне незначительными, то для упрощения решения задачи допустим, что вакуумметрическая высота всасывания остается постоянно равной $H_{\text{вак}} = 4{,}09$ *м*, т. е., как при $Q_{\text{e}} = 40$ *куб. м* в час.

Тогда гидродинамический напор определится

$$_{\max}H_{\text{г}} = 4{,}09 + 50{,}2 + h^1_{\text{нап.}} = 54{,}29 + h'_{\text{нап.}}$$
$$_{\min}H_{\text{г}} = 4{,}09 + 42{,}15 + h_{\text{нап.}} = 46{,}24 + h_{\text{нап.}}$$

Для определения потери напора в трубопроводе воспользуемся формулой

$$h = 1{,}05\lambda\frac{q^2 l}{d^5} = 1{,}05\,Kq^2 l,$$

где

q — расход воды в $м^3$/сек.,
l — длина трубопровода в *м*,
d — диаметр „
λ — коэффициент, учитывающий степень загрязнения и материал, из которого сделаны трубы.

Коэффициент $K = \frac{\lambda}{d^5}$,

1,05 — коэффициент, учитывающий местные потери напора.

Для загрязненных труб коэффициент K берем по данным проф. А. Самусь („Техническая гидравлика", изд. 1926 г., стр. 178).

Для $d = 100$ *мм*, $K = 283{,}3$
„ $= 150$ $K = 33{,}78$
„ $= 200$ $K = 7{,}54$

НБ УДУНТ (ДПТ)

Подставляя соответствующие значения h в формулы ${}_{\max}H_г$ и ${}_{\min}H_г$, найдем:

$${}_{\max}H_г = 54{,}29 + 1{,}05 \cdot 33{,}78\, q_1^2 \cdot 500 = 54.29 + 185\,800\, q_1^2$$
$${}_{\min}H_г = 46{,}24 + 1{,}05 \cdot 7{,}54\, q_2^2 \cdot 5000 = 46{,}24 + 41\,470\, q_2^2$$

$$N_м = \frac{q \cdot H_г\, 1000}{75 \cdot 0{,}8} = 12 \text{ л. с.}$$

Откуда

$$qH_г = \frac{12 \cdot 75 \cdot 08}{1000} = 0{,}72.$$

Подставляя в нее значения ${}_{\max}H_г$ и ${}_{\min}H_г$, получим 2 уравнения с 2 неизвестными 3-й степени:

$$q_1 (54{,}29 + 185\,800\, q_1^2) = 0{,}72;$$
$$q_2 (46{,}24 + 41\,470\, q_2^2) = 0{,}72.$$

Решив эти уравнения, найдем, что

$$q_1 = 0{,}0099 \text{ } м^3/сек., \text{ или } {}_{\min}Q_e = 35{,}6 \text{ } м^3/\text{в час},$$
$$q_2 = 0{,}0135 \text{ } м^3/сек., \text{ » } {}_{\max}Q_e = 48{,}6 \text{ } м^3/\text{в час}.$$

Соответствующее число оборотов поршня определится из формулы

$${}_{\min}n = \frac{{}_{\min}Q_e}{3 \cdot 60 \cdot Fs\eta_0} = \frac{35{,}6}{3 \cdot 60 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}127^2 \cdot 0{,}228 \cdot 0{,}90} = \frac{35{,}6}{0{,}47} = 76 \text{ об./в мин.}$$

$${}_{\max}n = \frac{48{,}6}{0{,}47} = 103 \text{ об./в мин.}$$

Таким образом, производительность насоса и число оборотов поршня будут **наибольшими** при подаче воды по 200 *мм* напорной линии в нижний бак: ${}_{\max}Q_e = 48{,}6$ *куб. м* и ${}_{\max}n = 103$ об./в минуту; **наименьшими**, при подаче воды по 150 *мм* напорной линии в верхний бак: ${}_{\min}Q_e = 35{,}6$ *куб. м* и ${}_{\min}n = 76$ об./в мин.

§ 13. Насосы четверного действия.

Насосами **четверного** или **четырехкратного** действия называются такие насосы, которые за время одного оборота вала подают объем жидкости, равный $4 \cdot Fs\eta_0$. Насосы этого класса могут быть сконструированы по одному из следующих трех типов:

1) в виде счетверенных насосов простого действия с площадью каждого поршня, равной $4Fs\eta_0$ и ходом s, состоящих из 4 цилиндров и 4 поршней $(4 \cdot Fs\eta_0)$;

2) в виде насосов с одним цилиндром, но с такой системой поршней, которая дает возможность подавать за один оборот вала $4\, Fs\eta_0$ *куб. м* воды (т. е. $F \cdot 4\, s\eta_0$);

3) в виде сдвоенных насосов двойного действия $(2F \cdot 2s\eta_0)$.

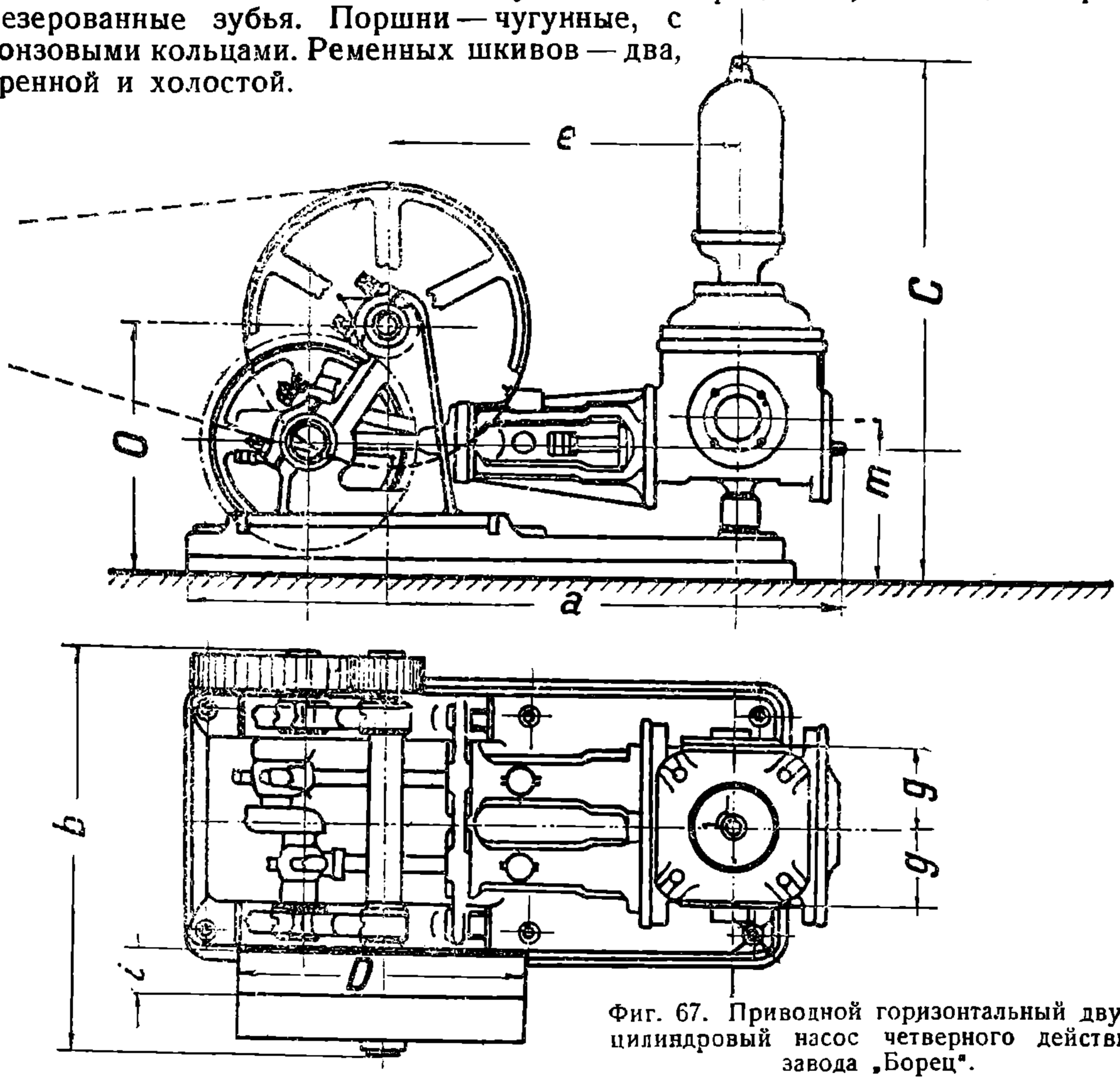
Насосы, сконструированные по первому из указанных типов, отличаются большой громоздкостью, не давая при этом никаких особых преимуществ в подаче воды, сравнительно с насосами тройного действия. Второй тип дает крайне сложный вид насоса, мало пригодный для эксплоатации. Вследствие отмеченных крупных недостатков ни один из первых двух типов не получил распространения в машиностроении.

Что касается третьего типа насоса, то он, в отличие от первых двух, нашел большое применение в практике благодаря своей компактности, равномерности подачи воды и простоте устройства. По этой причине в дальнейшем нами даны описания лишь сдвоенных поршневых приводных и паровых насосов двойного действия, полагая, что лицу, знакомому с устройством последних, будет нетрудно, в случае надобности, разобраться и в других типах насосов четверного действия.

А. Приводные поршневые насосы четверного действия. Примером устройства насосов этого типа может служить изображенный на фиг. 67 приводной горизонтальный двухцилиндровый насос, изготовляемый на заводе „Борец". Насос состоит из сдвоенных насосов двойного действия, представляя собой в результате насос четверного действия.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Рабочий корпус имеет два всасывающих и одно напорное отверстие. Насосы этого типа изготовляются с зубчатыми передачами, имеющими прямые фрезерованные зубья. Поршни — чугунные, с бронзовыми кольцами. Ременных шкивов — два, коренной и холостой.



Фиг. 67. Приводной горизонтальный двухцилиндровый насос четверного действия завода „Борец".

Производительность данного насоса в минуту будет равна сумме производительностей двух спаренных одноцилиндровых насосов двойного действия, т. е.

$$Q_c = 2(2F - f)\, sn\eta_0 \ куб.\ м \qquad (51'')$$

где

F — площадь поршня, равная $F = \frac{\pi D^2}{4}$ *кв. м*,

f — „ штока „ $f = \frac{\pi d^2}{4}$ „

При отсутствии точных данных о f, величину ее берут равной от 0,02 до 0,03 F.

Размеры и производительность насосов указаны в таблице 21.

ТАБЛИЦА 21

Размеры и производительность поршневых приводных горизонтальных двухцилиндровых насосов четверного действия, изготовляемых на заводе „Борец" (к фиг. 67)

Разм. цилинд.		Производительность Q_e м/мин.	Число оборот. поршн. в мин	Число оборот. шкива в мин.	Наибольш.		Трубопров.		Размеры насоса в *мм*						Шкив	
Диаметр	Ход				Вакуум. высота всасыв.	Напор в атм.	Диам. всасыв. отвер.	Диам. напорн. отвер.		b				m		$D_ш$
76	127	140	70	210	5,5	10	65	51	1 140	710	940	610	450	529	75	500
88	127	200	70	180	5,5	10	65	51	1 160	765	895	640	450	360	90	600
103	127	290	70	210	5,5	7	76	63	1 205	780	1 085	615	495	305	90	600
115	152	370	65	195	5,5	8	100	76	1 460	910	1 300	765	525	385	110	600

НБ УДУНТ (ДШТ)

Б) Паровые поршневые прямодействующие насосы четверного действия. Паровые машины, соединенные непосредственно с поршневыми насосами, бывают весьма разнообразны. По своему устройству и действию они могут быть разделены на следующие типы:

1) по характеру пароораспределительных устройств — на золотниковые, клапанные, крановые и с автоматическим распределением;

2) по состоянию пара, на котором работает машина, — на машины для насыщенного и для перегретого пара;

3) по условиям выпуска отработанного пара — на машины с работой на атмосферу, с конденсацией, с противодавлением или с промежуточным отбором пара;

4) по характеру расширения пара в цилиндрах — на машины однократного, двукратного и многократного расширения.

Для небольших паровых насосных аггрегатов обычно применяются паровые машины для насыщенного пара с однократным или двукратным расширением, выхлопом в атмосферу и с пароораспределительными устройствами золотникового типа. В конструктивном отношении машины указанного типа соединяются с поршневыми насосами (большей частью двойного или четверного действия), путем насадки на общий шток парового и водяного поршней, составляя в результате единый прямодействующий насосный аггрегат.

В железнодорожных водоснабжениях из числа паровых прямодействующих поршневых насосов четверного действия применяются, почти исключительно, насосы американской системы Вортингтон, поэтому мы считаем возможным ограничиться описанием насосов только этой системы.

Насосы системы Вортингтон представляют собой тип сдвоенных поршневых насосов двойного действия, расположенных рядом один с другим, с параллельно направленными осями. Характерным для них является особое устройство пароораспределительного механизма, особенность которого состоит в том, что:

1) поршневой шток одного насоса непосредственно перемещает паровой золотник другого,

2) в цилиндре каждой паровой машины имеются двойные паровые каналы *КК* и *mm* (фиг. 68—69), из которых оба внутренних *КК* сообщаются только с выпусками, а оба наружных *mm* — только с рабочим паром. Благодаря такому расположению каналов в конце хода поршня создается паровой буфер, ослабляющий удары жидкости и устраняющий возможность удара поршня о крышку цилиндра.

Сущность устройства и действия пароораспределительного механизма состоит в следующем.

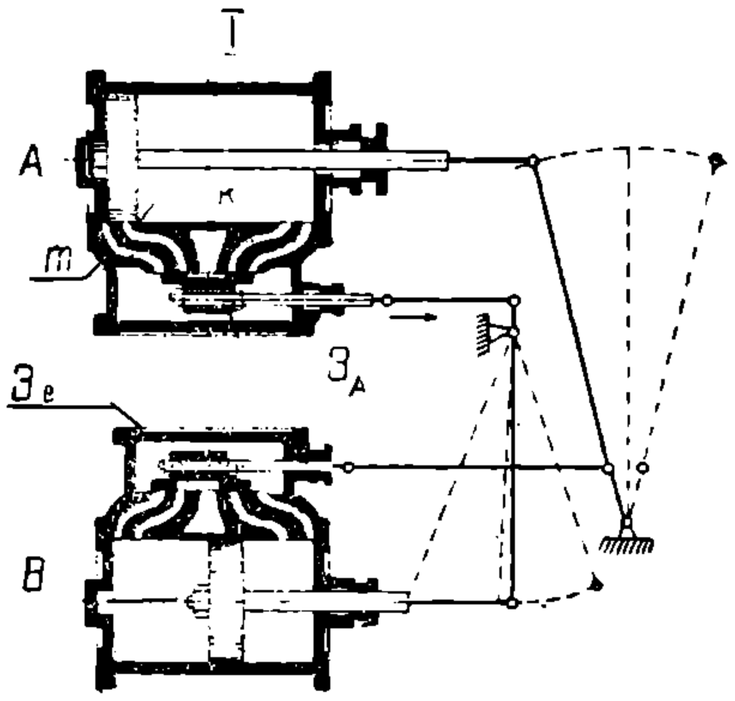
Одновременно с перемещением поршня *B* справа налево (фиг. 68) золотник $З_A$ будет перемещаться в обратную сторону, т. е. слева направо. При этом поршень *A* и золотник $З_B$ находятся в покое, так как золотник не успел еще открыть паровыпускного канала *m*. Как только поршень *B* перейдет несколько за среднее положение, показанное на фиг. 68, золотник $З_A$, отойдя вправо, откроет левый впускной канал *m*. Поршень *A*, под действием поступившего рабочего пара, начнет перемещаться слева направо, заставляя одновременно передвигаться в обратную сторону золотник $З_B$ Поршень *B*, придя в левое мертвое положение, остановится и будет находиться там в покое до тех пор, пока поршень *A* не перейдет среднего положения, а золотник $З_B$ не впустит по каналу *m* рабочий пар. Тогда поршень *B* начнет двигаться справа налево и придет опять в то положение, с которого мы начали описание. После этого рабочий процесс начнется сначала.

Отработавший или так называемый **мятый пар** выталкивается поршнем из цилиндра по каналам *КК* в те моменты, когда эти каналы не бывают перекрыты движущимся поршнем или золотником. В насосах сист. Вортингтон движение золотников так отрегулировано, что паровыпускные окна никогда не бывают одновременно все закрыты. Поэтому в этих насосах нет мертвой точки и они могут быть пущены при любом положении поршня.

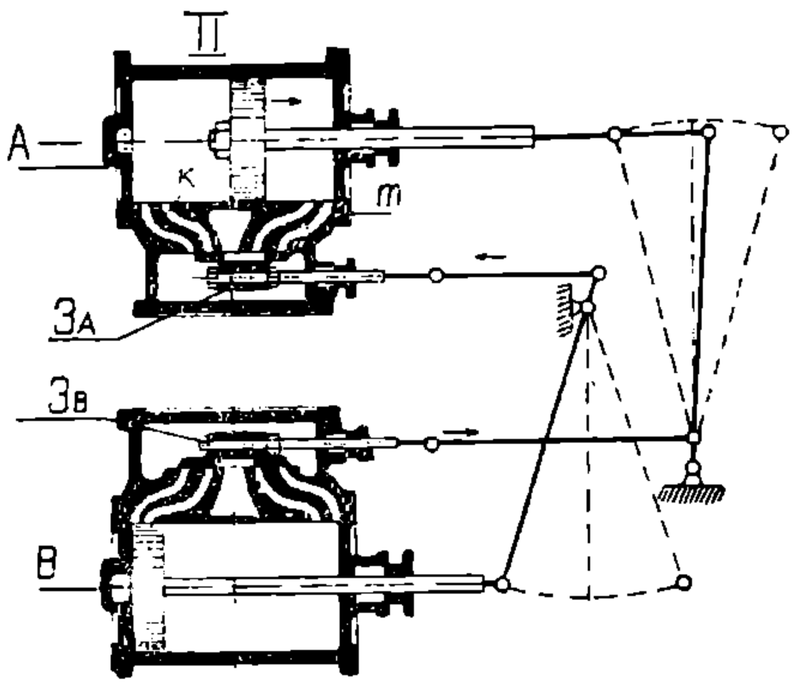
Золотник, применяемый в Вортингтонах, по своему устройству представляет собой обыкновенный коробчатый золотник, скользящий по зеркалу,

НТБ УЛУНТ (ДИТ)

закрывая и открывая паровыпускные и выпускные отверстия. Несмотря на целый ряд попыток замены его, до сих пор коробчатый золотник пользуется предпочтением в применении ко многим машинам высокого давления, благодаря своей простоте устройства и прочности в работе.



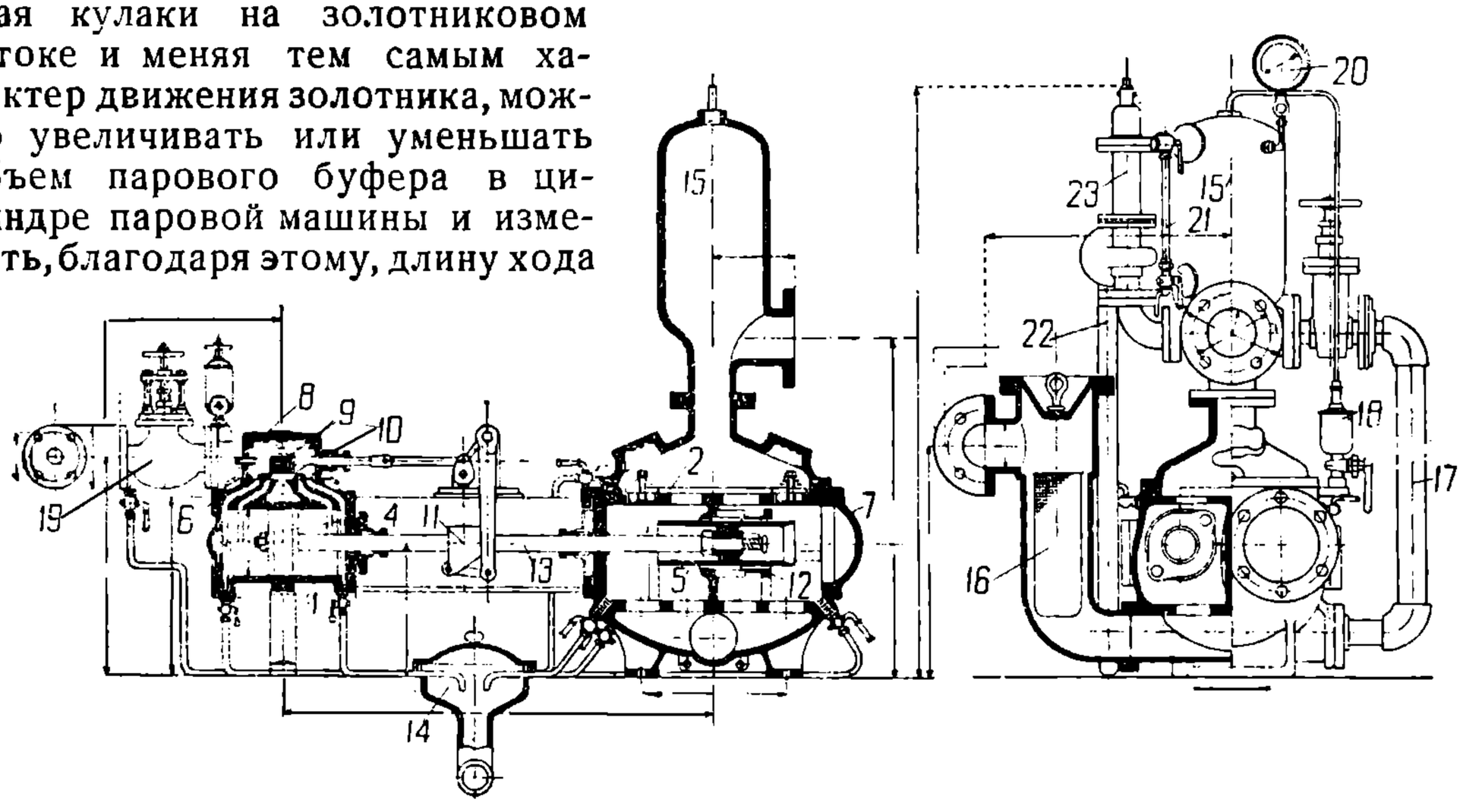
Фиг. 68.



Фиг. 69.

Фиг. 68—69. Пораспределительный механизм парового прямодействующего поршневого насоса сист. Вортингтон.

Подойдя к крайнему положению, поршень закрывает выход для пара и оставшийся мятый пар сжимается. Этим создается паровой буфер, исключающий возможность удара поршня о крышку цилиндра. Кроме того, перемещая кулаки на золотниковом штоке и меняя тем самым характер движения золотника, можно увеличивать или уменьшать объем парового буфера в цилиндре паровой машины и изменять, благодаря этому, длину хода



Фиг. 68. Разрезы парового поршневого насоса сист. Вортингтон.

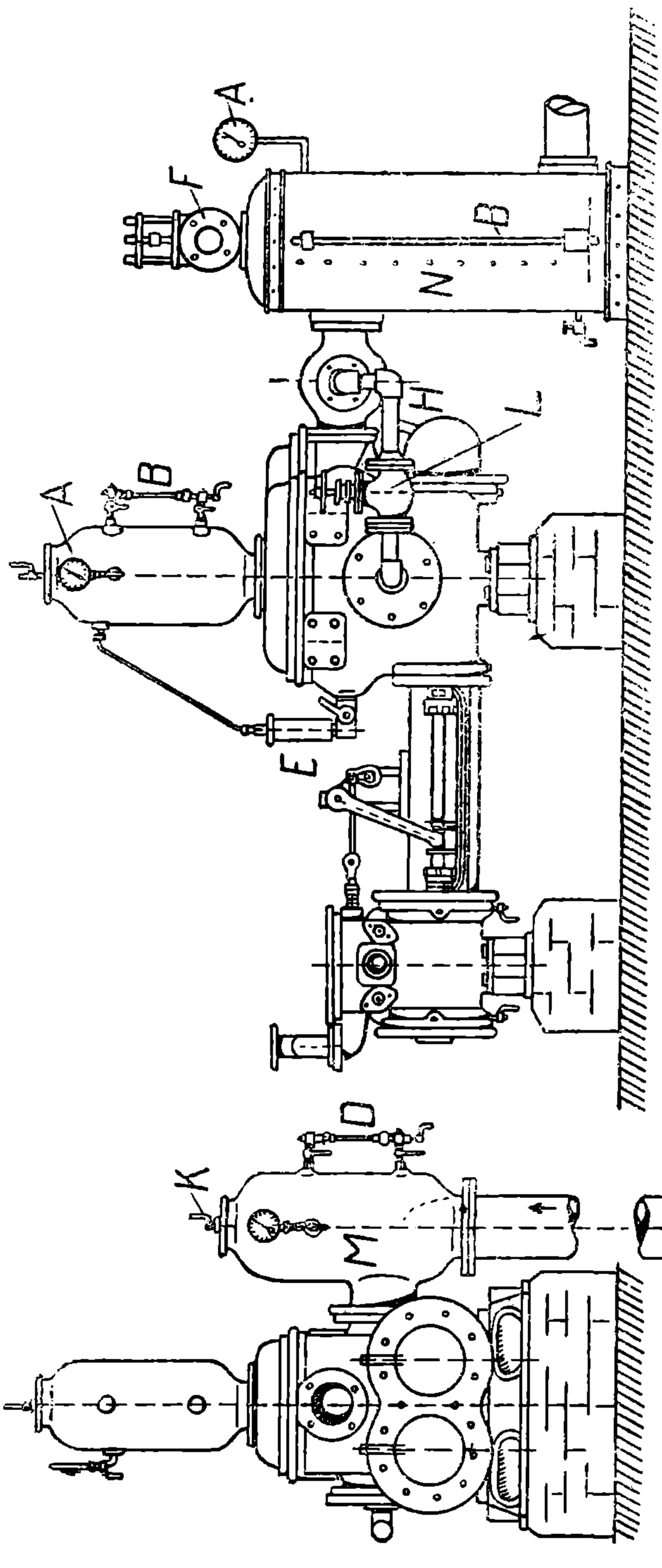
1—Корпус парового цилиндра
2—Корпус водяного цилиндра
3—Спускные краны
4—Поршень парового цилиндра
5—Поршень водяного цилиндра или плунжер
6—Крышка парового цилиндра
7—Крышка водяного цилиндра
8—Крышка золотниковой коробки
9—Золотниковая гайка
10—Золотник,
11—Муфта (грудь-букса для ныряла)
12—Сальник плунжера
13—Поршневой шток
14—Сливной горшок
15—Воздушный напорный колпак
16—Дополнительная всасывающая сетка
17—Труба для заливки насоса и всасывающего трубопровода перед пуском
18—Автоматический воздушный клапан
19—Паровой предохранительный клапан
20—Манометр
21—Водоуказательное стекло
22—Ответвление от напорного трубопровода для нужд насосной станции
23—Предохранительный клапан (иногда воздушный пингуз)

поршня, а следовательно, и производительность насоса, не меняя числа оборотов. Таким образом, регулировка подачи воды поршневым насосом системы Вортингтон может производиться, в отличие от приводных поршневых насосов, не только путем уменьшения числа оборотов поршня, но и путем изменения длины хода последнего.

НВ УДУНТ (ДШТ)

Отмеченное обстоятельство является одной из наиболее положительных сторон этих насосов.

Что касается водяной части насоса Вортингтон, то устройство ее видно из продольного и поперечного разрезов насоса, указанных на фиг. 68.



Фиг. 69. Арматура парового поршневого насоса сист. Вортингтон.

I—Приемная всасывающая сетка с обратным клапаном
M—Воздушный всасывающий колпак с вакуумметром, водоуказательным стеклом *D*, и воздушным краном *K*
A—Воздушный напорный колпак с манометром, водоуказательным стеклом *B* и воздушным краном (внизу)
E—Автоматический воздушный клапан для подачи воздуха в напорный воздушный колпак *A*
H—Труба для заливки водой насоса и всасывающей линии перед пуском
L—Задвижка на трубе *H*
N—Дополнительный воздушный напорный колпак (котел) с водоуказательным стеклом *B*, манометром *A*, предохранительным клапаном *F* и спускным краном (внизу)

Водяное ныряло движется в длинном, тщательно к нему притертом, металлическом кольце (втулке). Кольцо и ныряло вынимаются для осмотра, ремонта или полной замены их, причем, в случае надобности, новое ныряло и кольцо могут быть вставлены больших или меньших размеров по сравнению с прежними. Поршень расположен немного выше над всасывающими клапанами с целью образования промежуточной камеры для осаждающихся крупных веществ. Благодаря этому лучше сохраняются трущиеся части ныряла.

Как уже отмечалось ранее, поршень в конце каждого хода находится некоторое время в состоянии покоя, после чего начинает двигаться в обратном направлении. Делается это с той целью, чтобы дать возможность успеть водяным клапанам плотно сесть на свои седла и тем самым уменьшить утечку воды через клапаны и вместе с тем устранить удары и быстрый износ последних.

Для правильного действия насоса весьма важно безупречное исполнение как самого насоса, так и трубопроводов. Несмотря на хорошее первоначальное устройство, отдельные недостатки будут, конечно, появляться по истечении некоторого срока их службы. В виду этого возможность постоянного контроля отдельных частей насосного оборудования во время их действия составляет чрезвычайно важное обстоятельство в деле ухода за насосом.

При надлежащем контроле почти всегда имеется возможность предупредить внезапные и неожиданные перерывы в работе насоса при помощи заблаго-

НВ УКНТ (ДПТ)

временно принятых мер. Для этого необходимо снабжать каждый насос следующей арматурой, расположение которой указано на фиг. 69:

1) манометром *A* и водоуказателем *B* на нагнетательных воздушных колпаках (на насосе и рядом с ним);

2) вакуумметром с водоуказателем *D* на всасывающем воздушном колпаке;

3) воздушным краном *K* на всасывающем колпаке (открываемым только для выпуска воздуха при заливке водой всасывающей линии);

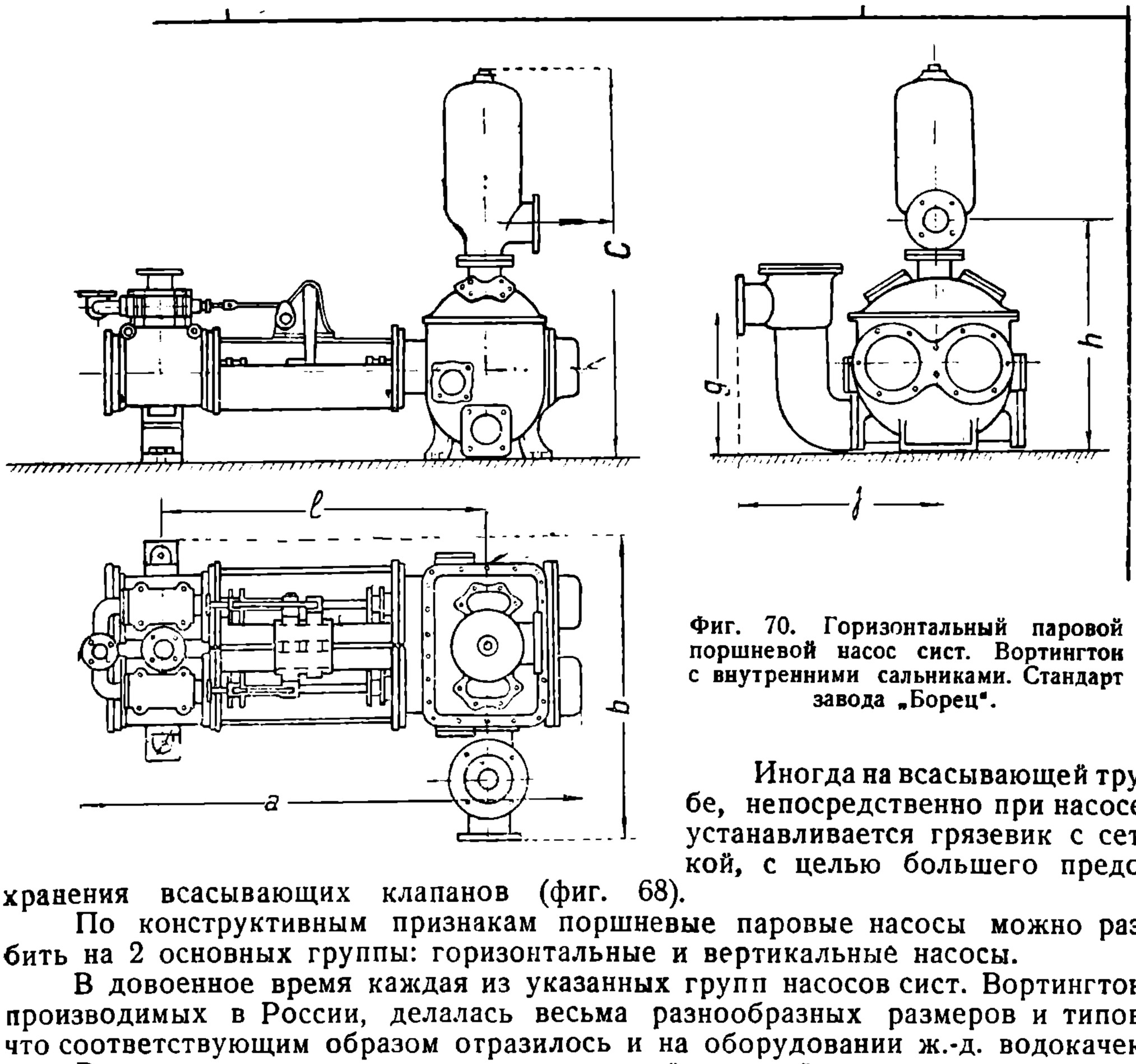
4) воздушным аппаратом *E* на насосной части для автоматического питания воздухом нагнетательного воздушного колпака и котла;

5) предохранительным клапаном *F* на напорной трубе или напорном воздушном колпаке;

6) в случае надобности, дополнительным напорным *N* и всасывающим воздушными котлами;

7) трубопроводом, соединяющим всасывающую линию с напорной, или водяным бачком с задвижкой на нем *L*;

8) приемной сеткой с клапаном на конце всасывающей линии 1.



Фиг. 70. Горизонтальный паровой поршневой насос сист. Вортингтон с внутренними сальниками. Стандарт завода „Борец".

Иногда на всасывающей трубе, непосредственно при насосе, устанавливается грязевик с сеткой, с целью большего предохранения всасывающих клапанов (фиг. 68).

По конструктивным признакам поршневые паровые насосы можно разбить на 2 основных группы: горизонтальные и вертикальные насосы.

В довоенное время каждая из указанных групп насосов сист. Вортингтон, производимых в России, делалась весьма разнообразных размеров и типов, что соответствующим образом отразилось и на оборудовании ж.-д. водокачек.

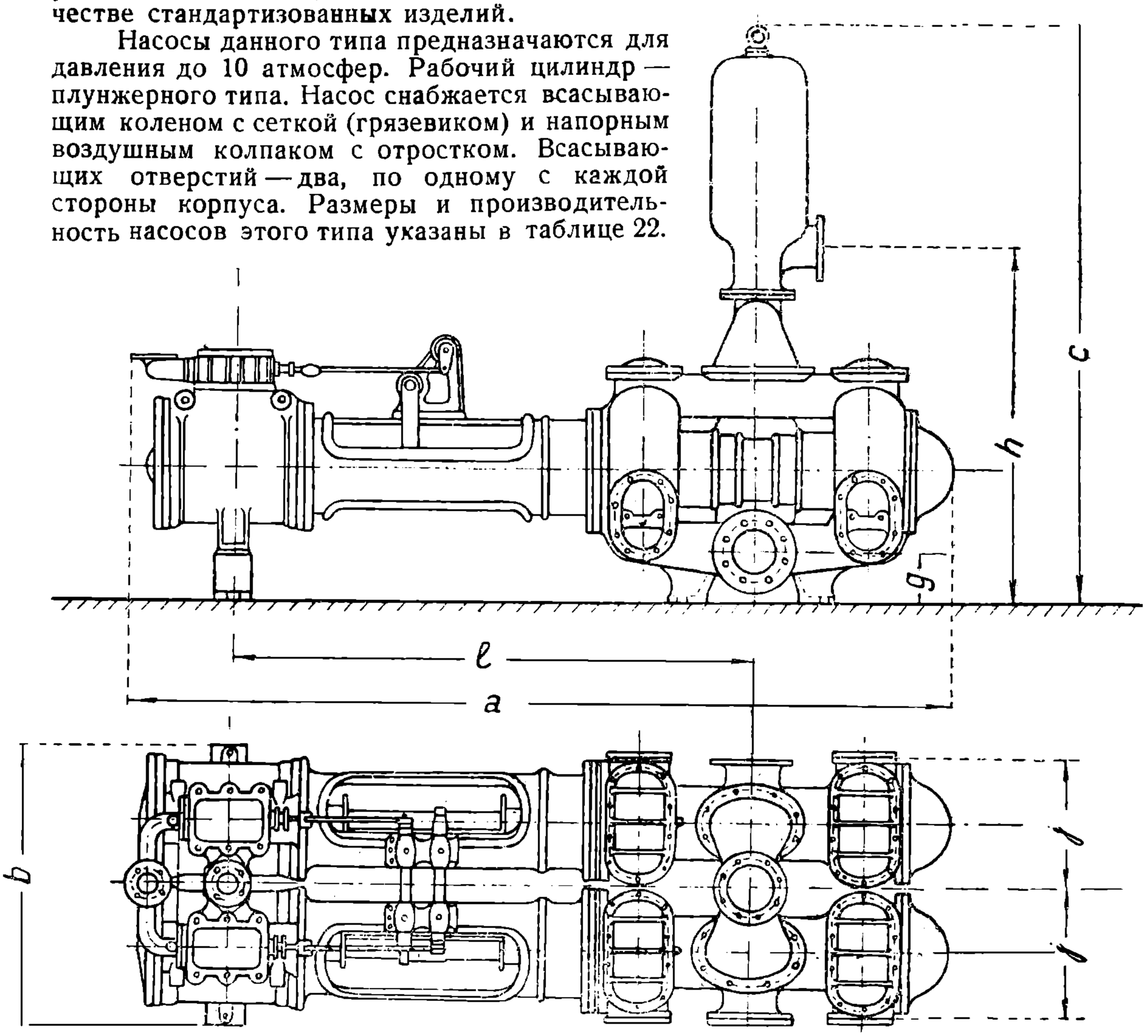
В настоящее время, в связи с проводимой в нашей промышленности стандартизацией, число типов и размеров этих насосов, изготовляемых на наших заводах, значительно уменьшилось. К сожалению, до сего времени не все наши госзаводы опубликовали полные официальные прейс-куранты, по которым можно было бы точно знать типы, размеры и особенности изготовляемых ими насосов, а также их стоимость. [1]

[1] Относится к 1932 г.

НБ УДУНТ (ДГТ)

На фиг. 70 показан горизонтальный насос системы Вортингтон с внутренними сальниками, изготовляемый в настоящее время заводом „Борец", в качестве стандартизованных изделий.

Насосы данного типа предназначаются для давления до 10 атмосфер. Рабочий цилиндр — плунжерного типа. Насос снабжается всасывающим коленом с сеткой (грязевиком) и напорным воздушным колпаком с отростком. Всасывающих отверстий — два, по одному с каждой стороны корпуса. Размеры и производительность насосов этого типа указаны в таблице 22.



Фиг. 71. Горизонтальный паровой поршневой насос сист. Вортингтон с наружными скалками и сальниками. Стандарт завода „Борец".

ТАБЛИЦА 22

Размеры и производительность паровых горизонтальных поршневых насосов, изготовляемых на заводе „Борец" (к фиг. 70)

Размеры цилиндров.			Производительность л/мин. Q_e	Число ходов в минуту $2n$	Диаметр трубопровода		Размеры насоса						
Диаметр		Общий ход поршня											
парового	водяного				всасывающ.	напорного		b		l	h	g	t
228	152	255	610—1 025	75—125	125	100	1 880	1 090	1 525	1 215	875	580	680
255	152	255	610—1 025	75—125	125	100	1 893	1 090	1 525	1 215	875	580	680
305	178	255	850—1 420	75—125	150	125	1 898	1 355	1 818	1 215	953	600	825
355	215	255	1 250—2 080	75—125	150	125	1 913	1 432	1 760	1 207	1 015	585	902

На фиг. 71 изображен насос сист. Вортингтон с наружными скалками и сальниками, изготовляемый по стандарту на том же заводе „Борец". Водяной

НБ УГУНТ (ДГТ)

цилиндр состоит из двух отдельных корпусов, соединенных вместе. Каждый корпус имеет две насосных камеры. Скалки работают в наружных сальниках с пеньковой или иной мягкой набивкой.

Насос снабжен напорным воздушным колпаком. Всасывающих отверстий два, по одному с каждой стороны корпуса. Напорное отверстие одно. Насосы данного типа предназначаются для давления до 15 атмосфер. Размеры и производительность их указаны в таблице 23.

ТАБЛИЦА 23

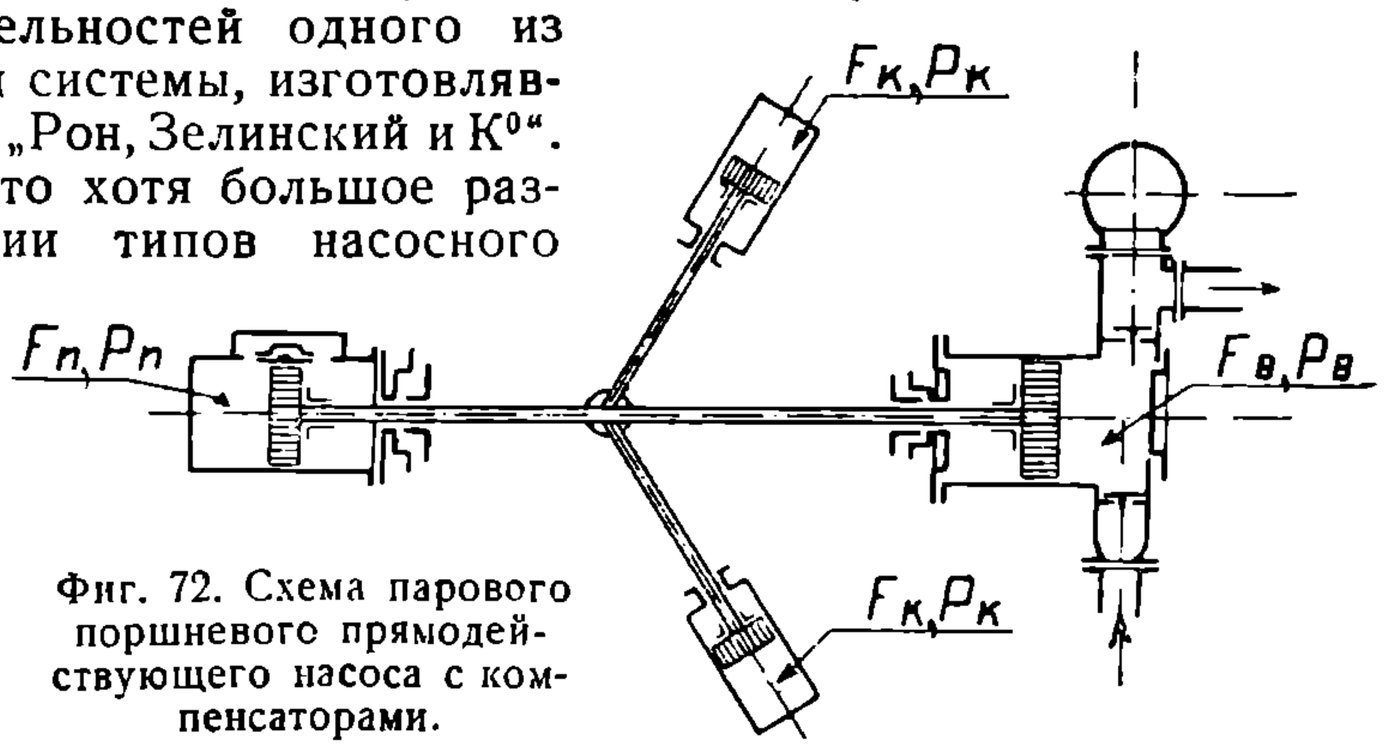
Размеры и производительность горизонтальных насосов сист. Вортингтон, с наружными скалками и сальниками, изготовляемых на заводе „Борец" (к фиг. 71)

Размеры цилиндров			Производительность $л$/мин. Q_e	Число ходов в минуту $2n$	Диаметр трубопровода		Размеры насоса						
Диаметр		Ход поршня s						b		l	h	g	
парового	водяного				всасывающ.	напорного							
190	127	152	260— 435	75—125	100	176	1 690	518	1 290	1 070	775	116	345
366	178	254	560—1 130	50—100	150	125	2 240	980	1 880	1 430	885	155	393
406	216	254	835—1 670	50—100	150	125	2 440	1 200	1 945	1 570	1 220	163	471
457	254	380	1 730—3 120	50— 90	200	150	3 395	1 200	2 410	2 150	1 495	200	545

Объемный коэффициент полезного действия насосов сист. Вортингтон равен $\eta_0 = 0{,}85—0{,}95$; полный коэффициент полезного действия $\eta_п = 0{,}80—0{,}85$.

В качестве примера практиковавшегося разнообразия в устройстве в довоенное время паровых насосов системы Вортингтон ниже приведена таблица 24 размеров и производительностей одного из многих типов насоса этой системы, изготовлявшегося в Варшаве фирмой „Рон, Зелинский и К⁰".

Следует отметить, что хотя большое разнообразие в изготовлении типов насосного оборудования и дает возможность получать в отдельных установках наилучший коэффициент полезного действия, тем не менее, при значительном числе пунктов водоснабжений, как это имеет место на жел. дорогах, такое разнообразие приводит в результате к целому ряду неудобств при эксплоатации оборудования, как-то: требует большего количества запасных частей, затрудняет переброску оборудования, ремонт, инструктаж и т. п.



Фиг. 72. Схема парового поршневого прямодействующего насоса с компенсаторами.

Переход промышленности СССР на изготовление стандартного насосного оборудования (с уменьшением при этом числа типов и размеров его) не только удешевит его стоимость, но и заставит жел. дороги перейти на применение определенных типов оборудования и тем самым улучшит условия эксплоатации.

В. Паровые прямодействующие насосы системы „Вортингтон-тандэм-компаунд". Существенным недостатком насосов системы Вортингтон обычного типа, изображенных на фиг. 70—71, является большой расход пара.

С развитием машиностроительной техники этот недостаток удалось несколько уменьшить двумя способами: компенсацией и многократным расширением пара. Сущность первого способа заключается в том, что, помимо обычных водяных и паровых цилиндров, к насосу приделываются и соединяются со штоком особые добавочные качающиеся цилиндры, так называемые **компенсаторы** (фиг. 72).

НТБ УДУНТ (ДШТ)

ТАБЛИЦА 24

Размеры и производительность горизонтальных насосов системы Вортингтон с внутренними сальниками, изготовлявшихся фирмой „РЈн, Зелинский и К⁰".

Диаметр в *мм*		Ход поршней в *мм*	Число одиночных ходов в минуту	Производительность в *куб. м* в час	Подъем в *м* при давлении пара на 0,5 атм. в зол. кор.	Приращение подъема в *м* при увеличении давл. пара на 0,5 атмосфер	Диаметр труб в *мм*				Вес в *т*
парового цилиндра	насосного поршня						всасывающих	нагнетательных	паровпуска-тельных	паровыпускных	
$D_п$	d	s	$2n$	Q_e	$H+H_w$	$\triangle h$	$d_{вс}$	$н_р$	$d_п$	$d_{вып.}$	g
152	140	254	75—125	32— 53	30	5	125	100	38	50	1,04
190	140	254	75—125	32— 53	60	8	125	100	38	50	1,15
229	140	254	75—125	32— 53	85	12	125	100	50	63	1,52
254	140	254	75—125	32— 53	105	15	125	100	50	63	1,56
152	152	254	75—125	37— 62	25	4	125	100	38	50	1.04
190	152	254	75—125	37— 62	50	7	125	100	38	50	1,15
229	152	254	75—125	37— 62	70	11	125	100	50	63	1,52
254	152	254	75—125	37— 62	85	13	125	100	50	63	1,56
305	152	254	75—125	37— 62	125	18	125	100	63	75	2,23
305	152	254	75—125	37— 62	170	25	125	100	63	75	2,54
190	178	254	75—125	51— 86	30	5	175	125	38	50	1,62
229	178	254	75—125	51— 86	50	8	175	125	50	63	1,72
254	178	254	75—125	51— 86	65	9	175	125	50	63	1,76
305	178	254	75—125	51— 86	95	13	175	125	63	75	2,36
356	178	254	75—125	51— 86	125	18	175	125	63	75	2,68
406	178	254	75—125	51— 86	165	24	175	125	75	100	2,95
457	178	254	75—125	51— 86	200	30	175	125	75	100	3,15
190	216	254	75—125	76—127	20	3	200	150	38	50	2,07
229	216	254	75—125	76—127	28	5	200	150	50	63	2,19
254	216	254	75—125	76—127	35	6	200	150	50	63	2,25
305	216	254	75—125	76—127	65	9	200	150	63	75	2,52
356	216	254	75—125	76—127	85	12	200	150	63	75	2,83
406	216	254	75—125	76—127	115	16	200	150	63	100	3,09
457	216	254	75—125	76—127	145	20	200	150	63	100	3,32

Во время работы давление пара передается не только на водяные поршни насоса, но и на поршни компенсатора, постепенно уменьшаясь от начала хода поршня насоса к средине.

При среднем положении поршней сила, передаваемая компенсатором, равна нулю, т. е. давление на паровые и водяные поршни в этот момент равны между собой. При дальнейшем движении поршня насоса, вызывающем продолжение падения давления пара в паровом цилиндре, компенсатор отдает насосу полученную им в первую половину хода энергию, возрастающую от средины хода к концу его.

Если обозначить через:

$p_к$, $p_п$, $p_в$ — давления в компенсаторе, паровом и водяном цилиндре;

$p'_п$ — давление в паровом цилиндре в средине хода поршня;

$F_к$, $T_п$, $F_в$ — площади соответствующих поршней, то получим:

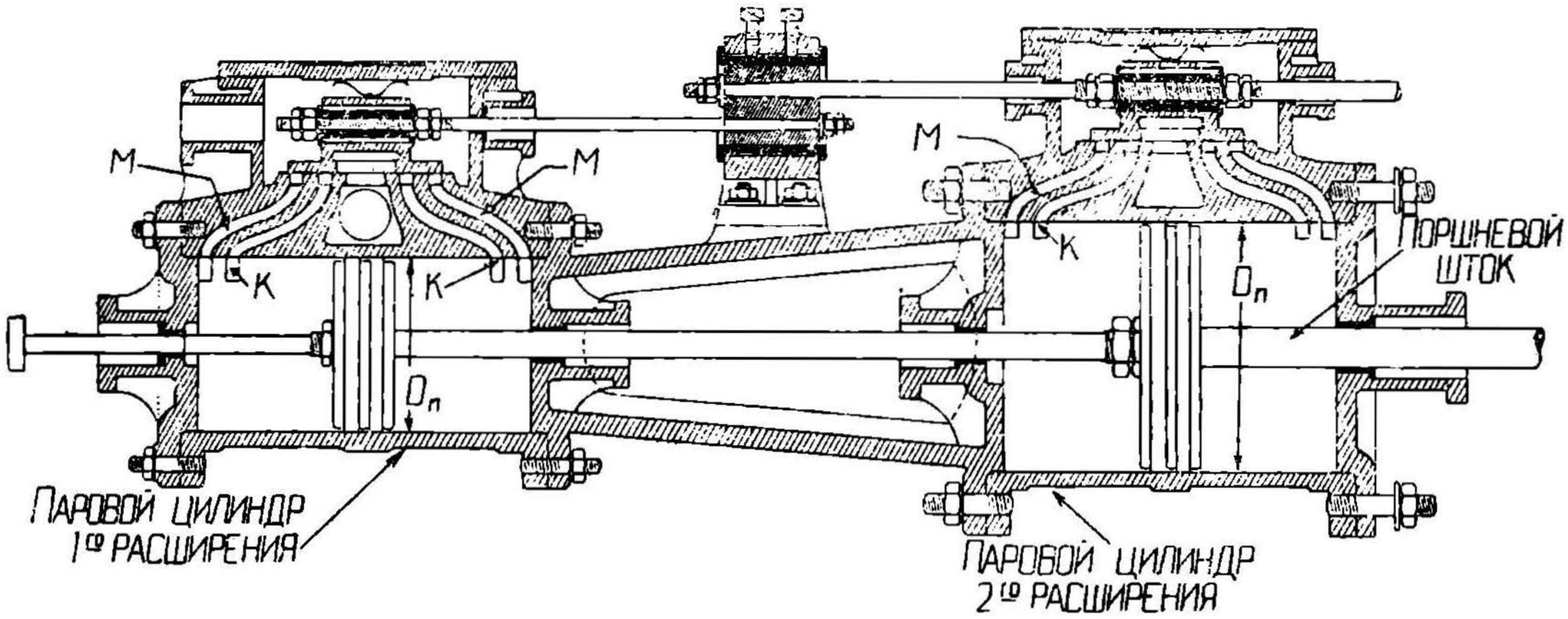
$$p_п F_п \pm p_к F = p'_п F_п = p_в F_в = \text{const.}$$

т. е. суммадавлений на паровые поршни с давлениями, принимаемыми или отдаваемыми компенсаторами в каждый момент хода, является величиной постоян-

НБ УДУНТ (ДПТ)

ной и равной, с одной стороны, давлению на поршень в паровом цилиндре в средине хода, с другой — давлению на поршень в водяном цилиндре.

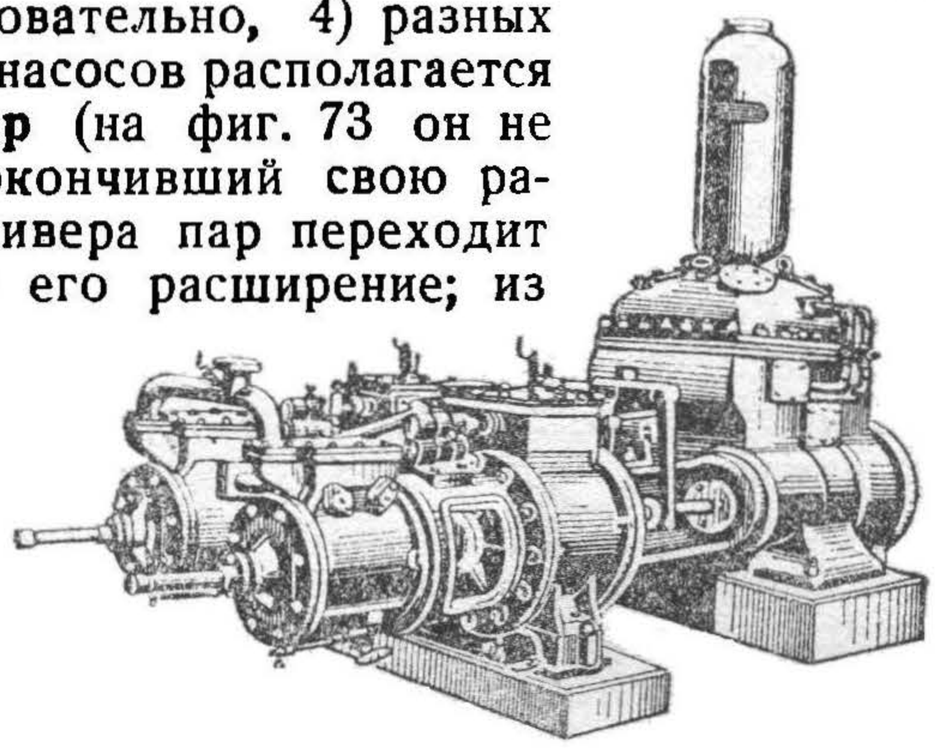
В ж.-д. водоснабжениях насосы сист. Вортингтон с компенсацией, несмотря на лучшую экономичность их, по сравнению с простыми Вортингтонами, совершенно не привились, вследствие сложности их конструкции, затрудняющей уход и удорожающей стоимость насоса. Поэтому останавливаться на них более подробно не будем, тем более, что в нашем Союзе они не изготовляются



Фиг. 73. Пароораспределительные устройства парового поршневого насоса сист. „Вортингтон-тандэм".

Второй способ повышения экономичности работы насосов системы Вортингтон заключается в следующем (фиг. 73): вместо 1 парового цилиндра устраиваются 2 цилиндра (а всего, следовательно, 4) разных объемов; между цилиндрами сдвоенных насосов располагается резервуар или так называемый **ресивер** (на фиг. 73 он не показан), в который выпускается пар, окончивший свою работу в первом малом цилиндре; из рессивера пар переходит в большой цилиндр, где и происходит его расширение; из последнего пар выпускается в атмосферу.

Двойное использование указанным способом пара позволяет уменьшить расход его на 20—30%, по сравнению с простым Вортингтоном.



Фиг. 74. Горизонтальный паровой поршневой насос сист. „Вортингтон-тандэм-компаунд".

Цилиндры в паровых машинах двухкратного расширения располагают или параллельно один с другим или последовательно один за другим, на одной общей оси. Машины двойного расширения, имеющие параллельно-расположенные цилиндры, в которых каждый поршень работает на свой особый кривошип, а эти последние сдвинуты один относительно другого на некоторый угол (обычно на 90°),—носят название **машин-компаунд**, а собтветствующие им насосные аггрегаты—**насосов-компаунд.** Машины, у которых цилиндры расположены один за другим на одном общем штоке и работают на один общий кривошип (фиг. 73), называются **тандэм-машинами,** а соответствующие им насосные аггрегаты—**тандэм-насосами.** Сдвоенные тандэм-насосы (по примеру фиг. 74) называются насосами **тандэм-компаунд.**

Внешний вид наиболее часто встречаемых на жел. дорогах насосов системы „Вортингтон-тандэм-компаунд" изображен на фиг. 74, а размеры и производительность их приведены в таблице 25.

Несмотря на то, что паровые поршневые насосы имеют еще значительное распространение на железных дорогах СССР (см. таблицу 4) и применение

НБ УГЛУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА 25

Размеры и производительность паровых насосов системы „Вортингтон - тандэм - компаунд“ (к фиг. 74)

Диаметр в *мм*			Ход поршней в *мм*	Число одиночных ходов в минуту	Производительность в час *куб. м*	Подъем в *м* при давлении пара 5 атм. в золотник. коробке мал. п.у.	Приращение подъема в *м* при увел. давл. пара на 0,5 атм.	Диаметр труб	
малого парового цилиндра	большого парового цилиндра	насосного поршня						всасывающих	напорных
$D_п$	$D_п$	d	s	$2n$	Qe	$H+H_w$	$\triangle h$	$в_p$	$н_p$
203	305	127	254	75—125	26— 43	100	11	125	100
203	305	140	254	75—125	32— 53	80	9	125	100
203	305	152	254	75—125	37— 62	70	8,5	125	100
203	305	178	254	75—125	51— 86	50	6	175	125
203	305	216	254	75—125	76—127	35	4	200	150
254	406	216	254	75—125	76—127	55	6	200	150
356	508	216	254	75—125	76—127	100	11	200	150
305	457	260	254	75—125	110—184	55	6	250	200
406	559	260	254	75—125	110—184	90	10	250	200

Полный коэффициент полезного действия $\eta_п = 0{,}75 — 0{,}80$;
объемный коэффициент полезного действия $\eta_o = 0{,}85 — 0{,}90$.

насосов системы Вортингтон-компаунд и тандэм-компаунд могло бы дать значительную экономию, уменьшив расходы на топливо и на установку паровых котлов, соответственно меньших поверхностей нагрева, заводы СССР, к сожалению, до сего времени отказывались изготовлять эти насосы, продолжая снабжать железные дороги менее экономичными насосами Вортингтона обычного типа с однократным расширением пара.

Г. Вертикальные паровые поршневые насосы. Вертикальные паровые поршневые насосы находят применение в тех случаях, когда установка горизонтальных насосов из-за недостатка места или совершенно невозможна, или сопряжена с большими затруднениями и расходами на расширение помещения.

На фиг. 75 и 76 показан внешний вид вертикальных паровых насосов системы Вортингтон, изготовляемых в Германии (фиг. 75)[1] и на заводе „Борец“ в Москве (фиг. 76).

Паровые цилиндры расположены вверху, а насос внизу. Присоединение всасывающих и напорных трубопроводов может быть произведено с обеих сторон насоса. Для осмотра и ремонта клапанов в рабочей камере устроены в соответствующих местах отверстия, закрываемые в обычное время наглухо специальными фланцами.

Размеры и производительность насосов такого типа, изготовляемых на заводе „Борец“, даны в таблице 26.

ТАБЛИЦА 26

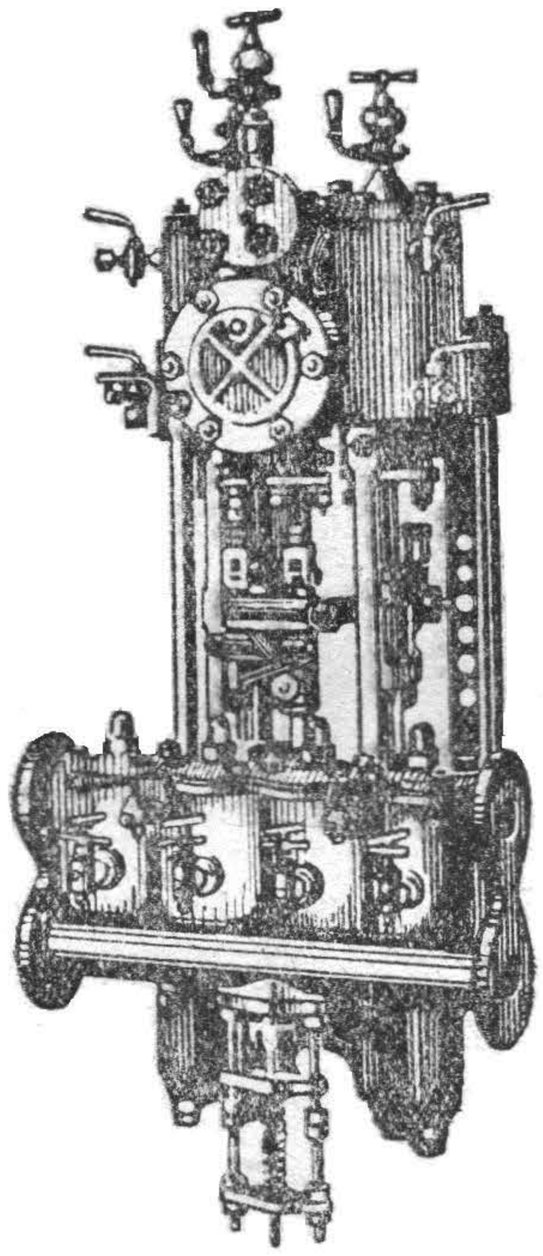
Размеры и производительность вертикальных насосов системы Вортингтон (к фиг. 76)

Диаметр в *мм*		Ход порш. в *мм* s	Число ходов в минуту $2n$	Производительность в час в *куб. м* Q_e	Диам. трубопровода		Занимаем. место насосом в *мм*	
парового поршня $D_п$	насосного поршня D_b				напорного	всасывающего	Высота	Площадь
152	127	152	100—150	20—30	76	102	1 194	559×381
191	127	152	100—150	20—30	76	102	1 194	559×381
191	152	152	100—150	30—45	76	102	1 219	635×406
229	152	152	100— 150	30—45	76	102	1 244	635×406
229	178	203	80—125	33—68	102	127	1 473	813×457
254	178	203	80—125	43—68	102	127	1 498	813×457

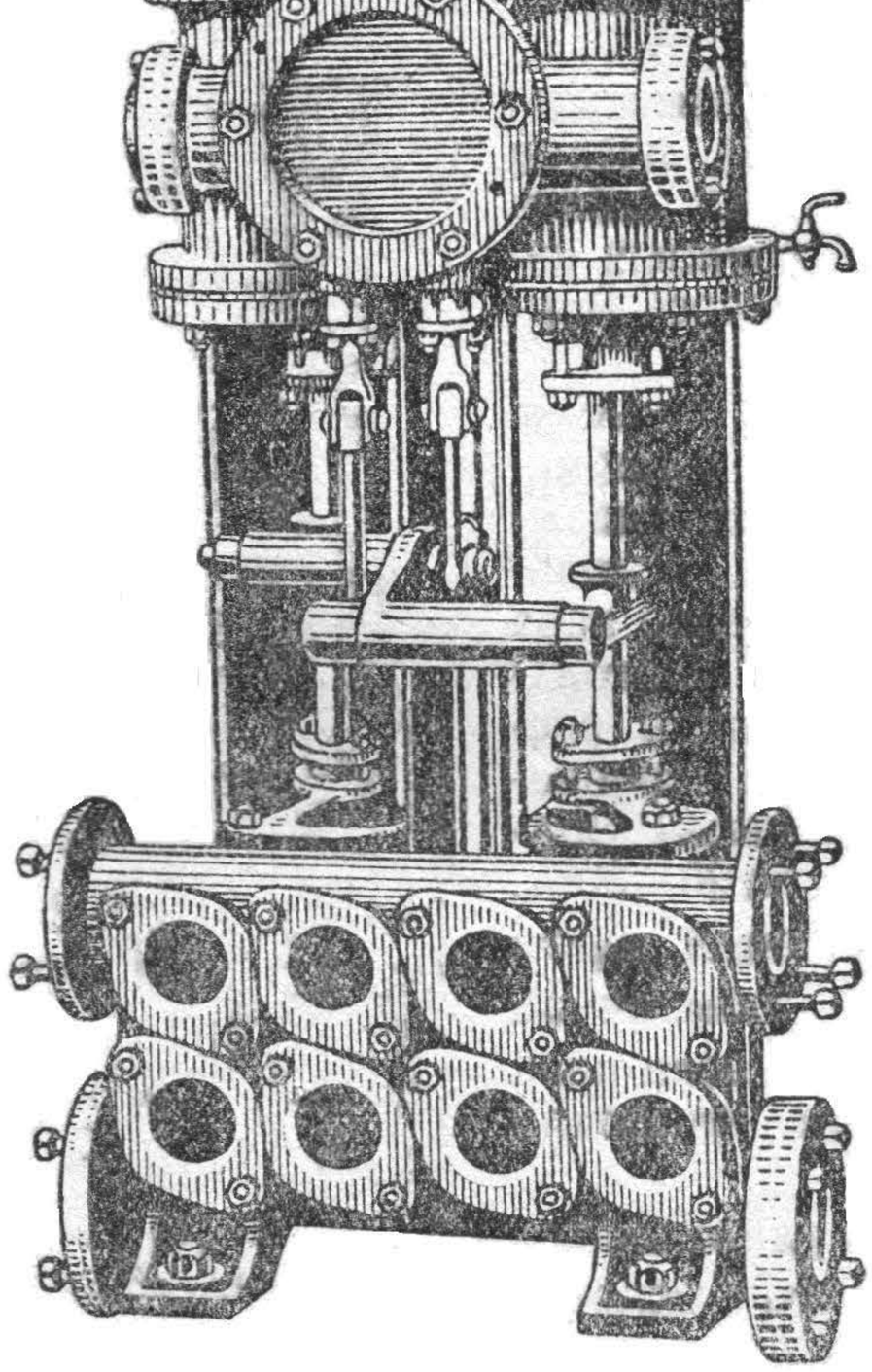
[1] Фирмой Klein, Schanzlin-Becker A. G. Frankenthal (Pfalz).

УДУНТ (ДИТ)

На фиг. 77 показан вертикальный шахтный паровой насос системы Вортингтон-тандэм-компаунд, разм. $9'' \times 11'' \times 8^1/_2'' \times 10''$. Насосы данного типа применяются при устройстве затопляемых или так называемых **мокрых шахт**, когда горизонт высоких вод заставляет поднимать насос вверх, во избежание его затопления. Насос вделан в жесткую раму, могущую перемещаться по двум направляющим. При повышении уровня воды в шахте, насос поднимается наверх, для чего часть напорного трубопровода удаляется, а всасывающего — наращивается или просто поднимается вместе с насосом. При понижении уровня воды насос опускается вниз; удаленный ранее напорный патрубок вставляется на прежнее место, а вставленный всасывающий патрубок удаляется.



Фиг. 75.



Фиг. 76.

Фиг. 75—76. Вертикальные паровые поршневые насосы сист. Вортингтон.

§ 14. Потребление пара паровыми насосами сист. Вортингтон.

При равномерной подаче воды и вполне определенной высоте водонапорной башни, длине и диаметре труб напорной и всасывающей линий, полный (гидродинамический) напор будет для данных условий постоянным.

Вследствие этого и давление пара на поршень насоса должно быть постоянным, так как повышение давления вызовет ускорение, а уменьшение давления — замедление движения поршня, т. е. в обоих случаях нарушится равномерность подачи воды.

Отсюда видно, что необходимым условием сохранения равномерности работы насоса сист. Вортингтон является сохранение равенства между давлением пара в паровых цилиндрах и гидравлическим давлением в водяных.

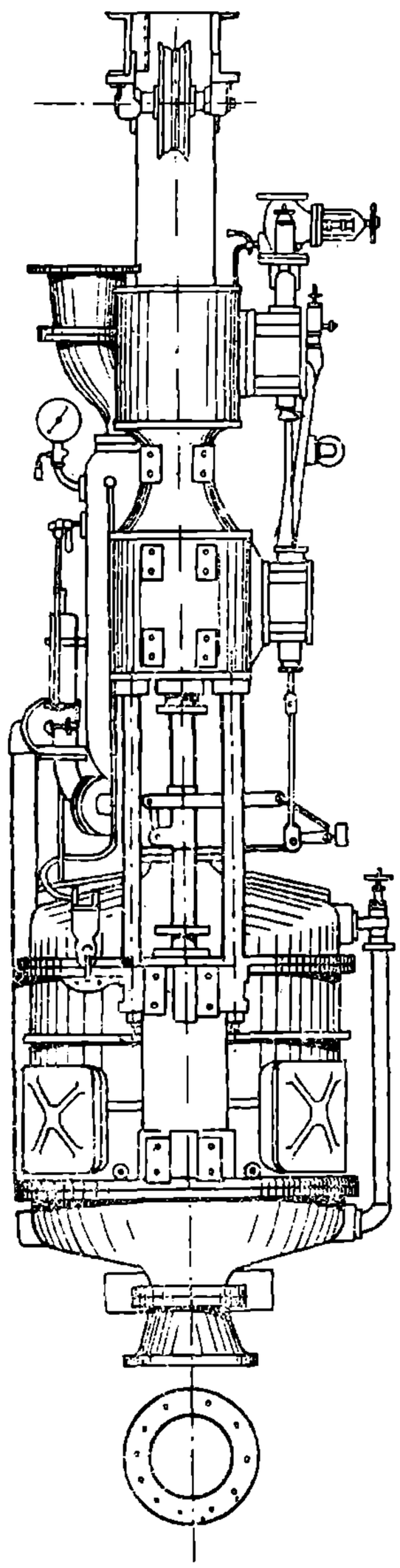
Помимо всех обычных потерь, имеющих место в паровых машинах, в насосах сист. Вортингтон существуют еще и дополнительные потери, вытекающие из конструкции самого насоса прямого действия, работающего без ограничения размаха кривошипа. Образуя паровой буфер в конце цилиндра, паровой поршень не делает полного хода.

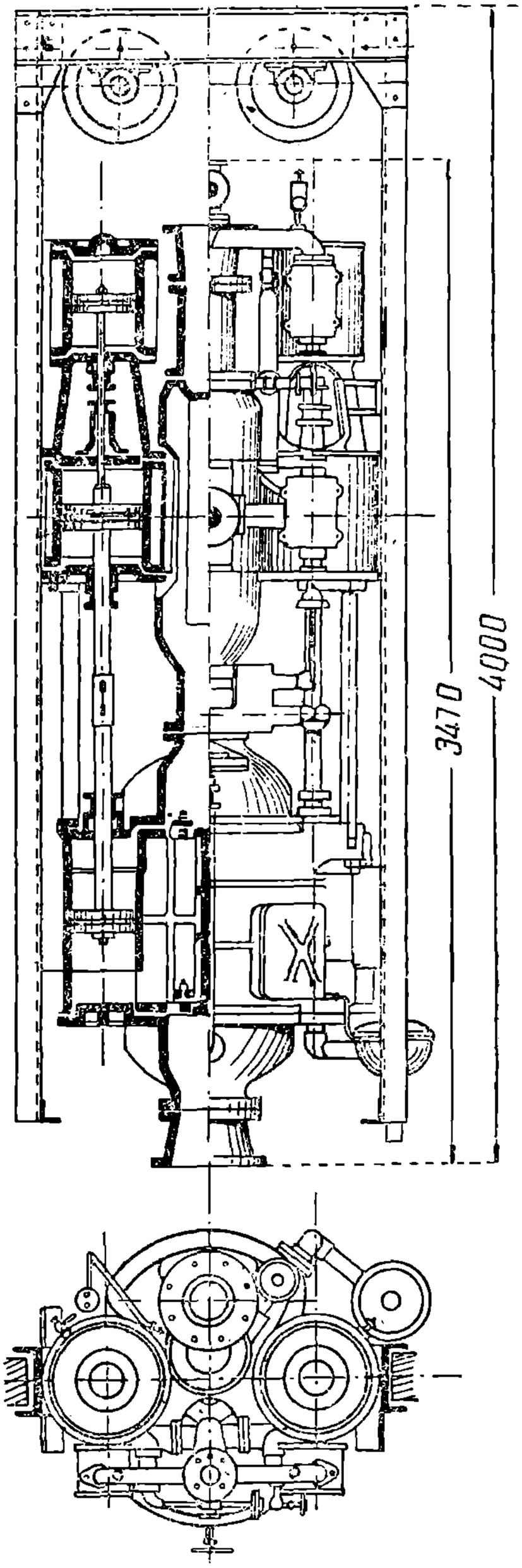
НВ УДУНТ (ДПТ)

Кроме того, при плохом и неумелом уходе за насосом, неверной установке его золотников и т. п., действительный ход поршня нередко составляет 0,80—0,75 полного хода, в силу чего около 25—30% всего расхода свежего пара тратится без пользы, уходя на заполнение непройденного пространства парового цилиндра. Этим и объясняется неэкономичность паровых насосов Вортингтон по сравнению с насосами других систем.

Следует заметить, что большой расход пара является одним из самых крупных недостатков насоса Вортингтон.

Насосы системы Вортингтон тандэм компаунд, как указывалось ранее, используют расширение пара и уменьшают благодаря этому общий расход его, по сравнению с обычным Вортингтоном, на 20—30%.





Фиг. 77. Шахтный паровой поршневой насос сист. „Вортингтон-тандэм-компаунд .

Обозначим через:

$p_ц$ — избыточное давление свежего пара в паровом цилиндре в атм.;

$p_в$ — давление отработавшего исходящего пара в атм.;

K — потери упругости пара на преодоление вредных сопротивлений в самом насосе, выраженных в процентах;

$D_п$ — диаметр парового цилиндра в $м$;

d — диаметр водяного цилиндра в $м$;

$H + h_w$ — полный гидродинамический напор в атм.

При равномерной работе насоса на поршень будет действовать, с одной стороны, давление пара, равное

$$(p_ц - p_в)\,\frac{\pi \cdot D^2_п}{4}\ \text{атм.},$$

а с другой — давление гидродинамического напора

$$(H + h_w)\,\frac{\pi \cdot D^2}{4}\ \text{атм.}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Приняв во внимание потери упругости пара на преодоление вредных сопротивлений внутри насоса, равенство действующих на поршень сил пара и воды во время работы выразится

$$(1-K)\,(p_{ц}-p_{в})\,\frac{\pi\cdot D_{п}^{2}}{4}=(H+h_{w})\,\frac{\pi d^{2}}{4},$$

откуда

$$p_{ц}=\frac{1}{1-K}\cdot\frac{d^{2}\,(H+h_{w})}{D^{2}_{п}}+p_{в}$$

Опытным путем найдено, что в паровых насосах сист. Вортингтон на расширение и преодоление вредных сопротивлений в паровом цилиндре, а также на трение, возникающее между стенками цилиндров и поршней, тратится упругость пара в размере $K=15$—25% или в среднем $K=20\%$.

Что касается мятого пара, то давление его при выпуске из цилиндра в атмосферу обычно колеблется от 1,15 до 1,25 атм или, в среднем, $p_{в}=1{,}2$ атм.

Подставляя эти значения в приведенную выше формулу, найдем, что избыточное давление свежего пара в паровом цилиндре во время работы насоса будет равно

$$p_{ц}=1{,}25\,(H+h_{w})\,\frac{d^{2}}{D_{п}^{2}}+1{,}2\ \text{атм.} \tag{53}$$

Расход пара в насосе может быть выражен формулой [1]

$$Q_{п}=3\,600\,(1+\delta)\,2F_{п}v\gamma_{п}\left[\left(\frac{l}{l_{1}}+m-\frac{P_{в}}{P_{ц}}\right)\left(\frac{l_{2}}{l}+m\right)\right] \tag{51}$$

где

$Q_{п}$ — расход пара в килограммах за час;

$F_{п}=\frac{\pi\cdot D_{п}^{2}}{4}$ — площадь поршня парового цилиндра в *кв. м*;

$\frac{l}{l_{1}}$ — степень расширения пара; для насосов, работающих без расширения пара $\frac{l}{l_{1}}=1$.

$v=\frac{sn^{1}}{60}=\frac{sn}{30}$ — скорость движения поршней в *м/сек*;

n' — число одиночных ходов поршня, равное $2n$, где n — число полных оборотов поршня;

$\frac{l_{2}}{l}$ — степень сжатия пара;

m — коэффициент вредного пространства парового цилиндра;

δ — коэффициент, учитывающий потери пара в котле;

$\gamma_{п}$ — вес 1 *куб. м* насыщенного водяного пара при соответствующем давлении в паровом цилиндре $p_{ц}$, выраженном в абсолютном давлении.

В паровых установках с насосами Вортингтон для подсчета расхода пара можно принять следующие средние значения коэффициентов:

$$\frac{l_{2}}{l}=0{,}05;\quad m=0{,}15;\quad \delta=0{,}1.$$

Подставляя цифровые данные в формулу (54), найдем

$$Q_{п}=7\,920\,F_{п}\cdot v\gamma_{п}\cdot\left(1{,}15-\frac{0{,}24}{p_{ц}}\right) \tag{55}$$

Вес 1 *куб. м* насыщенного пара $\gamma_{п}$, в зависимости от величины абсолютного давления, указан в таблице 26.

---

[1] Инж. М. И. Венедиктов. — „Краткое руководство по проектированию и устройству железнодорожных водоснабжений“, изд. НКПС, 1926 г., стр. 93.
Проф. Н. Н. Гениев. — „Водоснабжение железнодорожных станций“, 1929 г., стр. 480.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 27

Вес 1 *куб. м* насыщенного пара $\gamma_п$, в зависимости от изменения абсолютного давления, по W. Schüle. [1]

Абсолютное давление в атмосф.	Вес 1 *куб. м* пара в *кг*	Абсолютное давление в атмосф.	Вес 1 *куб. м* пара в *кг*	Абсолютное давление в атмосф.	Вес 1 *куб. м* пара в *кг*
$p_{абс} = p_ц + 1$	$\gamma_п$	$p_{абс} = p_ц + 1$	$\gamma_п$	$p_{абс} = p_ц + 1$	$\gamma_п$
1,0	0,58	2,5	1,36	6,5	3,35
1,1	0,63	3,0	1,62	7,0	3,60
1,2	0,69	3,5	1,87	7,5	3,83
1,4	0,79	4,0	2,12	8,0	4,08
1,6	0,90	5,0	2,62	9,0	4,56
1,8	1,00	5,5	2,86	10,0	5,05
2,0	1,11	6,0	3,10	11,0	5,51

При пользовании таблицей 27 следует помнить о переводе величины избыточного давления пара в паровом цилиндре $p_ц$, найденного по формуле (53), в абсолютное давление $p_{абс} = p_ц + 1$ атм.

Абсолютное давление пара в паровом котле

$$p_к = \frac{p_{абс}}{\eta_п} = \frac{p_ц + 1}{\eta_п}.$$

Принимая потери давления пара на сопротивление и утечку в наружном паропроводе и золотниковой коробке равными 10%, получим коэффициент

$$\eta_п = 0{,}9,$$

откуда

$$p_к = \frac{p_ц + 1}{0{,}9} \text{ атм.} \qquad (56)$$

Кроме указанной формулы (56), расход пара весьма часто определяют, пользуясь зависимостью между мощностью насоса и потреблением пара на 1 полезную лош. силу насоса

$$Q_п = f(N_e) — \text{в поднятой воде.}$$

Полезная мощность насоса в поднятой воде (формула 17)

$$N_e = \frac{Q_e H_г \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{Q_e \cdot H_г}{270}$$

где

Q_e — подача воды насосом в *куб. м* в час.

Обозначим через C_e расход пара в *кг* в час на 1 полезную лош. силу. Тогда полный расход пара в час определится

$$Q_п = \frac{C_e Q_e H_г}{270} \text{ кг.} \qquad (57)$$

Центральная комиссия по рационализации водопроводного и канализационного хозяйства при Главном управлении коммунального хозяйства НКВД РСФСР, в изданной ею в 1925 г. брошюре „Характеристика насосных установок и примерный сравнительный экономический расчет их“, — дает следующие значения коэффициента C_e, в зависимости от системы насосов (таблица 28).

[1] Проф. Г. Дуббель.—„Справочная книга по теплотехнике“, 1928 г., стр. 25. Свойства водяного пара по новейшим опытам.

НТБ УДУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА 28

Значения C_e — расхода пара горизонтальными поршневыми паровыми насосами на 1 полезную лош. силу в поднятой воде (к фиг. 54).

Система	Насос рыночного типа простого действия	Насос с двойным расширением пара без охлаждения	Насос с расширением пара и охлаждением
Расход пара в *кг* на 1 полезную л. с. в поднятой воде C_e	40 и более	26—30	22—25
Полный коэффициент полезного действия насоса η_n	80—85	78—80	76—80

Кроме приведенных выше двух формул (55 и 57), для определения расхода пара, на железных дорогах часто пользуются формулой инж. В. Г. Шухова, по которой

$$Q_n = K \cdot N_m \frac{P_к}{P_к - P_h} \text{ кг в час} \qquad (58)$$

где

N_m — механическая мощность насоса в лош. силах,
$p_к$ — абсолютное давление пара в котле в атм.,
p_h — потеря давления пара, принимаемая равной 2,5 атм.,
K — коэффициент, имеющий следующие числовые значения при:

$N_m < 8$ лош. сил, $K = 25$
$N_m < 15$ $K = 22{,}5$
$N_m > 15$ $K = 20$.

Из указанных трех формул для определения расхода пара при точных подсчетах обычно применяются формулы (55 и 58), а для ориентировочных — формула (57).

Пример 12. Из источника водоснабжения требуется подать воду в бак водоемного здания в количестве $Q_e = 60$ *куб. м* в час. Геометрическая высота подачи $H = 58$ *м*. Потеря напора во всасывающих и напорных трубопроводах $H_w = 10$ *м*.

Требуется подобрать размеры парового поршневого насоса Вортингтон и определить расход пара в час.

Решение. Из таблицы 22 находим, что данным условиям удовлетворяет насос с размерами $305 \times 178 \times 255$ *мм*.

Гидродинамический напор равен

$$H_г = H + H_w = 58 + 10 = 68 \text{ м} = 6{,}8 \text{ атм.}$$

Избыточное давление свежего пара в паровом цилиндре по формуле (53) определяется

$$p_ц = 1{,}25 \frac{0{,}178^2 \cdot 6{,}8}{0{,}305^2} + 1{,}2 = 4{,}1 \text{ атм.}$$

Абсолютное давление в паровом цилиндре

$$p_{абс} = p_ц + 1 = 4{,}1 + 1 = 5{,}1 \text{ атм.}$$

Абсолютное давление пара в котле по формуле (56)

$$p_к = \frac{5{,}1}{0{,}9} = 5{,}7 \text{ атм.}$$

Соответствующий $p_д = 5{,}1$ атм., вес пара $\gamma_п = 2{,}67$ *кг* (из таблицы 27).

Площадь парового цилиндра

$$F_п = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}305^2}{4} = 0{,}073 \text{ м}^2.$$

Площадь водяного поршня

$$F_в = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}178^2}{4} = 0{,}025 \text{ м}^2.$$

НБ УДУНТ (ДШТ)

Число полных оборотов поршня, принимая $\eta_0 = 0{,}9$

$$n = \frac{Q_e}{4 \cdot 60 F_в s \eta_0} = \frac{60}{240 \cdot 0{,}025 \cdot 0{,}255 \cdot 0{,}90} = 44 \text{ оборота в минуту.}$$

Число одиночных ходов поршня

$$n' = 2n = 44 \cdot 2 = 88 \text{ ходов в минуту}$$

$$v = \frac{0{,}255 \times 88}{60} = 0{,}374 \text{ } м/сек.$$

Расход пара определится из формулы (55)

$$Q_п = 7920 \cdot 0{,}073 \cdot 0{,}374 \cdot 2{,}67 \cdot \left(1{,}15 - \frac{0{,}24}{4{,}1}\right) = 627 \text{ } кг \text{ в час.}$$

Если воспользоваться указанной в формуле (57) зависимостью между количеством потребляемого пара и мощностью насоса, то расход пара найдется следующим образом:

$$N_e = \frac{60 \cdot 68}{270} = 15{,}1 \text{ лош. сил в поднятой воде.}$$

Принимая $C_e = 40$ *кг*,

$$Q_п = 40 \cdot 15{,}1 = 604 \text{ } кг \text{ в час.}$$

При насосе „Вортингтон-тандэм-компаунд" берем $C_e = 30$ *кг*, тогда

$$Q'_п = 30 \cdot 15{,}1 = 453 \text{ } кг \text{ в час.}$$

Наконец, пользуясь формулой Шухова, найдем расход пара по формуле 58). Механическая мощность насоса

$$N_m = \frac{N_e}{0{,}8} = \frac{15{,}1}{0{,}8} = 19 \text{ лош. сил.}$$

Так как в данном случае $N_m > 15$ лош. сил, то берем

$$K = 20,$$

откуда

$$Q_п = 20 \cdot 19 \frac{5{,}7}{5{,}7 - 2{,}5} = 676 \text{ } кг.$$

Итак, расход пара в час определился

по формуле	(55) в размере	$Q_п = 627$ *кг*
„	(57)	$Q_п = 604$ „
	(58)	$Q_п = 676$

Берем для дальнейших расчетов расход пара

$$Q_п = 627 \text{ } кг.$$

Если бы пар для приведения этого насоса подавался паровым котлом сист. Шухова, то принимая паропроизводительность котла равной 18 *кг* с 1 *кв. м*, потребная поверхность нагрева котла была бы равна (см. § 47 и § 51)

$$H_р = \frac{627}{18} = 34{,}8 \text{ } кв. \text{ } м,$$

т. е. достаточно было бы стандартного котла сист. Шухова, с поверхностью нагрева 35 *кв. м*.

В случае применения насоса сист. „Вортингтон-тандэм-компаунд" потребная поверхность нагрева котла сист. Шухова выразилась бы

$$H_р = \frac{453}{18} = 25{,}1 \text{ } кв. \text{ } м.$$

т. е. достаточно было бы стандартного котла сист. Шухова, с поверхностью нагрева в 25 *кв. м*.

Из приведенного примера видно, что применение насоса сист. Вортингтон-тандэм-компаунд в данном случае, помимо экономии на расходах топлива, могло бы еще дать и некоторую экономию на стоимости парового котла.

Пример 13. Паровой поршневый насос системы Вортингтон, размером $406 \times 216 \times 254$ *мм*, работает с числом ходов поршня $n = 46$ в минуту и длиной хода поршня $S = 220$ *мм*. Длина всасывающей линии равна 40 *м*, диаметр — 200 *мм*; длина напорной линии — 1 750 *м* и диаметр — 150 *мм*. Время укладки трубопровода — 1908 год.

Показание манометра — 5,4 атм. и вакуумметра — 4 *м*.

Требуется узнать:

1) сколько воды подает насосная установка в час при указанном числе оборотов и длине хода;

2) сколько может подать эта установка в час.

НБ УДУНТ (ДНТ)

Р е ш е н и е:
1) существующая производительность насоса

$$Q_e = 60 \cdot 4 \cdot Fsn\,\eta_0 = 60 \cdot 4 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}216^2 \cdot 0{,}22 \cdot 23 \cdot 0{,}9 = 40 \text{ куб. м в час.};$$

2) наибольшая производительность данного насоса будет, согласно таблице 23 при $n = 100$ ходов в минуту, равной

$$1\,670 \cdot 60 \cdot 0{,}001 = 100 \text{ куб. м в час.}$$

Остается выяснить наибольшую пропускную способность трубопровода.
Геометрическая высота нагнетания может быть приближенно найдена по формуле

$$H_н = H_м - h_н = 54 - 1{,}05 \cdot 0{,}0055 \cdot 1\,750 = 43{,}4 \text{ м};$$

геометрическая высота всасывания

$$H_{вс} \cong H_{вак} - h_{вс} - W_1 = 4 - 1{,}05 \cdot 0{,}0011 \cdot 40 - 0{,}4 = 3{,}55 \text{ м}.$$

Потери гидравлического напора в трубах здесь взяты по формуле Шези из справочника для $Q = 40$ *куб. м* час.

Наибольшее рабочее давление в чугунных трубах нормального сортамента обычно допускается до 10 атм. В данном случае, учитывая давность укладки трубопровода и желая уменьшить расходы на ремонт напорной линии и утечку воды, принимаем величину наибольшего рабочего давления несколько пониженной и равной 8 атм.; при этом давлении относительный уклон напорной линии определится

$$i = \frac{80 - H_н}{1{,}05 \cdot L_н} = \frac{80 - 43{,}4}{1{,}05 \cdot 1\,750} = 0{,}0189.$$

Пользуясь справочником, найдем, что данному уклону, при $d = 150$ *мм*, будет соответствовать расход воды $q = 20{,}5$ *л/сек.* и скорость движения воды $v = 1{,}16$ *м/сек.*, т. е. напорный трубопровод сможет пропустить лишь $0{,}001 \cdot 20{,}5 \cdot 60 \cdot 60 = 74$ *куб. м* в час.

Вакуумметрическая высота всасывания при этом будет равна

$$H_{вак} \cong 3{,}55 + 1{,}1 \cdot 0{,}004 \cdot 40 + 0{,}7 \cong 4{,}43 \text{ м}$$

и число оборотов поршня

$$n = \frac{Q}{4\,Fs\,\eta_0} = \frac{0{,}0205 \cdot 60}{4 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}216^2 \cdot 0{,}254 \cdot 0{,}85} = 39 \text{ об.} = 78 \text{ ходов в минуту.}$$

Если оставить длину хода поршня прежней, то число оборотов должно быть увеличено до

$$39 \cdot \frac{254}{220} = 45 \text{ об.} = 90 \text{ ходов в минуту.}$$

В виду того, что величина сопротивления от ускорения движения воды в трубах — h_{jbc} зависит больше всего от числа оборотов, то в данном случае будет целесообразнее увеличить длину хода поршня до нормального и остановиться на числе оборотов $n = 39$ в минуту, с подачей воды в количестве 74 *куб. м* в час, обусловливаемых пропускной способностью напорной линии.

Испытание поршневых насосов. Целью испытания поршневых насосов является определение их коэффициентов полезного действия: механического — η_m, индикаторного — η_i, объемного — η_0 и полного — $\eta_п$, характеризующих собой работоспособность и состояние насоса. Испытание насосов на железных дорогах может иметь место в двух случаях:

а) после капитального ремонта насоса в виде приемочного испытания, производимого в насосной лаборатории, и

б) на месте установки насоса в период его эксплоатации.

В зависимости от местных условий, схемы установок для испытания могут быть весьма разнообразны. В качестве примера установки, могущей быть примененной для приемочных испытаний насоса после его капитального ремонта, на фиг. 78 показана схема испытательной установки, осуществленной в насосной лаборатории Менделеевского института для учебных целей [1].

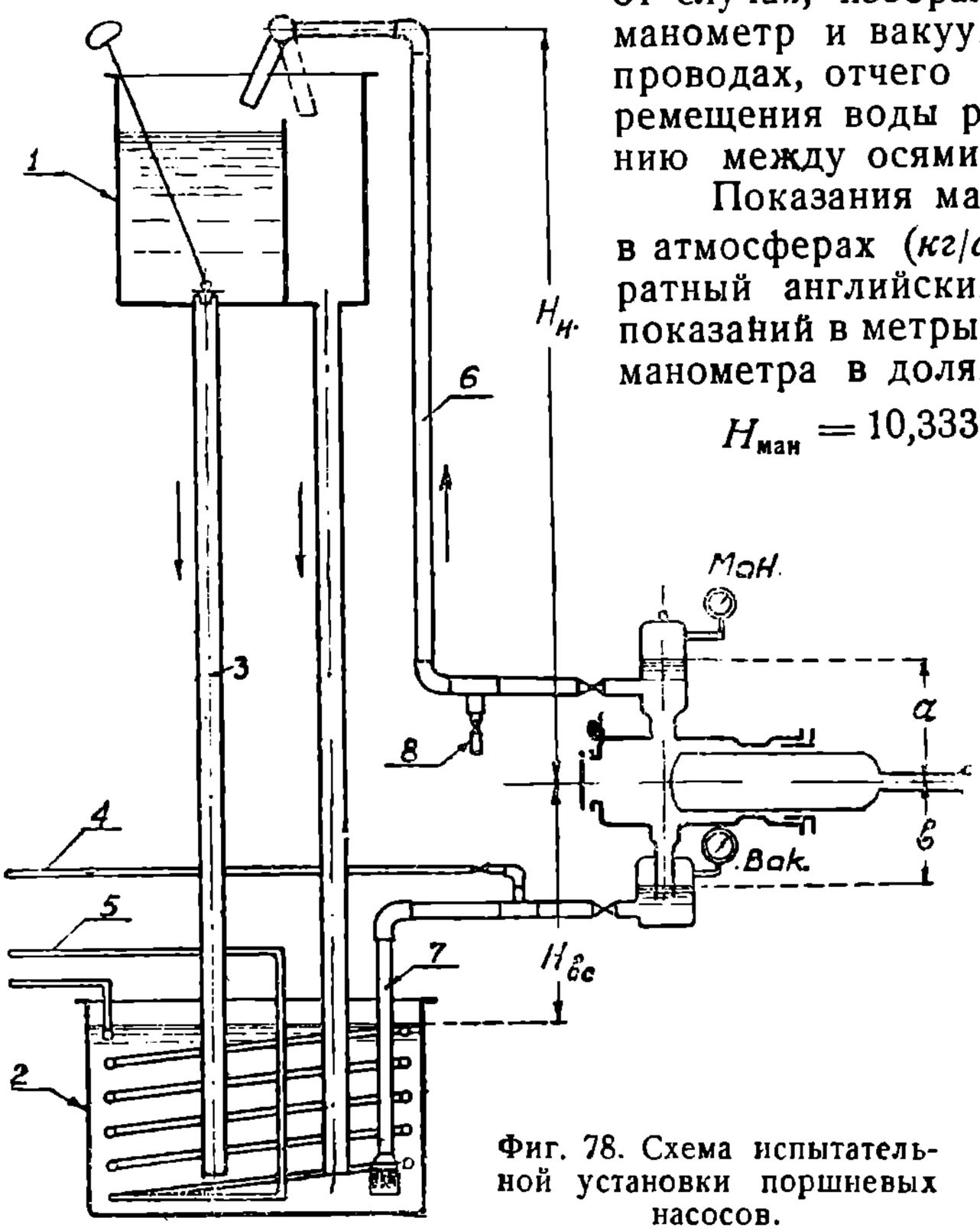
Установка состоит из мерного водонапорного бака *1*, устроенного из двух отделений. В одном из них, имеющем большие размеры (емкостью в 720 *л*), поставлена рейка и приделан спускной клапан. Оба отделения соединены трубками с резервуаром *2*. После наполнения водой большого отделения, хобот напорной трубы переводится в меньшее отделение, после чего открывается спускной клапан. Для возможности подогрева воды, всасывающий резервуар оборудован змеевиком *3*. Назначение остальных частей установки видно из чертежа.

---

[1] И. С. Щ е г о л е в. — Насосы и компрессоры. Часть I. Поршневые насосы, 1931 г., стр. 77.

НБ УДУНТ (ДГТ)

Вакуумметр и манометр поставлены в верхней части воздушных колпаков над уровнями воды в последних. Поэтому часть высоты всасывания *в* и часть высоты нагнетания *а*, не учитываемые приборами, будут измеряться как разность уровней воды в напорном и всасывающем колпаках, в отличие от случая, изображенного на фиг. 4 (§ 4), где манометр и вакуумметр установлены на трубопроводах, отчего неучтенная ими высота перемещения воды равна вертикальному расстоянию между осями приборов: $c = a + в$.



Фиг. 78. Схема испытательной установки поршневых насосов.

1—Мерный (водонапорный) бак
2—Всасывающий резервуар
3—Труба, соединяющая бак *1* с резервуаром *2*
4—Трубопровод подводящий воду в резервуар *2* и во всасывающую линию для залива ее перед пуском насоса
5—Паропровод
6—Напорный трубопровод
7—Всасывающий трубопровод
8—Спускная труба

Показания манометра $H'_м$ могут быть или в атмосферах ($кг/см^2$) или в фунтах на квадратный английский фут. Для перевода этих показаний в метры водяного столба при шкале манометра в долях старой атмосферы

$$H_{ман} = 10{,}333\ H'_м + a \text{ метр. вод. ст.}$$

и при шкале в английских фунтах на квадратный дюйм

$$H_{ман} = \frac{H'_м}{1{,}422} + a \text{ метр вод. ст.}$$

Показания вакуумметра $H'_{вак}$ могут быть даны в метрах вод. столба, в частях атмосферы, в сантиметрах ртутного столба или в дюймах.

Поэтому для перевода этих показаний в метры водяного столба при шкале вакуумметра в долях старой атмосферы

$$H_{вак} = 10{,}333\ H'_{вак} + в \text{ метр. вод. ст.}$$

При шкале в сантиметрах ртутного столба

$$H_{вак} = \frac{H'_{вак}}{7{,}355} + в \text{ метр.вод. ст.,}$$

при шкале в дюймах

$$H_{вак} = \frac{10{,}333 \cdot H'_{вак}}{29{,}92} + в \text{ метр. вод. ст.}$$

где 29,92 — высота ртутного столба в дюймах, равная давлению одной (старой) атмосферы.

Значения *а* и *в* в приведенных формулах даны в метрах.

Измерительные приборы, применяемые в испытании, как-то: манометр, вакуумметр, мановакуумметр, тахометр и электроприборы должны быть предварительно проверены помощью точных контрольных приборов с учетом в дальнейшем найденных поправок. При заказе поршневых насосов следует требовать от завода-изготовителя устройства отверстий (закрытых в обычное время пробками или фланцами) на стенках цилиндра рабочей камеры насоса для возможности установки индикаторов с целью снятия индикаторных диаграмм. Для облегчения быстроты, точности и ясности подсчетов рекомендуется результаты испытаний и подсчетов записывать в особую форму. Для этой цели Отделом Тяги НКПС'а была введена с 1 января 1933 г., в качестве обязательной для всех жел. дорог Союза, форма журнала упрощенных испытаний

УДУНТ (ДІТ)

насосных станций [1], приведенная нами полностью в конце книги в отделе приложений.

В качестве примера ниже приведена форма, принятая в насосной лаборатории Менделеевского института [2], с подсчетом результатов более подробных испытаний, произведенных в той же лаборатории [3].

ПРОТОКОЛ № 108.

Результаты испытания на воду поршневого насоса.

Испытание № 2.

Время испытания — 10 февраля 1931 г.
Место испытания — Насосная лаборатория Менделеевского института.
Начало испытаний — 11 часов 10 минут. Окончание — 11 час. 30 мин.
Характеристика поршневого насоса: горизонтальный поршневый приводной насос простого действия завода „Борец" № 73425, размер — 90 × 200 *мм*.

Манометр — № 239525
Амперметр — № 78544
Ваттметр — №
Индикатор — № 78995
Вакуумметр — № 8088
Вольтметр — № 72616
Тахометр — № 70425

Диаметр всасывающего трубопровода $d_{вс} = 65$ *мм; длина* $l_{вс} = 5$ *м.*
Диаметр напорного трубопровода $d_{н} = 65$ *мм; длина* $l_{н} = 21$ *м.*
Характеристика двигателя: электродвигатель постоянного тока.

№№ по порядку	Описание испытаний	Условные обозначения и формулы подсчета	Результаты измерений и подсчетов
	I. Физические свойства перекачиваемой жидкости		
	Род жидкости .	вода	—
2	Температура . .	$t°$Ц	10°
3	Удельный вес, соответствующий температуре t°Ц .	—	1000
4	Кинематическая вязкость . .	μ	—
	II. Определение производительности насоса		
5	Продолжительность наполнения водой мерного бака в секундах .	T	345
6	Объем воды, замеренный в мерном баке за время T сек. в *л* .	$Q_б$	720
7	Показание водомера, счетчика, диафрагмы и проч. за время T сек. . . .	$Q'_е$	—
8	Фактическая производительность насоса в *л* в секунду	$Q_е = \frac{Q_б}{T}$	2,08
	III. Определение полного напора		
9	Показание манометра в *м* вод. ст. .	$H'_м$	25,3
10	Неучтенная манометром высота в *м* .	a	0,3
11	Манометрическое давление в *м* вод. ст. .	$H_м = H'_м + a$	25,6
12	Показание вакуумметра в *м* вод. ст. . . .	$H'_в$	1,95
13	Неучтенная вакуумметром высота в *м* .	$в$	0,55
14	Вакуумметрическая высота всасывания в *м* вод. ст. .	$H_{вак} = H'_в + в$	2,50
15	Полный (гидродинамический) напор в *м*	$H_г = H_м + H_в$	28,10

[1] Приказ НКПС'а от 19 февраля 1933 г. за № 101 — „О правилах определения норм расхода топлива для водокачек".
[2] С некоторой переработкой ее автором.
[3] И. С. Щеголев, 1931 г., стр. 78.

НБ УДУНТ (ДИТ)

№№ по порядку	Описание испытаний	Условные обозначения и формулы подсчета	Результаты измерений и подсчетов
	IV. Определение коэффициента полезного действия электродвигателя		
16	Показание амперметра в амперах .	I	6,3
17	Показание вольтметра в вольтах .	E	223
18	Показание ваттметра в ваттах .	W	—
19	Cos φ	—	—
20	Мощность, расходуемая электродвигателем в kW [1]	$N'_э = 0{,}001\,EI$	1,405
21	Измеренная мощность на валу электродвигателя в kW . .	$N_э$	1,22
22	Коэффициент полезн. действия электродвиг.	$\eta_э = \frac{N_э}{N'_э}$	0,87
	V. Определение мощности на валу насоса		
23	Коэффициемт полезного действия ременной передачи	$\eta_р$	0,94
24	Коэффициент полезного действия зубчатой передачи		—
25	Общий коэффициент полезного действия механической передачи энергии	$\eta_п = \eta_р \cdot \eta_э$	0,94
26	Мощность на валу насоса в лош. сил.	$N_т = 1{,}36\,\eta_п\,N_э$	1,56
27	Мощность насоса в поднятой воде в лош. с. .	$N_e = \frac{Q_e H_r}{75}$	0,78
	VI. Определение индикаторной мощности насоса		
28	№ заснятой в цилиндре насоса индикаторной диаграммы	—	№ 2
29	Площадь индикаторной диграммы в *кв. мм* . .	F_i	1208
30	Длина индикаторной диаграммы в *мм* . .	S_g	91
31	Масштаб пружины индикатора 1 атм. = 5 *мм*	a_i	5 *мм*
32	Среднее индикаторное давление в *кг/см²* .	$p_i = \frac{F_i}{S_g\,a_i}$	2,65
33	Число полных оборотов поршня в минуту .	n	110
34	Площадь поршня насоса в *см²*	$F = \frac{\pi D^2}{4}$	63,6
35	Индикаторная мощность насоса в л. с.	$N_i = \frac{k p_i F s n}{60 \cdot 75}$	0,82
	VII. Определение коэффициентов полезного действия насоса		
36	Механический коэф. пол. действия насоса .	$\eta_m = \frac{N_i}{N_m}$	0,525
37	Индикаторный коэф. пол. действия насоса	$\eta_i = \frac{N_e}{N_i}$	0,95
38	Полный коэф. пол. действия насоса .	$\eta_п = \eta_m\,\eta_i$	0,5
39	Объем, описанный поршнем за 1 секунду в *куб. дцм (л)* .	$Q = \frac{Fsn}{60}$	2,35
40	Объемный коэф. пол. действия насоса .	$\eta_o = \frac{Q_e}{Q}$	0,89

Особые примечания. Работа насоса на давление свыше 2,5 атм. по манометру становится недопустимой из-за стука, появляющегося в кольце кривошипа.

[1] В случае установки электродвигателя трехфазного тока $N'_э = 0{,}00173\,EI\cos\varphi$.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Испытание насосов, находящихся в эксплоатации, т. е. на месте их установки, производится в основном тем же способом и по той же схеме, что и для приемочных испытаний с той лишь разницей, что при определении воды, поданной в водонапорную башню, учитываются потери воды на утечки в напорном трубопроводе (см. пример 1 в § 5).

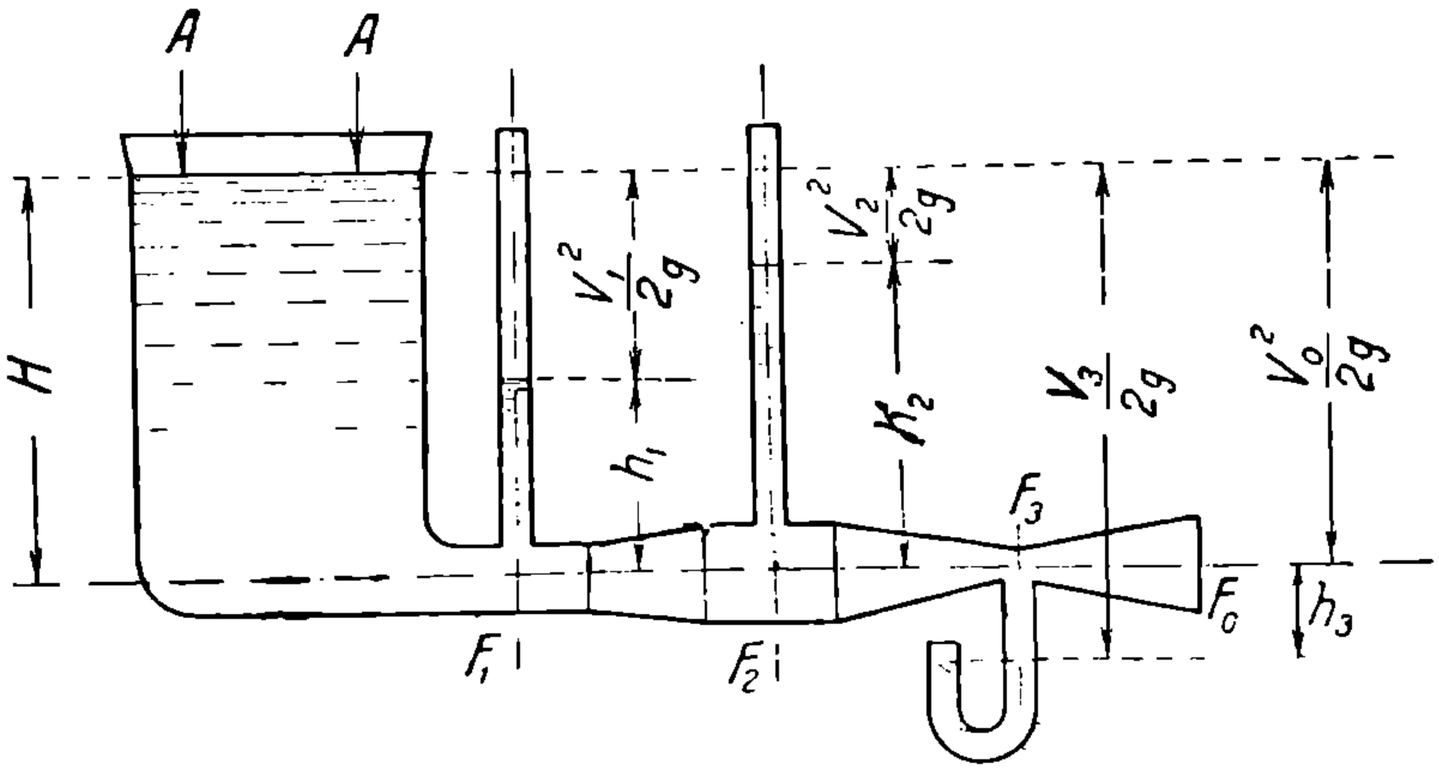
ОТДЕЛ III

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ.

§ 15. Общие понятия о работе центробежных насосов.

Как отмечалось ранее в §§ 1 и 2, работа большинства насосов состоит из двух основных процессов — всасывания и нагнетания жидкости. Характерной особенностью центробежных насосов является то обстоятельство, что оба эти процесса достигаются с помощью центробежной силы от непрерывно вращающегося в камере лопастного колеса. Для уяснения сущности происходящей при этом работы рассмотрим следующий опыт.

К нижней части стенки сосуда A (фиг. 79) приделана трубка различных сечений F_1, F_2, F_3 и F_0.



Фиг. 79.

В сечениях F_1, F_2 и F_3 установлены трубочки или так называемые **пьезометры,** открытые сверху.

При закрытии отверстия F_0 уровень в пьезометрах установится, как в сообщающихся сосудах, на одном горизонте H. Если открыть отверстие F_0 и в то же время, путем добавления определенного количества воды, сохранять положение уровня воды в сосуде неизменно, то жидкость будет выходить из отверстия F_0 со скоростью v_0 *м/сек.* в количестве $F_0 v_0$ $м^3$ и стоять в пьезометрах у сечений F_1, F_2 и F_3 на разных высотах h_1, h_2 и h_3.

Пренебрегая крайне незначительными величинами сопротивления трения у выходного отверстия и пользуясь формулами гидравлики [1], найдем, что

$$H = \frac{v_0^2}{2g}\ м \text{ вод. столба,}$$

откуда

$$v_0 = \sqrt{2gH}\ м/сек.$$

Благодаря непрерывности движения жидкости, через любое сечение трубки за определенный период времени должен проходить один и тот же объем Q, поэтому

$$Q = F_0 v_0 = F_1 v_1 = F_2 v_2 = F_3 v_3,$$

где v_0, v_1, v_2... скорости движения воды в соответствующих сечениях трубы F_0, F_1, F_2... и т. д.

Откуда

$$v_1 = \frac{F_0}{F_1} v_0.$$

---

[1] Проф. Б. А. Бахметьев—„Гидравлика. Общий курс", 1932 г., стр. 113.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Так как в данном случае $F_2 > F_0$, то $v_2 < v_0$, а значит

$$\frac{v_2^2}{2g} < \frac{v_0^2}{2g}, \quad \text{или} \quad \frac{v_2^2}{2g} < H.$$

Следовательно, в сечениях F_1 и F_2 будут оставаться некоторые свободные статические напоры

$$h_1 = H - \frac{v_1^2}{2g} \text{ и } h_2 = H - \frac{v_2^2}{2g}, \tag{59}$$

откуда

$$H = \frac{v_0^2}{2g} = h_1 + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} \tag{60}$$

Для суженного сечения трубки F_3

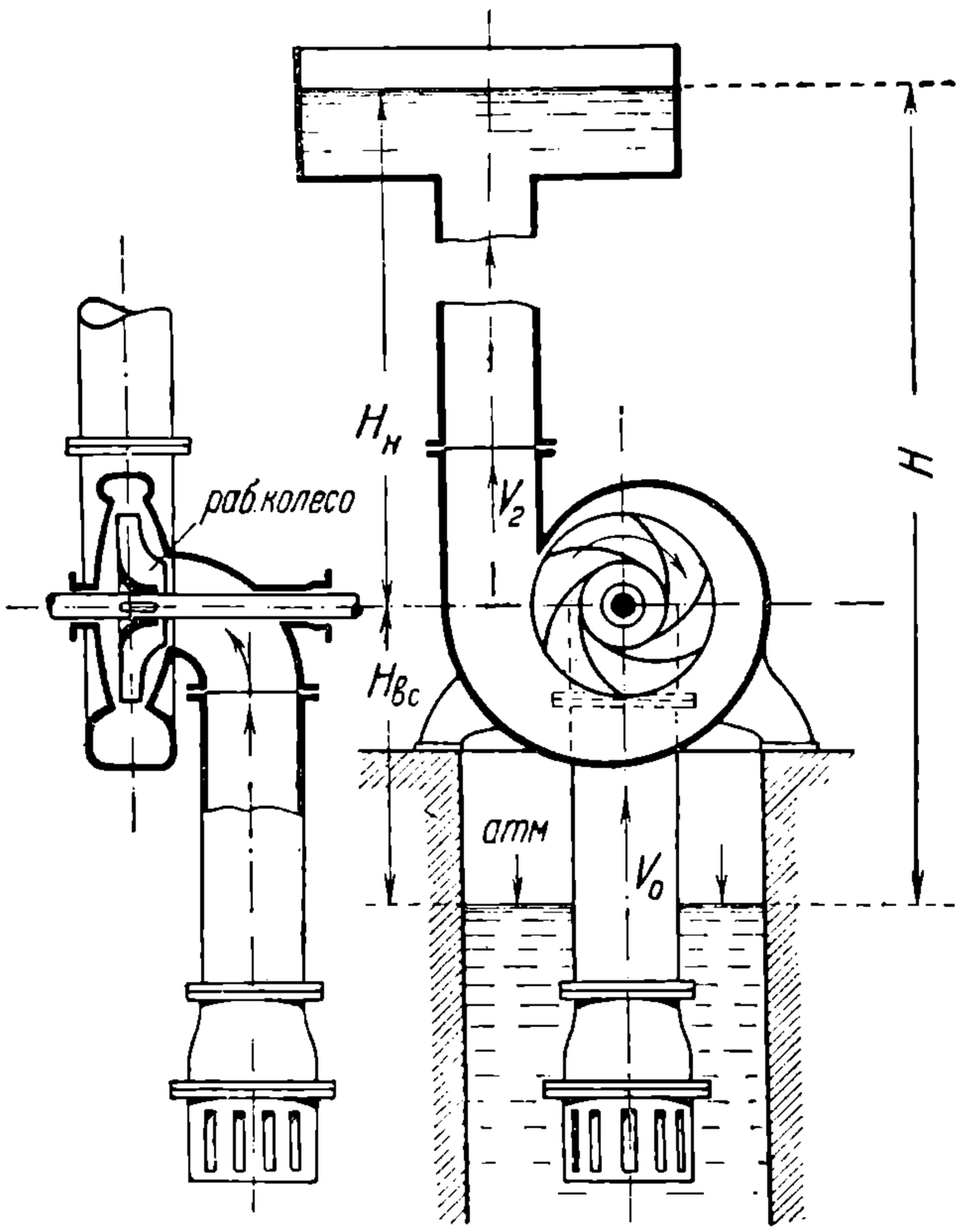
$$v_3 > v_0 \text{ и } \frac{v_3^2}{2g} > H$$

т. е. по формуле (59) h_3 будет иметь отрицательное значение, о чем свидетельствует и получившееся разрежение (вакуум). Таким образом, в сечении F_3

$$H = \frac{v_3^2}{2g} - h_3.$$

Величины $\frac{v_1^2}{2g}$, $\frac{v_2^2}{2g}$... и т. д. называют **скоростными или динамическими напорами, h_1, h_2 и т. д.—гидравлическими напорами.**

Формула (60) показывает, что в любом месте течения воды в трубе полный статический напор H равен сумме скоростного и гидравлического напоров.



Фиг. 80. Схема установки центробежного насоса.

Рассмотренный на опыте способ получения разрежения давления в трубке путем резкого изменения ее сечения нашел практическое применение в центробежных насосах при осуществлении всасывающего процесса.

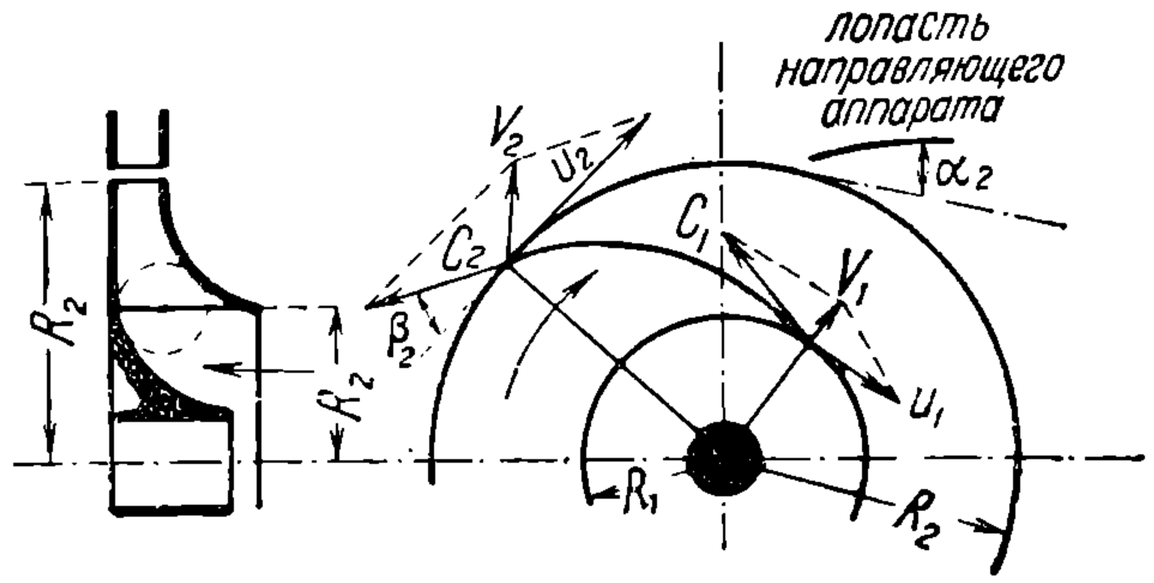
Сущность устройства и работы центробежных насосов заключается в следующем.

В рабочей камере, имеющей улиткообразную форму, вращается посредством вала лопастное колесо (фиг. 80). Находящаяся в камере жидкость захватывается вращающимися лопастями и приобретает благодаря этому центробежную силу. Эта сила выбрасывает жидкость из камеры в напорную трубу. Так как размер свободного сечения, по которому движется жидкость внутри камеры насоса, с момента поступления ее на лопатки и по выходе с них резко меняется, то создается разрежение давления. Получившееся разрежение дает возможность наружному атмосферному давлению перемещать жидкость по всасывающему трубопроводу из источника во внутрь насоса и тем самым осуществлять всасывающий процесс.

Нагнетательный процесс достигается упомянутой центробежной силой, действующей на жидкость непрерывно на всем протяжении от впуска на ло-

НБ УДУНТ (ДИТ)

патки колеса до выхода с них. Вода при выходе из рабочего (подвижного) колеса попадает на другое неподвижное колесо, называемое **направляющим аппаратом или диффузором.** Направляющий аппарат состоит из ряда неподвижных лопаток с постепенно уширяющимися между ними пространствами. благодаря чему скорость движения воды в последних уменьшается и, соответственно закону Б. Бернулли, возрастает давление. Если с помощью пьезометров измерить давление жидкости во всех точках внутри камеры насоса, то найдем, что на внутренней окружности существует разрежение ($H_{вак}$), а на внешней — давление ($H_{ман.}$).



Фиг. 81. Схема рабочего колеса центробежного насоса.

На схематическом чертеже (фиг. 81) показана часть лопастного или, так называемого, **рабочего колеса** насоса, с направляющим аппаратом.

Обозначим через:

R_1 — радиус окружности входного отверстия в рабочем колесе;

R_2 — „ „ выходного отверстия в рабочем колесе;

r — средний радиус отверстия рабочего колеса $r = \frac{R_1 + R_2}{2}$.

Работа, производимая центробежной силой $C_ц$ при перемещении жидкости от момента поступления ее в рабочее колесо до выхода из него, будет равна

$$A_1 = C_ц (R_2 - R_1) \qquad (61)$$

Центробежная сила выражается формулой

$$C_ц = m \omega^2 r = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad \frac{\omega^2}{g},$$

где

m — масса, отнесенная к единице веса воды, т. е. 1 $л = 1$ $кг$, $m = \frac{1}{g}$;

w — угловая скорость.

Подставляя выражение $C_ц$ в формулу (61), найдем, что

$$A_1 = \frac{R_1 + R_2}{2} \frac{\omega^2}{g} (R_2 - R_1) = \frac{(R_2 \omega)^2 - (R_1 \omega)^2}{2g};$$

но $R_1 \omega_п R_2 \omega$ есть не что иное, как скорости вступления воды на внутреннюю и наружную окружности колеса, соответственно равные при числе оборотов n рабочего колеса

$$R_1 \omega = \frac{2 \pi R_1 n}{60} = U_1;\ R_2 \omega = \frac{2 \pi R_2 n}{60} = U_2,$$

откуда

$$A_1 = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}.$$

Переходя к рассмотрению основного уравнения центробежных насосов, заметим, что в настоящее время в технической литературе имеется несколько способов выводов этого уравнения, из которых ниже нами приведен наиболее простой.[1]

При равномерной работе насоса вода поступает в него из всасывающей трубы с абсолютной скоростью v_0. У входа в лопастное колесо струя жидкости получает некоторое отклонение от осевого в радиональное с изменением скорости при входе с v_0 на v_1 и при выходе на v_2 (фиг. 80).

Абсолютную скорость перемещения жидкости v_1 и v_2 можно разбить на две составляющих—**относительную** C_1 и C_2 и **окружную** или **переносную** u_1 и u_2.

[1] Проф. И. Г. Есьман. — „Центробежные насосы", 1931 г., стр. 21—23. Проф. Матиссен и инж. Э. Фукслохер, 1931 г., стр. 122—126. Инж. А. Кванц. — „Современные центробежные насосы", 1929 г., стр. 10—13, и др.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Для устранения ударов лопасть колеса должна быть устроена таким образом, чтобы углы наклона ее у входа и выхода были равны углам β_1 и β_2, получаемым из скоростных параллелограммов (фиг. 81).

При действии насоса, в лопастном колесе происходит изменение относительной скорости с C_1 на C_2. Вследствие этого производится работа, соответствующая величине

$$A_2 = \frac{C_1^2 + C_2^2}{2g}.$$

Одновременно с этим происходит изменение окружной скорости с u_1 на u_2, т. е. опять производится работа, соответствующая

$$A_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Разности работ между A_1 и A_2 идут исключительно на создание разрежения $H_{вак}$ и напора $H_м$, с целью перемещения жидкости из области разрежения в область давления на общую высоту $H_{ман} + H_{вак}$.

Следовательно,

$$A_1 + A_2 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} = (H_м + H_{вак}) \cdot 1 = H_м + H_{вак} \qquad (62)$$

Для осуществления всасывания насос должен создать внутри рабочей камеры такой величины вакуум, который смог бы не только преодолеть вес всасывающего столба воды, высотою $H_{вс}$ со всеми гидравлическими потерями на сопротивление $\Sigma h_{вс}$, но кроме того еще и создать скоростной напор $\frac{v_0^2}{2g}$ для сообщения жидкости кинетической энергии, необходимой при переходе жидкости из состояния покоя в состояние движения, т. е.

$$H_{вак} = H_{вс} + \Sigma h_{вс} + \frac{v_0^2}{2g} \qquad (60)$$

Для осуществления нагнетания жидкости насос должен создать внутри той же камеры давление такой величины, которая смогла бы не только преодолеть вес нагнетательного столба воды высотою $H_н$ со всеми гидравлическими сопротивлениями $\Sigma h_н$, но еще и создать скоростной напор. Но так как жидкость в центробежном насосе, в отличие от поршневого насоса, перемещается все время непрерывно и равномерно, то сообщенная ей ранее, в момент нагнетания внутри насоса, кинетическая энергия облегчает создание величины давления, теоретически определяемой из уравнения

$$H_м = H_н + \Sigma h_н - \frac{v_2^2}{2g}.$$

Следовательно, полный (гидродинамический) напор будет равен

$$H_г = H_{вс} + \Sigma h_{вс} + H_н + \Sigma h_н + \frac{v_0^2 - v_2^2}{2g} = H_{вак} + H_{ман} + \frac{v_0^2 - v_2^2}{2g} \qquad (64')$$

Без большой погрешности можно допустить, что $v_0^2 \cong v_1^2$; тогда, подставляя в формулу (64′) значение $H_{вак} + H_{ман}$, найденное ранее по формуле (62) получим

$$H_г = \frac{u_2^2 - n_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}. \qquad (64')$$

Из параллелограмма скоростей, показанного на фиг. 81, пользуясь законом косинусов, определяем

$$C_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2 v_2 u_2 \cos \alpha_2;$$
$$C_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2 v_1 u_1 \cos \alpha_1.$$

Подставив значение C_1^2 и C_2^2 в уравнение (64′) и произведя преобразование, получим

$$H_г = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha}{g}. \qquad (64')$$

НБ УДУНТ (ДГТ)

Так как угол α_1 немногим отличается от 90°, то практически можно принять $\cos\alpha_1 = 0$ и тем самым пренебречь вторым членом уравнения (64).

Если при выводе уравнения (61) принять во внимание все гидравлические потери напора, отброшенные нами ранее, т. е. учесть все сопротивления внутри насоса, принять скорость v_0, а не v_1 и т. д., то формула (64) будет иметь несколько другой вид.

Определить точно числовые значения каждой из этих потерь затруднительно, тем более, что внутри насоса возникают еще дополнительные потери от конструктивных недочетов (как, например, от негерметичности, зазоров и т. д.), выделить которые от других потерь и определить величину их размера теоретическим путем невозможно. Все упомянутые выше гидравлические потери, происходящие внутри насоса, учитываются для удобства в одном коэффициенте, так называемом **гидравлическом коэффициенте полезного действия** насоса — $h_г$; в результате вместо формулы (64) получаем практически применимое, так называемое **основное уравнение центробежных насосов**

$$H = h_г \frac{v_2 u_2 \cos\alpha_2}{g}. \qquad (65)$$

Гидравлический коэффициент полезного действия $h_г$ в данном случае учитывает исключительно гидравлические потери в насосе и зависит от конструкции и качества выполнения последнего.

В зависимости от конструкции и качества выполнения насоса принимают [1]:

при обыкновенных насосах без направляющих аппаратов

$$h_г = 0{,}5 — 0{,}65,$$

при одноколесном насосе с направляющим аппаратом

$$h_г = 0{,}6 — 0{,}75,$$

при современных насосах высокого давления

$$h_г = 0{,}7 — 0{,}8.$$

В центробежных насосах, как и в поршневых, полезная мощность насоса в поднятой воде выражается той же формулой (17)

$$N_e = \frac{\gamma Q_e H_г}{60 \cdot 75} \text{ лош. сил в поднятой воде,}$$

где Q_e — подача воды в *куб. м* в минуту и $\gamma = 1000$

Механическая мощность

$$N_m = \frac{N_e}{\eta_п} = \frac{\gamma Q_e H_г}{60 \cdot 75 \cdot \eta_п} = \frac{\eta_г}{\eta_п} \cdot \frac{\gamma Q_e v_2 u_2 \cos\alpha_2}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \qquad (66)$$

где — $h_п$ полный коэффициент полезного действия насоса.

Вследствие равномерности и непрерывности подачи воды центробежными насосами, объемный коэффициент полезного действия их равен $h_о = 1$, благодаря чему объемный коэффициент внешней сети $h_{ос}$ и общий объемный коэффициент подачи насосной установки $h_{оу}$ оказались равны.

$$h_{ос} = h_{оу} = \frac{Q_б}{Q_e}.$$

Что касается коэффициента полезного действия $h_{нб}$ и h_h, а также мощности $N_{eб}$, то в центробежных насосах они имеют те же значения и определяются теми же формулами (21, 18 и 16), что и в поршневых насосах.

Сравнивая между собой коэффициенты полезного действия центробежных и поршневых насосов, видим, что, несмотря на то, что в поршневых, как и в центробежных насосах, имеют место гидравлические сопротивления внутри насоса, значение последних не получило в теоретических формулах такого ясного

---

[1] Инж. Л. К в а н ц.—„Современные центробежные насосы", 1929 г., стр. 12.

НТБ УДУНТ (ДШТ)

выражения, как в центробежных насосах, а вошло в скрытой форме в качестве главнейшей составляющей в значение индикаторного коэффициента полезного действия. Наоборот, в центробежных насосах оказалось невозможным практически измерить и математически выразить индикаторную мощность с такой ясностью, как в поршневых насосах, и пришлось ограничиться мысленным представлением ее в виде мощности, передаваемой жидкости вращающимися лопатками внутри камеры насоса.

§ 16. Предельная высота всасывания центробежных насосов.

Предельная геометрическая высота всасывания у центробежных насосов зависит от тех же факторов, что были указаны ранее для поршневых насосов (§ 7), за исключением потерь на сопротивления ускорения жидкости, которые в центробежных насосах, благодаря равномерности и непрерывности подачи воды отсутствуют, т. е. $hj_{вс} = 0$, а также величины $W_{нас}$, имеющей в центробежных насосах меньшее значение благодаря отсутствию клапанов. Поэтому геометрическая высота всасывания в центробежных насосах может быть выражена в общем виде: $$H_{вс} = A - h_A - h_t - h_0 - W_1 \Sigma il_{вс} - \Sigma W - W_{нас}. \qquad (28')$$

В центробежных насосах, вследствие отсутствия клапанов и особенностей устройства самого насоса, имеет место большее проникновение воздуха во внутрь рабочей камеры, чем в поршневых насосах, а следовательно и большие потери на сопротивление от противодействия проникшего воздуха h_0 и соответственно меньшая вакуумметрическая высота всасывания $_{max}H^{\circ}_{вак}$.

Практикой установлено, что для обеспечения бесперебойной и правильной работы центробежных насосов не следует допускать предельную вакуумметрическую высоту всасывания для них свыше $_{max}H^{\circ}_{вак} = 6$ *м*.

Заводы СССР, изготовляющие центробежные насосы, нередко понижают и этот предел до $_{max}H^{\circ}_{вак} = 5 - 5{,}5$ *м*.

Причины, увеличивающие в центробежных насосах h_0, влияют и на увеличение потерь на сопротивление выделившихся при вакууме насыщенных водяных паров — h_t.

В „Современных центробежных насосах“ инж. Кванца, в дополнениях к русскому изданию 1929 г., приводится следующая таблица (29) практически допускаемых изменений вакуумметрической высоты всасывания, в зависимости от температуры воды, т. е.

$$H_{вак} - h_t = f(t^{\circ}).$$

ТАБЛИЦА 29

Изменение предельной вакуумметрической высоты всасывания центробежных насосов в зависимости от увеличения температуры.

Температура воды в градусах Цельсия	Наибольшая вакуум. высота всасывания в *м*	Требуемый напор в *м*	Томпература воды в градусах Цельсия	Наибольшая вакуум. высота всасывания в *м*	Требуемый напор в *м*
t°	$+(H_{вак} - h_t)$	$-(H_{вак} - h_t)$	t°	$+(H_{вак} - h_t)$	$-(H_{вак} - h_t)$
10	6	—	60	—	1
20	5,5	—	70	—	1,5
30	4,5	—	80	—	2,5
40	2,5	—	90	—	3
50	—	—			

Из таблицы видно, что при температуре воды $t \geqslant 50^{\circ}$ выделение пара происходит настолько интенсивно, что горячая вода должна притекать к насосу уже под некоторым напором.

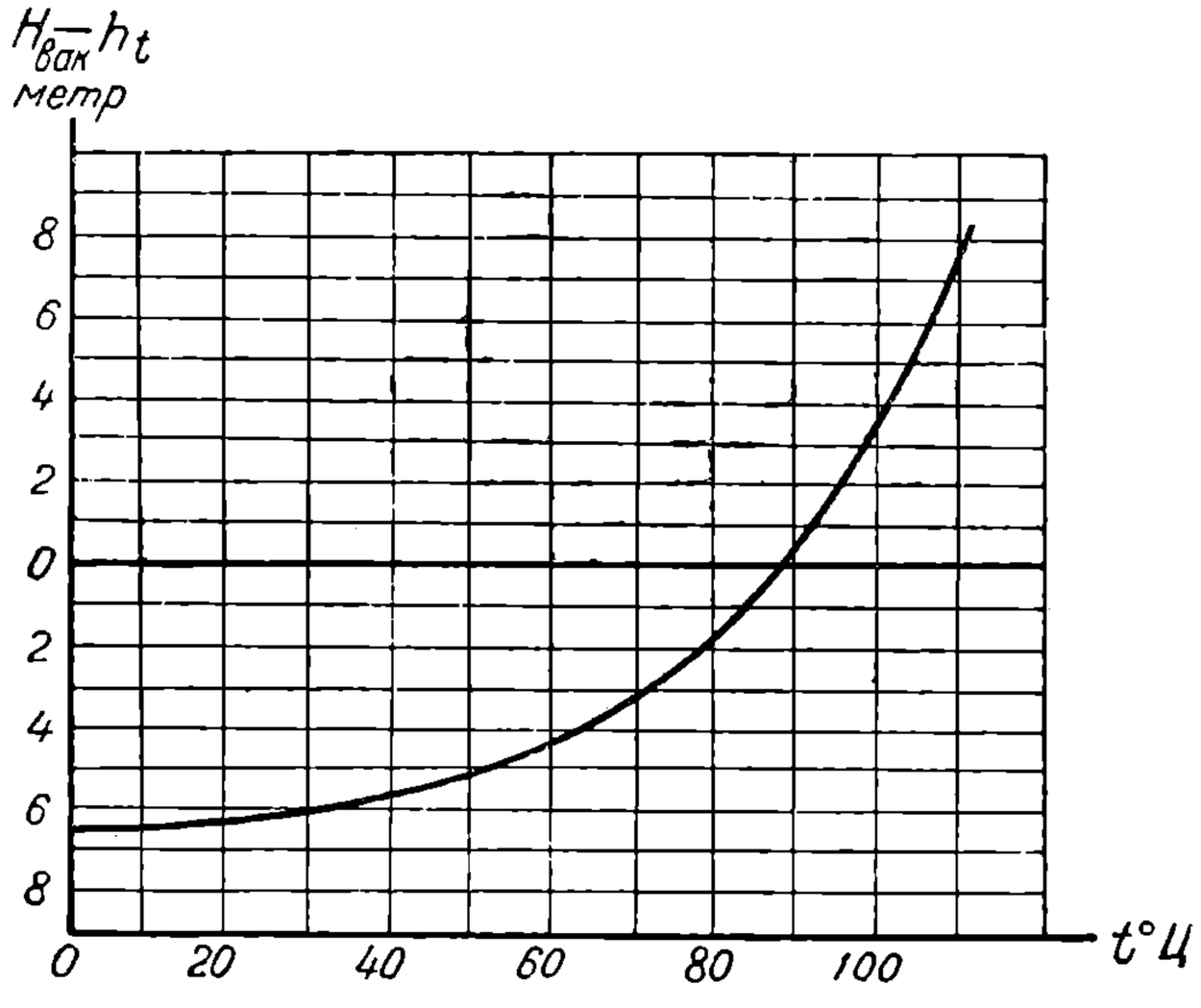
В „Инструкции для установки, ухода и работы с центробежными насосами“, составленной Государственным паровозостроительным заводом имени Коминтерна в г. Харькове, зависимость между допускаемой вакуумметрической высотой всасывания $(H_{вак} - h_t)$ и температурой t° жидкости, подаваемой центробежным насосом, выражается графиком (фиг. 82).

НТБ УДУНТ (ДИТ)

В данном случае, как это видно из графика, вода должна подтекать к насосу под давлением при температуре $t = 87°$, т. е. величина h_t значительно меньше указанной в таблице 29, где вода должна подтекать уже при $t = 50°$.

Если насос предназначен не для подачи воды, то допускаемая вакуумметрическая высота всасывания увеличивается или уменьшается обратно пропорционально удельному весу жидкости.

Необходимо иметь в виду, что величина вакуумметрической высоты всасывания чрезвычайно сильно отражается на работе центробежных насосов; при повышении ее сверх практически допускаемой величины получаются отрывы струи воды от лопаток насоса, сопровождаемые частыми гидравлическими ударами, падением производительности и коэффициента п. д. насоса и сильными колебаниями стрелок вакуумметра и манометра. Поэтому на практике обычно стремятся к тому, чтобы не только не превосходить максимальной предельной высоты всасывания, но и вообще не приближаться близко к ней, без особой к тому надобности, держась в среднем $H_{вак} = 3{,}5 — 4{,}5$ *м* и подходя к $_{max}H_{вак}$ лишь на короткие и редкие промежутки времени работы установки (например, при падении низкого уровня воды в источнике в особо засушливые, редко повторяющиеся годы). В практике эксплоатации насосных установок известны случаи, когда, например, уменьшение только одной вакуумметрической высоты всасывания с 6 *м* на 4,5 *м* вод. ст. давало увеличение производительности центробежных насосов до 30%, заметно улучшая при этом весь режим работы установки [1]. Уменьшение вакуумметрической высоты всасывания достигается следующими путями:



Фиг. 82. Кривая допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса в зависимости от температуры воды.

1) Уменьшением длины и увеличением диаметра всасывающего трубопровода. С этой целью длину всасывающей линии берут обычно не более 50 — 70 *м* и величину диаметра на 25 — 50 *мм* больше диаметра труб напорной линии, не превосходя при этом скорости движения воды в трубах более 1 *м*/сек.

2) Тщательностью сборки всасывающего трубопровода, гарантирующей полную герметичность его соединений, с укладкой при этом линии с подъемом не менее 0,005 в сторону насоса, без переломов, в которых мог бы скопляться воздух, при возможно меньшем числе колен (max 5 — 6).

3) Уменьшением геометрической высоты всасывания, путем соответствующего приближения оси насоса к рабочему уровню в источнике.

4) Удалением приемных всасывающих клапанов в мощных насосных установках, с диаметрами всасывающих трубопроводов свыше, примерно, 350 *мм*, применяя вакуум-насосы для отсасывания воздуха в период пуска насоса.

Так как подаваемая центробежными насосами вода движется непрерывным потоком из источника по всасывающей трубе через лопастное колесо и кожух в напорную линию, то надобность в регулировании равномерности подачи воды путем установки воздушных котлов, вообще говоря, отпадает.

---

[1] Подобные случаи имели, напр., место в установках на ст. Клин, Лычково Октябрьских ж. д., на Волховском алюминиевом комбинате и др.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Однако, в случае подачи воды насосом непосредственно в напорно-разводящую мало разветвленную сеть, когда от резкого колебания расходов воды могут возникать большие гидравлические удары в сети, рекомендуется, для большей сохранности насоса, ставить в здании насосной станции на напорном трубопроводе, помимо обратного и предохранительного клапанов, воздушный напорный котел такой же конструкции, как и для поршневых насосов. Размеры котла при этом берутся примерно следующие: диаметр $D_к$ = от 3 до 6 $d_н$; высота $H_к$ = от 2,5 до 3 $D_к$, где $d_н$ — диаметр напорного трубопровода.

Главная роль напорного котла в данном случае сводится не к поглощению ударов, возникающих в самом насосе, с целью предохранения от них наружной сети, как это имело место в поршневых насосах, а наоборот, к поглощению ударов, возникающих в наружной сети, с целью предохранения от них насоса. В связи с этой ролью воздушных котлов при центробежных насосах необходимость установки их в непосредственной близости от насоса отпадает. Кроме того, при тройном и большем числе комплектов аггрегатов механического оборудования иногда для уменьшения площади, идущей под переключения напорных и всасывающих трубопроводов, и упрощения самой схемы переключения, заменяют систему задвижек установкой напорных и всасывающих котлов.

На практике измерение вакуумметрической и манометрической высот в центробежных насосах производится, как и в поршневых насосах, с помощью вакуумметра и манометра. Можно допустить, не делая больших погрешностей, что $v_2 \cong v_{нап}$ и $v_0 \cong v_{вс}$, где $v_{нап}$ и $v_{вс}$ — скорости движения воды в сечении напорного и всасывающего патрубков насоса. При этих условиях формула (64′) примет вид

$$H_г = W + M + C + \frac{v_н^2 - v_{вс}^2}{2g}. \qquad (8')$$

Значения W, M и C приняты те же, что и в поршневых насосах в § 4 для формулы (8).

Так как центробежные насосы небольшой производительности строятся почти исключительно с равными диаметрами всасывающих и напорных патрубков, то скорости движения воды при входе и выходе у них бывают равны между собой, вследствие чего последний член в формуле (8) отпадает и выражение полного напора принимает тот же вид, что и в поршневых насосах

$$H_г = W + M + C \qquad (8)$$

Пример 14. Определить наибольшую геометрическую высоту всасывания воды центробежным насосом для случая, указанного в примере 2, при условии, чтобы вакуумметрическая высота всасывания не превышала заданной заводом ${}_{max}H°_{вак} = 5{,}5$ *м*.

Решение. Из таблицы 29 видим, что при повышении температуры воды с 4° до 25° соответствующие значения h_t будут равны приблизительно 0,5 *м*; остальные потери h_A, W_1, $\Sigma il_{вс}$ и ΣW останутся теми же, что были найдены при решении примера 2. Таким образом, искомая наибольшая геометрическая высота всасывания определится

$${}_{max}H_{вс} = H°_{вак} - h_A - h_t - W - \Sigma il_{вс} - \Sigma W = 5{,}5 - 0{,}6 - 0{,}5 - 0{,}1 - 0{,}07 - 0{,}04 = 4{,}19 \text{ метр.}$$

§ 17. Исследование работы центробежных насосов.

Для уяснения характерных особенностей работы центробежных насосов рассмотрим основное уравнение

$$H_г = H + h_w = h_г \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Пусть данный насос подает воду в количестве Q при полном напоре $H_г$. При этих условиях величины n, $h_п$, u_2, v_2 и $\cos \alpha_2$ будут иметь вполне определенные значения. В этом случае для изменения расхода Q на Q_1 придется соответственно изменить относительную скорость C, от которой зависит величина Q. Изменение же скорости C зависит от изменения переносной скорости колеса u, а последняя, в свою очередь, от изменения числа оборотов n, ибо

$$u = \frac{2\pi R n}{60}.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Таким образом, размер подачи воды является прямо пропорциональным числу оборотов в первой степени, т. е.

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n},$$

откуда

$$Q_1 = Q\,\frac{n_1}{n}.$$

Каждая из скоростей v_2 и u_2 находится в прямой зависимости от числа оборотов лопастного колеса. В правую часть основного уравнения входит произведение величин $v_2\ u_2$. Следовательно, напор H будет изменяться пропорционально квадрату числа оборотов

$$\frac{H_1}{H_г} = \frac{n_1^2}{n^2}.$$

Отсюда находим

$$\frac{n}{n_1} = \frac{Q}{Q_1} = \frac{\sqrt{H_г}}{\sqrt{H^1{}_г}};\ H^1{}_г = H\,\frac{n_1^2}{n^2} = H_г\,\frac{Q_1^2}{Q^2}.$$

В центробежных насосах, согласно опытным данным, полный коэффициент полезного действия $\eta_п$ не является величиной постоянной. Будучи наибольшим при определенных для каждого насоса значениях Q и $H_г$, он понижается и повышается не только от уменьшения, но и от увеличения расхода и напора по сравнению с Q и $H_г$.

Таким образом получим пропорцию

$$\frac{\eta_п{}^1 \cdot N^1{}_m}{\eta_п \times N_m} = \frac{Q_1\,H_г{}^1}{Q\,N_г}.$$

Подставляя предыдущие значения Q_1 и $H_г$, найдем

$$N^1{}_m = \frac{\eta_п\ n_1{}^3}{\eta_п{}^1\ n^3}\,N_m;$$

откуда

$$\frac{n}{n_1} = \sqrt[3]{\frac{\eta_п\ N_m}{\eta^1{}_п\ N^1{}_m}}.$$

В конечном результате получили следующую зависимость между n, Q и $H_г$, выраженную по закону динамического подобия:

$$\frac{n_1}{n} = \frac{Q^1}{Q} = \sqrt{\frac{H^1}{H}} = \sqrt[3]{\frac{\eta_п\ N_m}{\eta^1{}_п\ N^1{}_m}} \qquad (67)$$

В действительности, зависимость n, Q, H и N_m, указанная в формуле (67), существует лишь в пределах определенных границ, за которыми она в силу ряда причин носит зачастую совершенно иной характер. Кроме того, и в пределах упомянутых границ эта зависимость, правда, на немного, но все же несколько отличается от теоретически найденных по формуле (67) из-за наличия дополнительных внутренних процессов и сопротивлений, происходящих внутри насоса, точно учесть которые теоретическим путем не представляется возможным.

При пользовании законом подобия необходимо иметь в виду, что указанные в формуле (67) зависимости всегда имеют место одновременно для n, Q, H и N_m и при невязке одного из указанных соотношений остальные будут также недействительны. Нельзя, например, пересчитать по закону подобия производительность на другое число оборотов, не изменяя напора и т. д. [1]

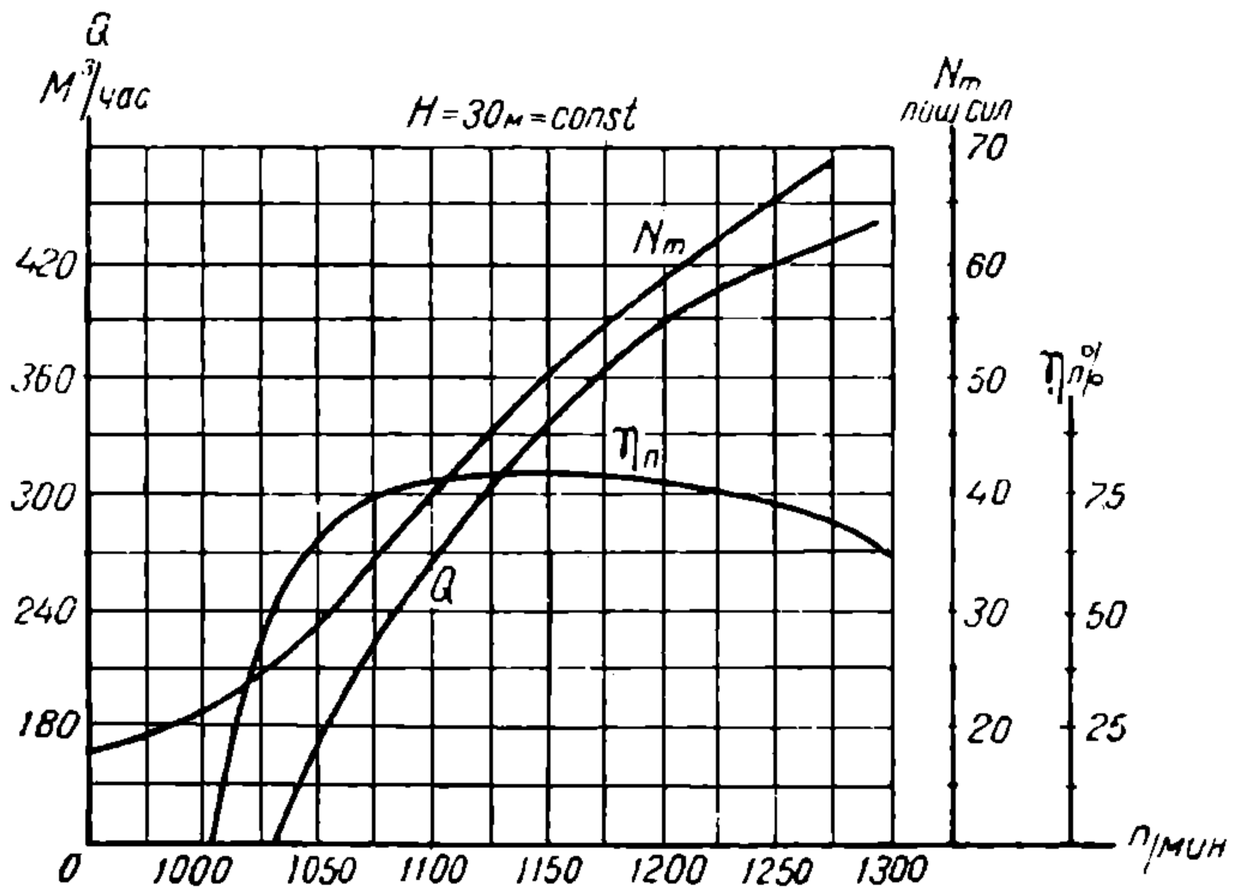
---

[1] „Технические условия на поставку и приемку центробежных насосов" (проект). Составлен ОНТС, 1931 г., стр. 27.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Для практического исследования центробежных насосов прибегают к специальным опытам над ними с последующей обработкой полученных данных в виде диаграмм или так называемых **характеристик.**

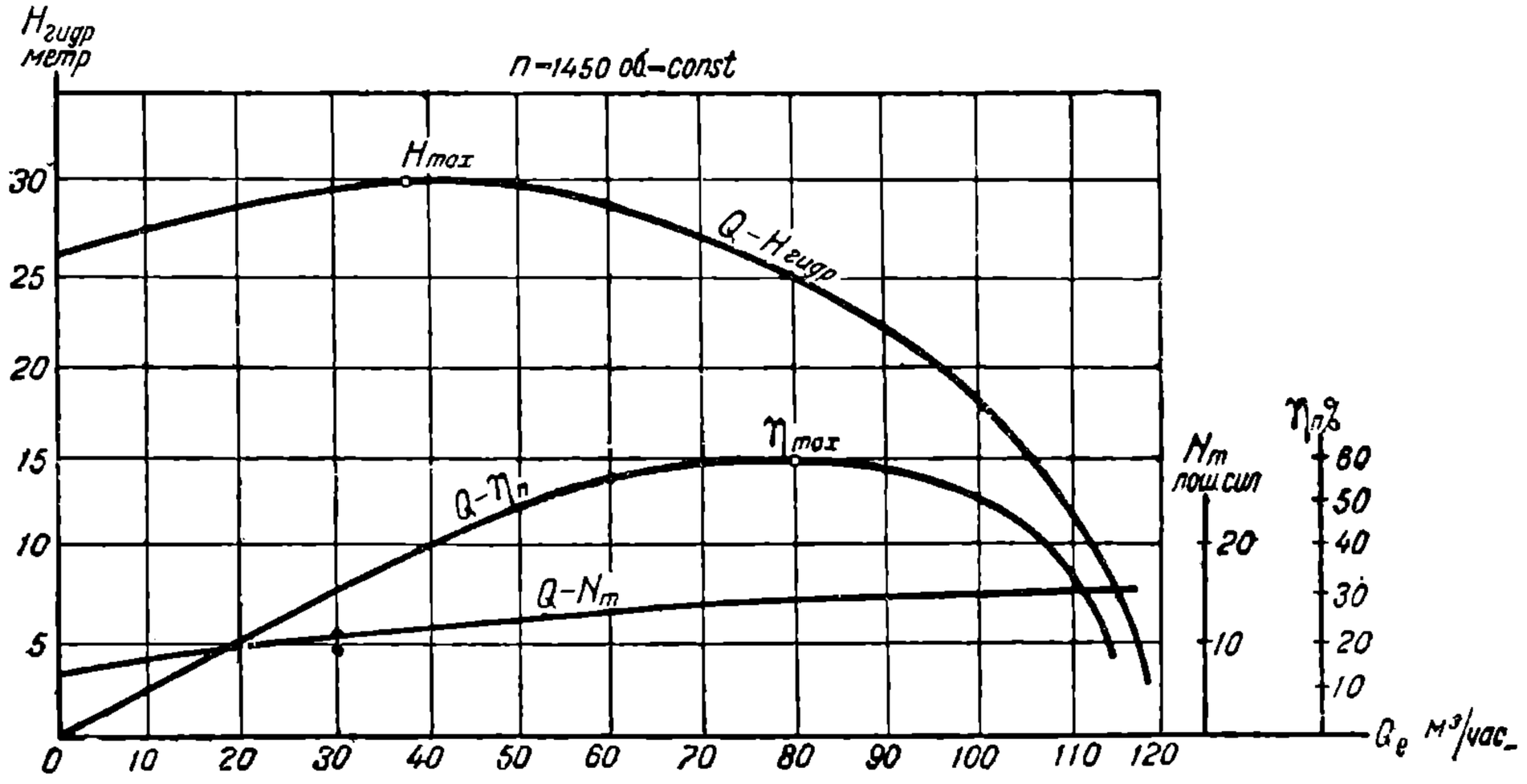
В дальнейшем рассматриваются два случая работы центробежных насосов, имеющие место в ж.-д. установках для подачи воды: 1) на постоянный геометрический напор, с переменным числом оборотов, и 2) на переменный напор, с постоянным числом оборотов, т. е. те же случаи, что рассматривались и в поршневых насосах (§ 9).



Фиг. 83. Характеристики центробежного насоса при разном числе оборотов и постоянном напоре.

1 случай. Насос работает при различном числе оборотов на постоянный геометрический напор. На фиг. 83 приведены характеристики Q_e, N_m и η_n, в зависимости от изменения числа оборотов при постоянном полном напоре $H_г = 30$ *м* = const, одного из типов центробежных насосов с направляющим аппаратом [1], строящихся в Германии фирмой Amag-Hilpert.

Подача воды насосом начинается не сразу после его пуска, а лишь после того как число оборотов достигнет определенной величины — в данном



Фиг. 84. Характеристики центробежного насоса при постоянном числе оборотов и разном напоре.

случае 1027 оборотов в минуту. С ростом n увеличивается Q_e и N_m, причем это изменение происходит не по указанному ранее в формуле (67) закону пропорциональности, а несколько в иной форме. Так, например, на некоторых участках при увеличении n на 1%, Q увеличивается на 8%.

Коэффициент полезного действия $\eta_п$ сначала увеличивается от 0 до некоторого максимума $h_п = 0{,}77$, а затем начинает снова падать.

---

[1] Инж. Л. Кванц—„Современные центробежные насосы", 1929 г., стр. 53.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Если сравнить полученную характеристику центробежного насоса с характеристикой поршневого (фиг. 24) при тех же условиях работы, то можно заметить между ними следующую разницу.

В поршневом насосе, как бы мало число оборотов поршня ни было, подача воды Q_e и полный коэффициент полезного действия $h_п$ всегда будут больше нуля, а рост мощности N_m начинается одновременно с ростом подачи жидкости и началом работы насоса.

В центробежных насосах Q_e и $\eta_п$ появляются лишь спустя некоторое время после начала работы, когда число оборотов достигает определенной величины для данного насоса; до этого же момента вода вращается вместе с лопастями, но вперед не подается, т. е. $Q_e = h_п = O$.

2 случай. Насос работает при постоянном числе оборотов. На фиг. 84 в качестве примера показаны характеристики центробежного двухступенчатого насоса, изготовлявшегося Ленинградским государственным металлическим заводом, для случая $n = 1450$ оборотов в минуту.

При закрытой задвижке и числе оборотов $n = 1450$ подача воды, конечно, происходить не будет, но рабочее колесо, вращаясь в **„неподвижной воде"**, создает в этот момент напор около $H_г = 26$ *м*. Во избежание большого нагрева воды и порчи насоса, работа при закрытой задвижке должна занимать небольшой промежуток времени. При постепенном открытии задвижки, т. е. увеличении подачи воды Q_e, будет происходить возрастание $H_г$, $h_г$ и N_m, причем $H_г$ и $h_п$, постепенно увеличиваясь, достигают определенного максимума, после чего начинают падать, стремясь к нулю.

В первую очередь своего максимума достигает кривая $H — Q$. Падение этой кривой в левую сторону от наивысшей точки происходит вследствие малой производительности внутри насоса, вызывающей появление водоворотов, а падение кривой в правую сторону — из-за роста внутренних сопротивлений от увеличения количества проходящей жидкости.

Участок кривой $H — Q$ — от начала ее до наивысшей точки — называют **турбулентной зоной.**

Замечено, что тот насос является лучшим, у которого: кривая $H — Q$, вправо от турбулентной зоны, имеет более пологий характер, начальное давление при закрытой задвижке ближе расположено по высоте к точке H_{max} и сама точка H_{max} отстоит недалеко от оси ординат, т. е. у которого длина турбулентной зоны короче.

Изменение кривой N_m происходит все время в сторону увеличения, причем характер ее мало отличается от прямой. Из приведенных характеристик видно, что в данном насосе коэффициент полезного действия приобретает наибольшее значение $h_п = 0{,}6$, при $Q_e = 80$ *м*^{3} и $H_г = 15$ *м*; наибольшей высоты подачи $H_г = 30$ *м* можно достичь путем открытия задвижки на соответствующую величину, пропускающую жидкость в объеме $Q_e = 38$ *куб. м*. Полный коэффициент полезного действия насоса снизится при этом до $h_п = 0{,}37$.

Найдя опытным путем один комплект кривых $H — Q$, $h_п$ и N_m для одного определенного числа оборотов n, строят по ним, пользуясь законом динамического подобия, ряд других аналогичных кривых, соответствующих другому числу оборотов того же насоса; новое число оборотов берется при этом произвольно, но сообразуясь с числом оборотов, которое может дать двигатель. Опытом установлено, что в центробежных насосах, исключая насосы с большим коэффициентом быстроходности (например, насосы с лопатками двойной кривизны), отношение $\frac{Q}{\sqrt{H}}$ является для данного насоса величиной постоянной, в тех пределах работы насоса, когда: 1) взятое произвольно число оборотов насоса меньше найденного опытным путем и обусловленного конструкцией самого насоса максимального числа оборотов этого насоса, незначительно (не более 1,5 — 2 раз) отличаясь от предельного; 2) работа насоса в новых условиях не происходит вблизи его максимальной производительности и вообще

НТБ УДУНТ (ДГТ)

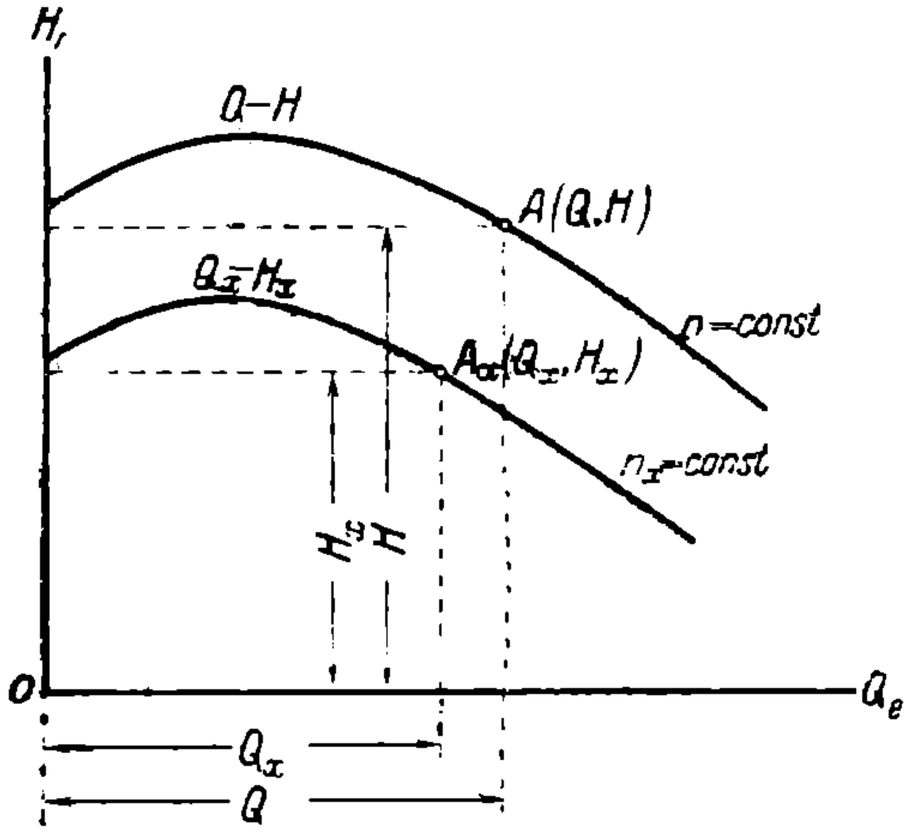
в тех случаях, когда отсутствуют опасности резкого изменения нормального режима, существующие, например, в турбулентной зоне и рядом с ней, на границе допускаемой высоты всасывания и т. д. В упомянутых случаях, как уже указывалось выше,

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = k = \text{const};$$

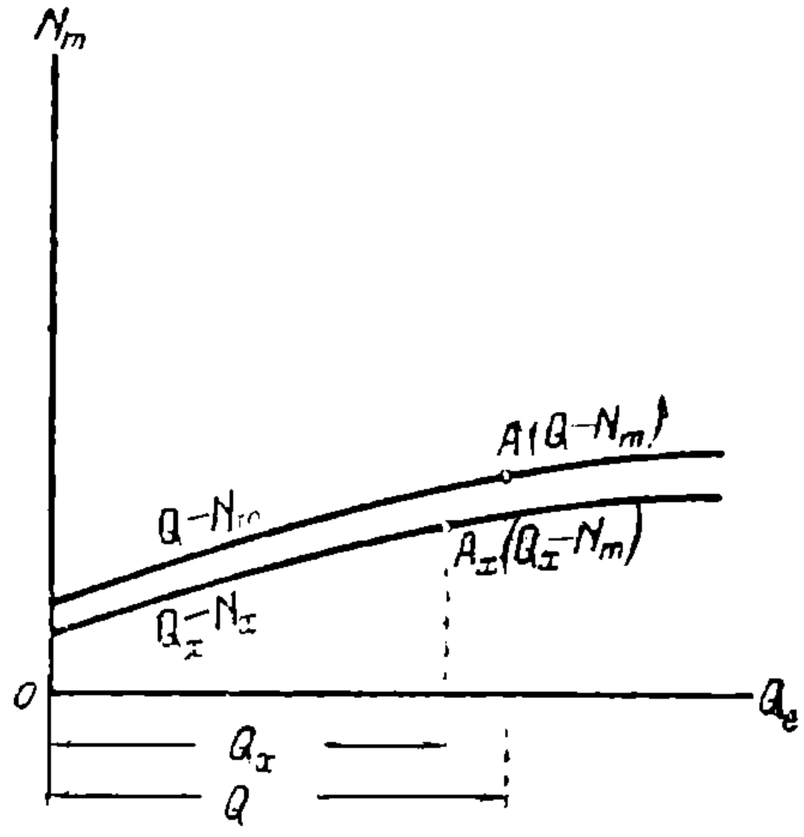
откуда

$$Q = k\sqrt{H} \text{ или } Q^2 = BH,$$

где постоянное число $k = \sqrt{B}$ представляет собой **характеристику данного насоса**, а уравнение $Q^2 = BH$ — уравнение параболы; при этом коэффициент полезного действия насоса остается постоянным, если не считать некоторых небольших отклонений, не имеющих особого практического значения. Благо-



Фиг. 85.



Фиг. 86.

даря этому в формуле (67), выражающей закон динамического подобия, выпадает отношение $\frac{\eta^1_n}{\eta_n} = 1$ и она принимает вид

$$\frac{n}{n_1} = \frac{Q}{Q_1} = \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H_1}} = \frac{\sqrt[3]{N_m}}{\sqrt[3]{N^1_m}}. \qquad (67)$$

Таким образом, если кривые $H - Q$ и N_m, найденные опытным путем для числа оборотов n, имеют вид, показанный на фиг. 85, то кривые $H_x - Q_x$ и N_{mx}, соответствующие другому числу оборотов n_x, могут быть построены, пользуясь формулой (67). Обозначим отношение

$$\frac{n}{n_x} = b_x = \text{const};$$

тогда

$$Q_x = b_x Q;\ H_x = b_x^2 H;\ Nm_x = b_x^3 N_m.$$

Так как полный коэффициент полезного действия центробежного насоса равен

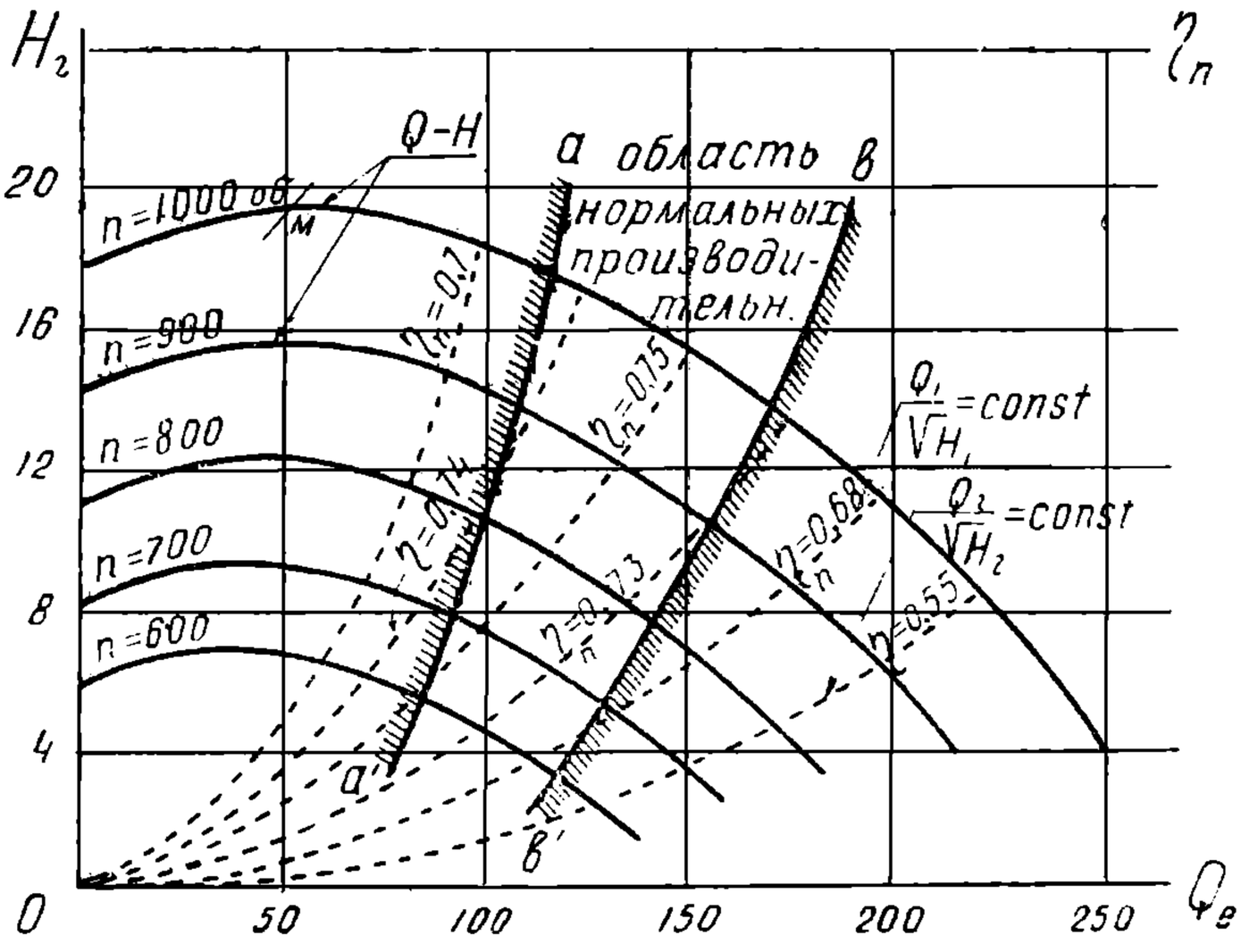
$$h_n = \frac{N_e}{N_m} = \frac{\gamma Q_e H_r}{60 \cdot 75\ N_m},$$

то, пользуясь значениями координат точек, расположенных на вновь построенных кривых $Q_x - H_x$ и $Q_x - N_{mx}$ на фиг. 85 и 86 и подставляя их в формулу h_n, строят кривую h_{nx}, соответствующую тому же числу оборотов насоса n_x. Проделав таким образом вычисления для нескольких значений n, можно получить целый

НТБ УДУНТ (ДИТ)

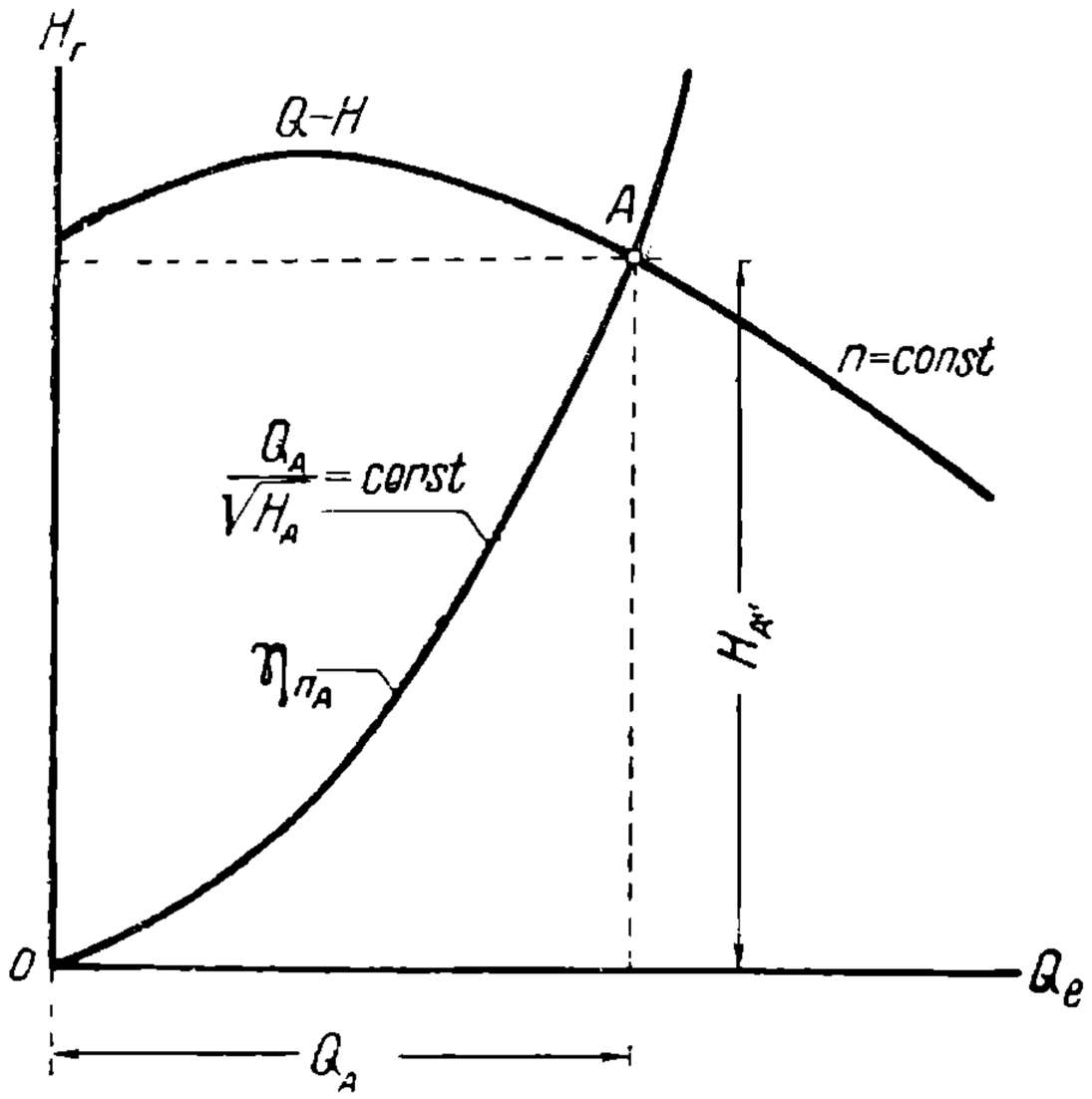
пучок соответствующих кривых $Q-H$, $Q-N_m$ и $Q-\eta_n$, показанных в качестве примера на фиг. 87, для случаев $n=600$, 700, 800, 900 и 1000 обор. мин.[1]

Некоторые из наших заводов („Борец" и друг.), изготовляющих стандартные центробежные насосы, начали за последние годы опубликовывать такого рода характеристики, выпуская их при этом не для каждого насоса в отдельности, а для каждого стандарта. С целью большей гарантии в правильности работы насосов заводы, выпуская характеристики насосов, обычно указывают сами рекомендуемую область пользования кривыми, отмечая ее границы заштрихованными линиями *а-а* и *в-в*[1] (фиг. 87).



Фиг. 87.

Область эта расположена в наиболее пологих частях кривых $Q-H$, т. е. там, где режим работы и характер его изменения наиболее устойчив и закономерен, а коэффициент полезного действия насоса — наивысший. Упомянутая область носит название **области нормальных производительностей насоса**.



Фиг. 88.

Фиг. 85—88. Характеристики центробежного насоса.

Выше указывалось, что при работе насоса в области нормальных производительностей координаты соответствующих точек A на кривых $Q-H$ находятся в одинаковой зависимости, равной

$$\frac{Q_A}{\sqrt{H_A}}=K_A,$$

или

$$Q_A=B_A^2 H_A.$$

При этом и коэффициенты полезного действия, соответствующие тем же точкам A, остаются без изменения, т. е. равны между собой.

Следовательно, если для какой-либо точки A кривой $Q-H$ (фиг. 88) известен коэффициент полезного действия насоса η_n, то все точки одинаковых коэффициентов полезного действия для других точек следующих кривых Q_x-H_x лежат на параболе, имеющей уравнение $Q^2=CH$ и проходящей через точку A.

Таким образом, кривая характеристики насоса для случая работы его, выраженной точкой A (H_1Q_1n), является одновременно и кривой одинаковых

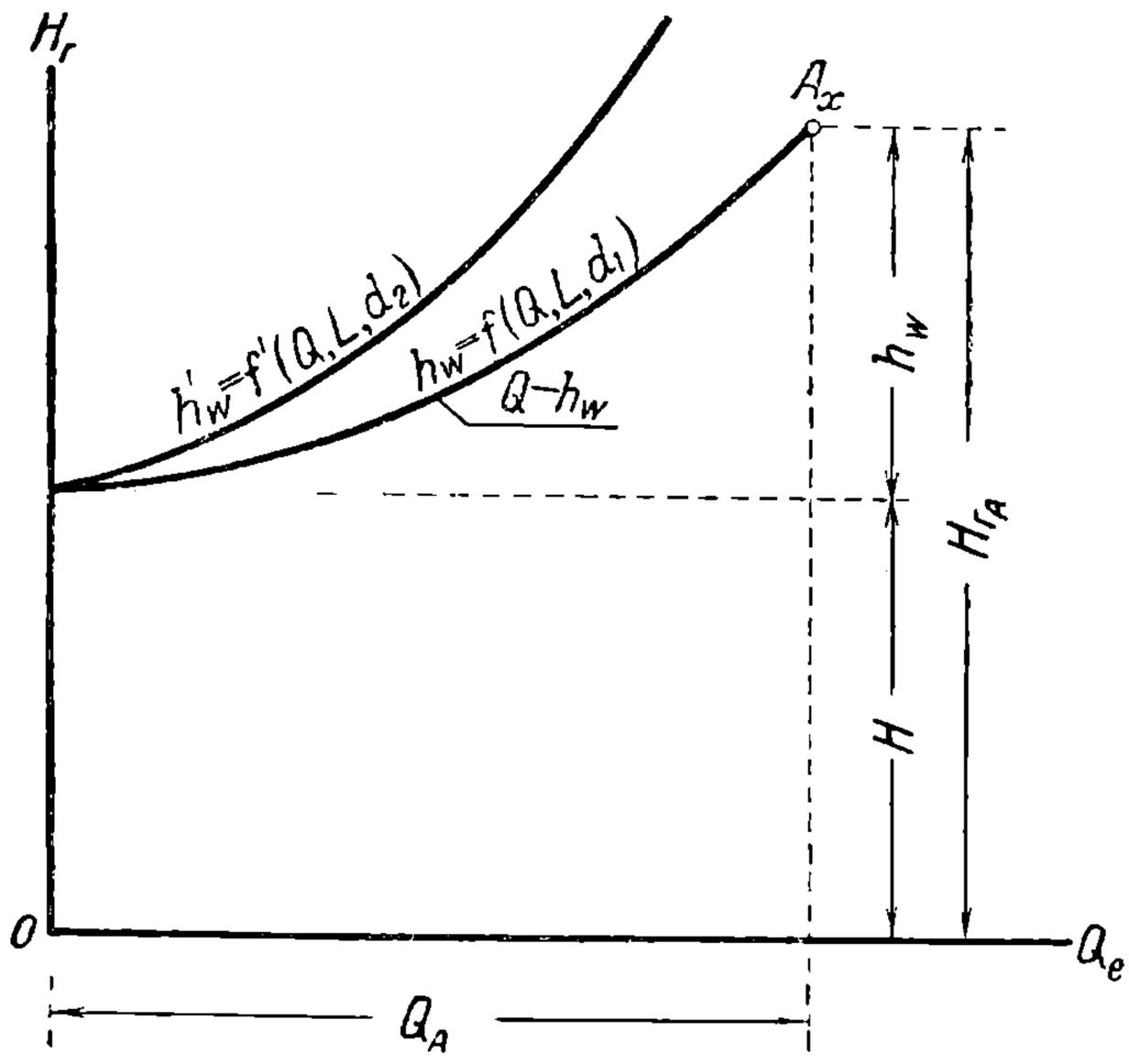
[1] Кривые $Q-N_m$ на данной фигуре для ясности чертежа не указаны.

НБ УДУНТ (ДИТ)

коэффициентов полезного действия насоса, соответствующей работе его, для условий, выраженных точками A, A_1, A_2, ...A_x. Наоборот, кривые одинаковых коэффициентов полезного действия (фиг. 87) являются одновременно и характеристиками насоса для условий работы его, выраженных координатами точек A, A_1, A_2, ... A_x.

Кроме приведенных кривых, характеризующих работу насоса, на практике, при выяснении условий работы насоса приходится вычерчивать кривые, показывающие работу напорного и всасывающих трубопроводов, т. е. h_w. Зная размеры диаметров и длины трубопроводов (или задаваясь ими) и пользуясь известными формулами гидравлики, приведенными в § 7, находят для разных производительностей Q соответствующие гидравлические потери напора h_w, складывая h_w с геометрической высотой подачи жидкости H, находят соответствующие значения $H_г = H + h_w = H + aQ^2$.

На фиг. 89 для примера даны две характеристики трубопровода, показывающие, какой напор требуется для пропуска различных количеств воды через данный трубопровод, имеющий длину L, при диаметре труб d_1 и d Если нанести характеристики трубопровода на характеристики насоса, то получим ясную картину работы всей насосной установки.



Фиг. 89. Характеристики работы трубопровода (внешней сети).

Из всего изложенного выше видно, что для полного и всестороннего изображения условий работы центробежного насоса приходится иметь дело с 5 видами характеристик, показанными на фиг. 90 для одного частного случая работы насоса, при одном постоянном числе оборотов, равном n.

Кривая 1 или $Q - H_г$ показывает, как изменяется при постоянном числе оборотов напор $H_г$ от изменения его расхода Q (путем открытия или закрытия задвижки на напорном трубопроводе).

Кривые 2 и 3 — или $Q - N_m$ и $Q - \eta_п$ показывают изменение $\eta_п$ и N_m от увеличения расхода Q, при том же числе оборотов n. Значения $\eta_п$ и N_m, и соответствующие им значения Q, откладываются отрезками ординат в специальных масштабах, отдельных для $\eta_п$ и N_m, указываемых обычно сбоку и параллельно главной оси координат H.

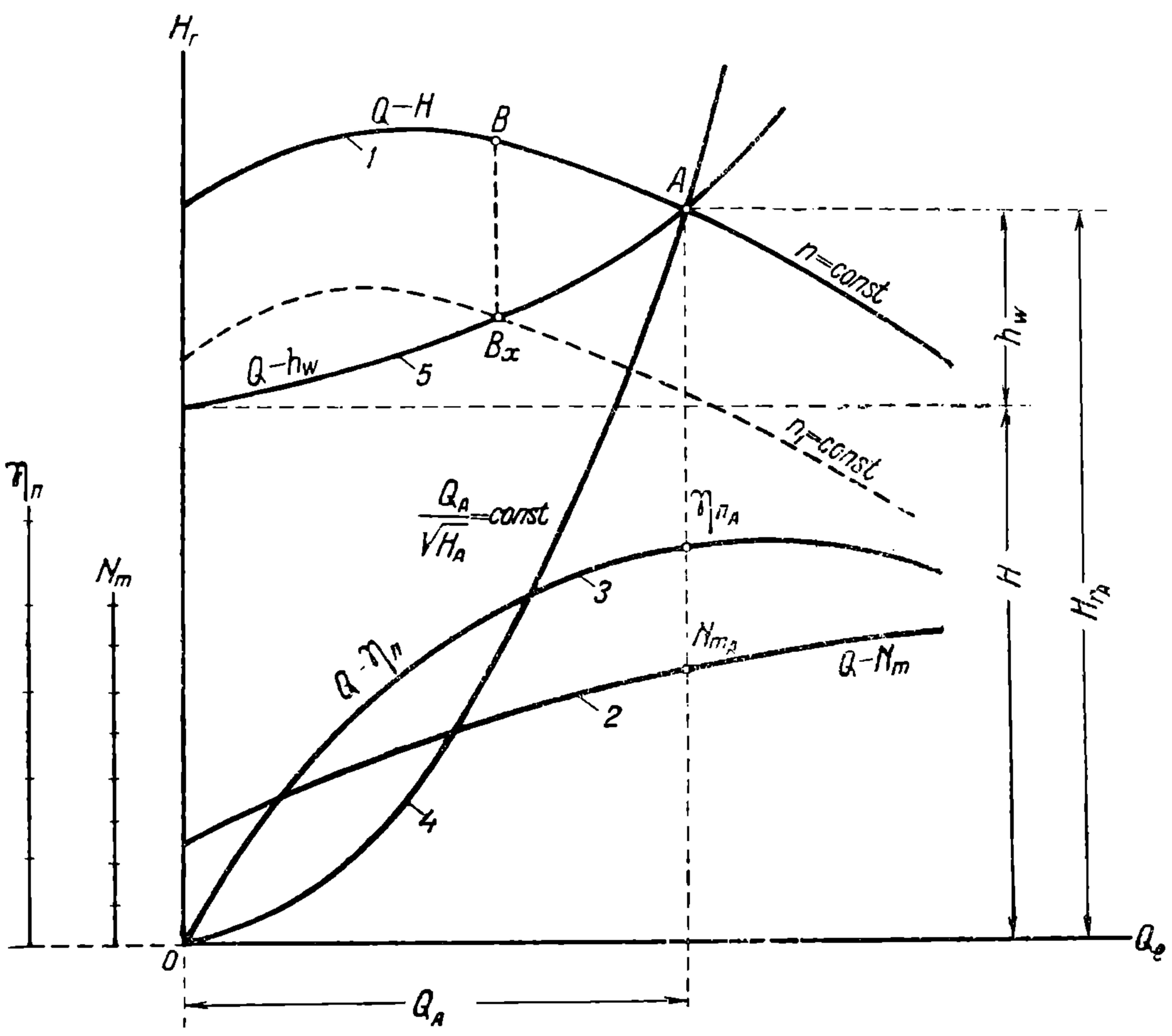
Кривая 4 показывает характеристику насоса $\frac{Q}{\sqrt{H}} = \text{const}$ для случая работы насоса, обусловленной координатами точки A, т. е. при подаче воды в количестве Q на высоту $H_г$. Эта же кривая соответствует значению коэффициента полезного действия насоса η_A. Для получения того же коэффициента полезного действия η_A при ином числе оборотов насоса, например, n_x, которому соответствует положение точки A_x, условия работы насоса должны так измениться, чтобы все кривые $Q_x - H_x$, $Q_x - N_m$ и $H_г$ проходили через точку A_x.

Кривая 5 является характеристикой трубопровода, имеющего определенные L и d, и показывает изменение h_w, в зависимости от изменения подачи воды Q.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Приведенные на фиг. 90 характеристики насосной установки показывают, что при числе оборотов, равном n, насос будет подавать по данному трубопроводу воду в количестве Q на высоту $H_г$, с коэффициентом полезного действия $\eta_п$, и расходовать мощность N_m. Если уменьшить число оборотов или увеличить напор (например, путем надстройки водоемного здания с установкой второго бака) до таких размеров, при которых кривая $Q-h_w$ будет проходить выше кривой $Q-H$, то подачи воды насосом по данному трубопроводу происходить совсем не будет.

Для того чтобы понизить производительность насоса до величины $Q_в$, придется или уменьшить число оборотов до такой величины n_2, при которой



Фиг. 90. Совмещенные характеристики центробежного насоса и трубопровода.

кривая $Q-H$ пересечет кривую $Q-h_w$ в точке B_x, имеющей абсциссу, равную $Q_в$, или же оставить число оборотов прежним, т. е. равным n-const, но закрыть задвижку до таких пределов, при которых будет происходить подача $Q_в$; часть напора, выраженная величиной отрезка ординаты $B-B_к$, и соответствующая ей мощность будут при этом поглощены задвижкой.

Ниже, в §§ 21—23, для лучшего уяснения работы центробежных насосов, рассмотрено решение нескольких задач из числа встречающихся в повседневной практике проектирования и эксплоатации ж.-д. насосных установок.

§ 18. Классификация центробежных насосов.

Классификация центробежных насосов обычно производится по трем признакам: 1) конструктивным особенностям устройства, 2) высоте напора, и 3) по направлению водяной струи в рабочем колесе насоса.

НБ УДУНТ (ДПТ)

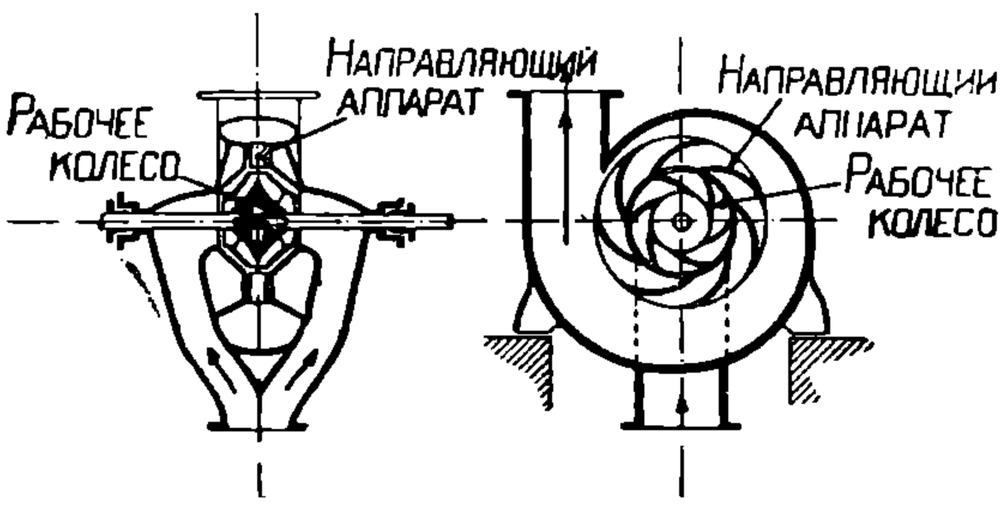
По **конструктивным особенностям** все центробежные насосы, в зависимости от расположения вала, делятся на две основных группы—**горизонтальные и вертикальные.**

Каждая из основных групп, в свою очередь, разделяется на насосы с направляющим аппаратом и без направляющего аппарата, с односторонним и двусторонним впуском, одноколесные и многоколесные, с ременной передачей и непосредственной передачей и т. д.

По напору различают насосы **низкого давления** (до 15 *м*), **среднего давления** (до 40 *м*) и **высокого давления** (свыше 40 *м*). [1]

И, наконец, по направлению водяной струи в рабочем колесе, центробежные насосы различаются на: радиальные, аксиальные, полуаксиальные и ротационные.

Деление насосов по последнему из приведенных признаков основано на следующем: в центробежных радиальных насосах вода при вращении рабочего колеса входит в это колесо вдоль его оси (фиг. 80—81), а затем, откло-



Фиг. 91. Схема центробежного одноколесного насоса с направляющим аппаратом (турбинного).

няясь, приобретает, с помощью центробежной силы, движение и скорость, направленные в плоскости, перпендикулярной оси насоса, благодаря чему эти насосы и получили название центробежных радиальных или просто центробежных насосов. В аксиальных, или иначе осевых вращательных насосах, при вращении рабочего колеса, состоящего из двух цилиндрических стенок, расположенных параллельно оси насоса, с находящимися внутри их лопатками, вода движется в колесе (внутри упомянутых цилиндров), передвигаясь винтообразно параллельно оси насоса, благодаря чему эти насосы и получили указанное выше название. Полуаксиальные насосы представляют собой комбинацию радиальных насосов с аксиальными. Ротационные насосы по своему действию и устройству весьма схожи с ротационными компрессорами, описание которых приведено ниже в § 41.

Аксиальные и полуаксиальные насосы применяются, главным образом, для подачи большого количества воды на малую высоту (не более 5 метров); [2] ротационные насосы нашли себе применение преимущественно в конструкциях самовсасывающих насосов (насосы „Эльмо“ и друг.).

Имея ввиду, что:

1) при малых производительностях насосов, применяющихся на железных дорогах, некоторые из указанных групп насосов совсем не строятся, а те, что строятся, не имеют при этих производительностях заметных преимуществ и недостатков;

2) железные дороги стремятся, по возможности, стандартизировать и типизировать оборудование насосных станций,—в дальнейшем нами будут рассматриваться лишь центробежные радиальные насосы, как имеющие наибольшее распространение на ж.-д. транспорте.

Насос без направляющего аппарата изображен на фиг. 80 и 93, с направляющим аппаратом—на фиг. 91 и 94.

Направляющий аппарат (диффузор) устраивается внутри камеры насоса с той целью, чтобы устранить удары и водовороты жидкости, стекающей с лопастей рабочего колеса, и направить ее к выходному отверстию с постепенным превращением скорости в напор. Лопасти направляющего аппарата делаются в виде серпа, кривой с двоякой кривизной, двойных лопастей и т. д. Опытным путем найдено, что наилучшим очертанием кривой лопастей направляющего аппарата является то, при котором происходит наиболее равномерное изменение дви-

---

[1] Указанная классификация насосов по напору особого распространения в практике не получила.

[2] Сущность устройства и действия о аксиальных насосов подробно изложена в статье инж. Г. Лембке (Von Dipl. Ing. H. Lembke). „Специальные проблемы в производстве центробежных насосов“. Журнал русско-германский „Вестник науки и техники“ № 12—1932 г.

НБ УДИНТ (ДПТ)

жения воды в направляющих лопастях и непрерывное создание напора. Направляющий аппарат дает возможность повысить коэффициент полезного действия насоса на 10—15%.

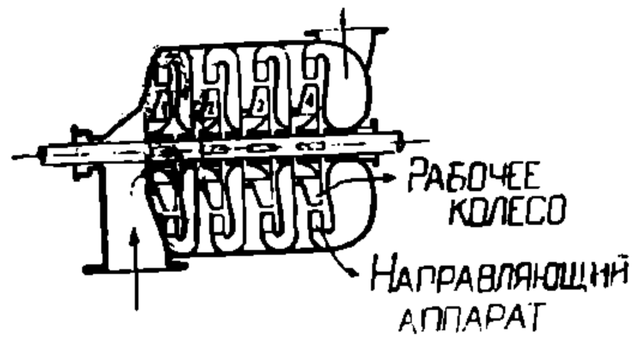
Следует заметить, что некоторые авторы (проф. Бурдаков А. А., инж. Смарагдов Д. и др.) насосы с направляющим аппаратом называют „турбинными", а без аппарата „центробежными". На железных дорогах такое подразделение не получило распространения; термину „центробежные насосы" до сего времени дается обобщающее значение, в то время как термин „турбинные" применяется только как один из типов центробежных насосов (например, центробежный насос турбинного типа, центробежный насос простого типа и т. д.).

Впуск жидкости в рабочее колесо производится или с одной стороны (фиг. 80), или с двух (фиг. 91). Главнейшим достоинством одностороннего впуска является большая компактность камеры и наличие только одного сальника, а недостатком его — некоторая неравномерность в распределении давления вала на подшипники и большая потеря напора на сопротивления при входе.

В насосах с двухсторонним впуском неравномерность осевого давления на подшипники понижена и, кроме того, вода, протекая по двум направлениям, подходит к рабочему колесу с меньшей потерей напора. К недостаткам двустороннего впуска относится некоторая сложность в форме корпуса и наличие двух сальников.

Для выравнивания осевого давления в насосах с большой высотой нагнетания существует несколько способов, как, например: устройство кольцевых заточек и криволинейных шайб у рабочего колеса, установка разгрузочных тарелок у подшипников или за последним колесом и т. д.

Насосы, работающие на большой напор, устанавливаются или с одним рабочим колесом, или с несколькими, соединенными последовательно. В первом случае они называются **одноколесными** (или одноступенчатыми), во втором, в зависимости от числа колес, двухколесными, трехколесными и т. д., и наконец многоколесными (или соответственно—двухступенчатыми, трехступенчатыми и т. д. и многоступенчатыми).



Фиг. 92. Схема центробежного многоколесного турбинного насоса.

Несмотря на то, что одним рабочим колесом можно получить напор до 100 *м*, почти исключительным распространением пользуются все же многоколесные насосы, так как при всех равных условиях работы коэффициент полезного действия их выше, чем у одноколесных, а само изготовление и эксплоатация — проще.

Схема одноколесного центробежного насоса показана на фиг. 80 и 91, а многоколесного (четырехколесный) — на фиг. 92.

Многоколесные насосы устраиваются из нескольких рабочих колес с односторонним впуском, насаженных последовательно один за другим на общий вал. Число колес берется в зависимости от полной высоты подъема, причем каждое колесо конструируется в большинстве случаев таким образом, чтобы увеличить в нем напор в обычных условиях, примерно, на 15-50 *м*, а в исключительных случаях меньше или больше. Число колес в насосе в настоящее время доводят до 10, причем рекомендуется, чтобы число не превосходило 6—8, во избежание могущих быть искривлений чрезмерно длинного вала и больших усилий.

Для краткости в технической литературе распространены следующие обозначения характерных особенностей центробежных насосов:

$$d_{мм} \times K \times H_{г\ мтр}.$$

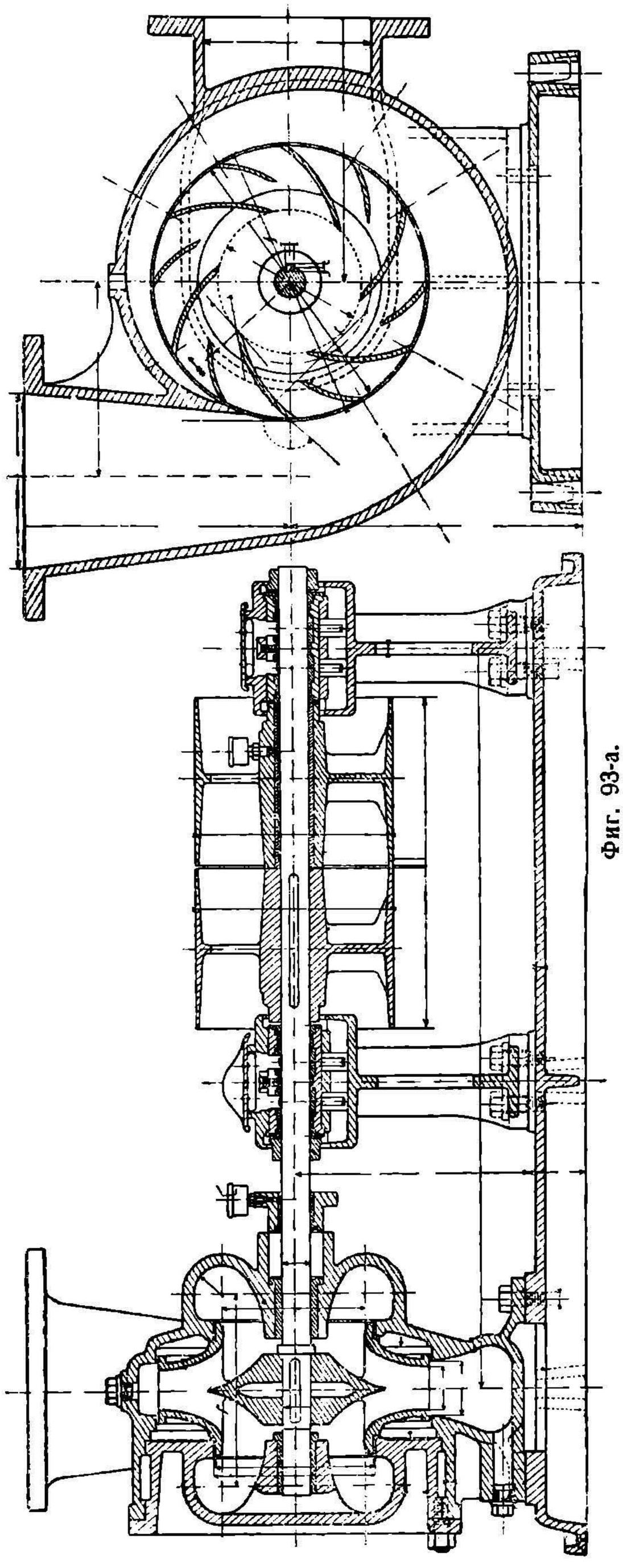
где

K — число рабочих колес (ступеней),
d — диаметр всасывающего и напорного трубопроводов в *мм*
$H_г$ — полный гидродинамический напор насоса в *м*.

Например, трехколесный насос, с диаметром труб $d = 100$ *мм* и полным напором $H_г = 90$ *м*, будет обозначаться 100 *мм* $\times 3 \times 90$ *м* или $4'' \times 3 \times 90$ *м*.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Ниже рассматриваются лишь главные типы тех насосов, которые имеют наибольшее значение для железнодорожного водоснабжения, т. е. сравнительно небольшой производительности (до 600 *куб. м* в час) и напором не свыше 100—150 *м*.



Фиг. 93-а. Разрезы центробежного одноколесного приводного насоса без направляющего аппарата с двумя шкивами.

КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

§ 19. Горизонтальные центробежные насосы дляременной передачи от двигателя.

Конструкция центробежных насосов зависит, главным образом, от высоты подъема, производительности, рода двигателей, приводящих их в действие, и способов привода.

Переходя к рассмотрению конструкций центробежных насосов, необходимо отметить, что несмотря на то, что уже в 1931 году постройкой различных типов насосов занимались в нашем Союзе 23 завода и в том числе постройкой центробежных насосов 10 заводов:[1] („Борец", „Красный Факел," „имени Чичерина", „Мелитопольский„, „Одесский", „Знамя Труда", „Сумской", „Горловский", „Миусский" и „Возрождение"), до сего времени не имеется опубликованных полных прейс-курантов на насосы (как, впрочем, и по другому водопроводному оборудованию), строящиеся в СССР, с детальной технической характеристикой и чертежами каждого

Фиг. 93-б.

Фиг. 93 а, б. Разрезы центробежного одноколесного приводного насоса без направляющего аппарата с двумя шкивами.

[1] Насосы. Номенклатура. Изд. ВОМТа 1931 г.

НБ УДУНТ (ДИТ)

насоса, что чрезвычайно затрудняет работу по их подбору и в результате нередко приводит к недостаточно рациональным выбору, установке и эксплоатации оборудования.

В дальнейшем указаны типы горизонтальных насосов завода „Борец“ в Москве.

А. Одноколесный центробежный насос без направляющего аппарата. Поперечный и продольный разрезы и внешний вид насоса этого типа изображены на фиг. 93-а и 93-б. Насос устроен для ременной передачи с двумя шкивами—холостым и рабочим (коренным). Впуск воды—двухсторонний. Корпус и колесо изготовляются из чугуна, а вал—из стали. Для осмотра лопастей, сбоку расположена крышка, закрепленная болтами; подшипники с кольцевой смазкой и вставными втулками, залитыми белым (антифрикционным) металлом. Полный коэффициент полезного действия насоса такого типа колеблется в среднем от 0,45 до 0,60. В таблице 30 даны нормальные размеры шкивов, а в таблице 31—производительность и число оборотов насосов этого типа.

ТАБЛИЦА 30

Нормальные размеры шкивов одноколесных центробежных насосов, изображенных на фиг. 93-а и 93-б.

Диаметры всасыв. и нагнет. отверстий насоса в *мм*		38	50		100	125	150	175
Диаметр шкива в *мм*	При $H_г \leq 20$ *м*	90	225	200	160	125	120	100
	При $H_г > 20$ *м*	—	250	225	160	125	120	100
Ширина шкива в *мм* .		60	160	135	125	120	100	90

ТАБЛИЦА 31

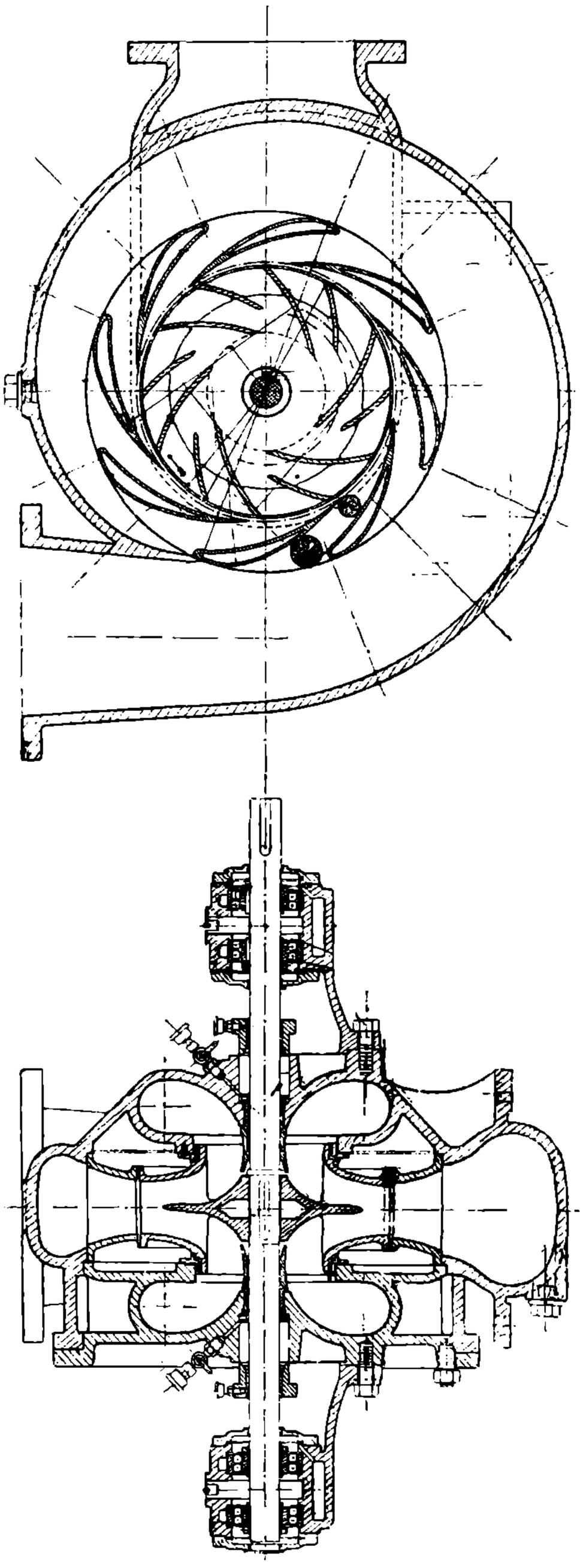
Производительность и число оборотов одноколесных центробежных насосов без направляющего аппарата завода „Борец“ (к фиг. 93-а и 93-б).

Диаметр всасыв. и нагнет. отв. в насосе	Производительность нас. *куб. м* в час	Полный напор в *м* ($H_г$)												
		4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
		Число оборотов в минуту												
40	5,9	1 410	1 520	1 710	1 910	2 070	2 220	2 380	2 475					
	7,4	1 450	1 550	1 730	1 930	2 085	2 235	2 390	2 490	2 595				
	8,9	—	1 570	1 750	1 950	2 100	2 250	2 400	2 500	2 610				
50	11,8	1 010	1 130	1 235	1 300	1 400	1 520	1 685	1 845					
	14,8	1 040	1 150	1 255	1 320	1 420	1 535	1 695	1 855	1 990				
	18,5	—	1 170	1 270	1 340	1 440	1 550	1 700	1 860	2 000				
75	25,8	930	1 040	1 120	1 230	1 340	1 420	1 530	1 630					
	33,2	950	1 060	1 140	1 255	1 365	1 440	1 535	1 635	1 710				
	36,9	—	1 075	1 150	1 270	1 380	1 450	1 540	1 640	1 720				
100	59,0	800	950	1 060	1 170	1 260	1 330	1 400	1 475					
	66,4	840	965	1 075	1 185	1 270	1 340	1 410	1 485	1 555				
	73,8	—	980	1 090	1 195	1 280	1 350	1 420	1 495	1 565				
125	81,2	760	830	940	1 000	1 085	1 165	1 245	1 320					
	92,2	790	850	955	1 025	1 100	1 180	1 255	1 325	1 375				
	103,3	—	870	970	1 050	1 130	1 190	1 260	1 330	1 380				
150	132,8	612	720	840	916	1 000	1 070	1 150	1 230					
	151,3	710	730	850	921	1 010	1 078	1 157	1 238	1 330	1 405	1 440	1 495	1 570
	169,7	—	745	865	930	1 020	1 085	1 165	1 245	1 342	1 420	1 452	1 505	1 582
175	189,9	558	655	762	835	910	972	1 045	1 120					
	189,9	645	665	772	840	920	980	1 052	1 123	1 210	1 275	1 310	1 360	1 430
	243,5	—	678	788	847	928	988	1 060	1 132	1 291	1 290	1 322	1 370	1 440
200	300	612	665	720	785	900	949	1 032	1 110		—	—	—	—

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Вращение вала насоса производится по часовой стрелке, смотря со стороны крышки насоса.

Из таблицы 31 видно, что, например, для подачи воды, 151,3 *куб. м* в час на полную высоту 8 *м* требуется 850 оборотов в минуту, а при подаче того же количества на высоту 26 *м* — 1495 оборотов в минуту. Высота подъема, при этом, возрастает в 3,25 раза, в то время как число оборотов увеличивается лишь в 1,76 раза.



Фиг. 94. Разрезы центробежного одноколесного насоса с направляющим аппаратом (турбинного).

Б. Одноколесный центробежный насос турбинного типа. Устройство насоса такого типа видно из фиг. 94. Насос имеет направляющий аппарат. Впуск воды — двухсторонний. Высота подъема—та же, что и в насосе, рассмотренном ранее на фиг. 93-а и 93-б, т. е. при Q_e —от 6 до 243 *куб. м*, соответственное значение $H_г$—от 4 до 28 *м*.

Подшипники — шарикового типа. Все части насоса могут быть разобраны и доступны для осмотра. Полный коэффициент полезного действия насосов данного типа равен $\eta_п = 0{,}5—0{,}7$.

В. Многоколесные центробежные насосы турбинного типа. Согласно выведенному ранее в § 15 основному уравнению центробежных насосов (65), гидравлический напор равен

$$H_г = \eta_г \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}$$

Скорости v_2 и u_2 являются здесь функциями величин R_2 и n, ибо $v_2 = \frac{2\pi \cdot R_2 n}{60}$, где R_2 — наружный радиус рабочего колеса, а u_2 связано с v_2 уравнением $c^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2 v_2 u_2 \cos \alpha_2$. Следовательно, величина напора $H_г$ в центробежных насосах зависит: а) для одного и того же насоса, т. е. $R_2 = \text{const}$, от числа оборотов n и производительности насоса Q_e; б) для насосов одной конструкции, но разных размеров R_2, при равном числе оборотов $n = \text{const}$ — от величины радиуса колеса R_2 и производительности Q_e, причем эта зависимость может быть выражена в данном случае пропорцией

$$\frac{H_г}{H'_н} = \frac{\sqrt{R_2}}{\sqrt{R'_2}} = \frac{\sqrt{Q_e}}{\sqrt{Q'_e}}$$

Однако, для увеличения диаметра рабочего колеса, так же как и для увеличения числа оборотов, существует, при подъеме определенного количества

НБ УДУНТ (ДПТ)

жидкости, известный предел. Дело в том, что диаметр рабочего колеса можно увеличить, не понижая качества работы насоса, лишь при увеличении ширины того же колеса, а тем самым, следовательно, и количества поднимаемой жидкости. При сохранении подачи определенного количества жидкости пришлось бы для достижения больших высот подъема увеличивать диаметр и соответственно уменьшать ширину рабочего колеса и в конечном итоге дойти до такого предела, при котором может возникнуть настолько сильное трение жидкости о стенки рабочего колеса и камеры и большие потери энергии, что насос окажется практически непригодным из-за низкого коэффициента полезного действия. Отсюда видно, что чем больше количество поднимаемой жидкости, тем большей высоты подачи ее можно достигнуть одним насосом. Что касается числа оборотов, то увеличение его также имеет свои пределы обычно, в первую очередь, из-за двигателей. Так, например, при электромоторах трехфазного тока с 50 периодами, соединенных непосредственно через муфту с насосом, практически достижимый максимум при современном уровне развития техники составляет 2900—3000 оборотов в минуту [1]. С целью большего увеличения числа оборотов насоса иногда прибегают к установке в качестве двигателя паровых турбин, могущих дать значительно большее число оборотов, чем электродвигатели, или, наконец, применяют особые зубчатые передачи. Однако, при чрезмерном увеличении числа оборотов, напряжения, возникающие от действия центробежных сил, в отдельных частях насоса могут возрасти до таких пределов, при которых окажется невозможным обеспечить этим частям необходимую прочность в силу технических обстоятельств или экономических соображений.

Поэтому на практике, для получения больших напоров, без особого увеличения числа оборотов и диаметра рабочего колеса, делают насосы из нескольких колес (ступеней), распределяя полную высоту подачи поровну на каждое колесо. Насосы такого рода получаются путем сборки соответствующего числа отдельных колес, насаженных на один общий вал и плотно прижатых один к другому с помощью болтовых или каких-либо иных скреплений. Если насос должен создать полный напор величиной $H_г$, то в двухколесных насосах на каждое колесо придется половина напора, т. е. $\frac{H_г}{2}$ в трехколесных $\frac{H_г}{3}$ и т. д. Следовательно, если бы для создания напора $H_г$ и подачи воды в количестве Q_e одноступенчатому насосу пришлось дать число оборотов, равное n_1, то двухступенчатому насосу для создания того же $H_г$ и подачи Q_e достаточно было бы дать n_2 оборотов

$$n_2 = n_1 \frac{\sqrt{H_г}}{\sqrt{\frac{H}{2}}} = n_1 \sqrt{2};$$

трехступенчатому насосу: $n_3 = n_1 \sqrt{3}$; вообще, для любого числа колес $к$ — $n_к = n_1 \sqrt{к}$. Однако, число колес в камере, во избежание чрезмерного удлинения вала и опасности его прогиба, обычно не должно превышать 10. В случае же необходимости получить такой напор, который не смог бы создать один насос, ставят два насоса, соединяя их таким образом, чтобы всасывающая труба второго насоса была одновременно напорной для первого. Указанное соединение насосов называется *последовательным*, в отличие от *параллельного*, когда оба насоса имеют каждый свою всасывающую трубу, но работают в общую напорную сеть. Из всего изложенного видно, что высота подъема, могущая быть достигнутой одним центробежным насосом, зависит от числа оборотов, числа колес (ступеней), диаметра рабочего колеса и количества подаваемой жидкости.

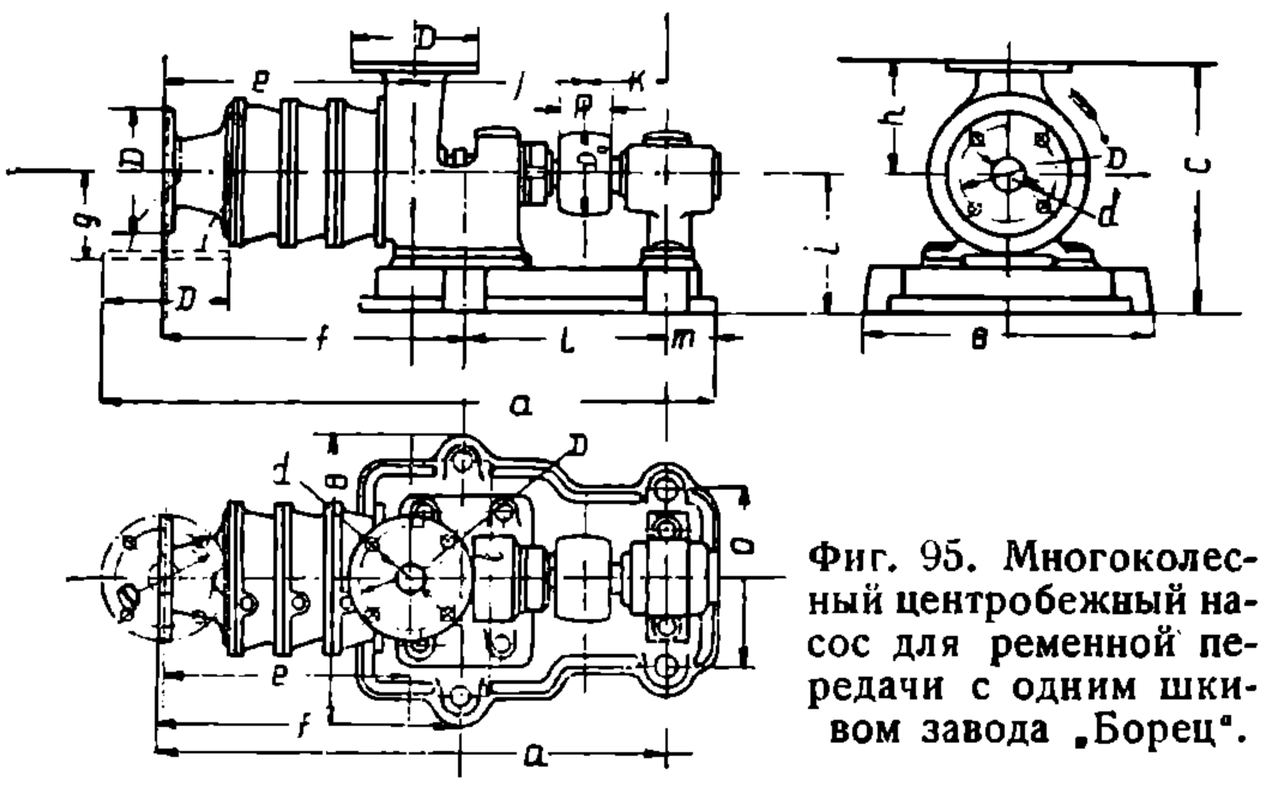
---

[1] „Deutsche Technik", № 11. 1929 г.
Обычно же трехфазные электродвигатели строятся с числом оборотов равным: 1500, 1000, 750 и 500 в минуту (см. § 69).

НБ УДУНТ (ДШТ)

Современное развитие техники машиностроения дает возможность подавать воду центробежными насосами на высоту в несколько тысяч метров; так, например, завод Klein, Schanzlin-Becker строит центробежные десятиступенчатые насосы, производительностью на 600—700 *л* в минуту с числом оборотов 2950, при высоте подачи в 1150—1300 *м*. Указанный напор осуществляется с помощью аггрегата, состоящего из двух последовательно включенных десятиступенчатых насосов с электромоторами, расположенными между ними. Тот же завод, применяя двойную зубчатую передачу с передаточным числом 1:3, 1, строит насосные аггрегаты с одним электромотором и двумя последовательно соединенными центробежными насосами, подающими в общем 1350 *л* в минуту, при $n = 4520$ об/м., на высоту 2300 *м* (230 атм).[1]

Для обеспечения необходимой прочности всасывающие и напорные днища, а также промежуточные части этих насосов изготовлены из цельного куска сименс-мартеновской стали, валы—из высококачественной стали Круппа, а рабочие колеса — из стального литья, плавленного в электрической печи. Кроме того, заграницей строятся насосы с одновременной подачей воды на разные высоты, путем присоединения напорных линий к разному числу колес насоса.



Фиг. 95. Многоколесный центробежный насос для ременной передачи с одним шкивом завода „Борец".

Для нужд ж.-д. водоснабжения, как указывалось уже ранее (§ 2), применяются многоступенчатые насосы для напора не свыше 10—15 атм. Насосы эти обычно устраиваются с односторонним впуском и направляющими аппаратами; при ременной передаче они имеют или два шкива — рабочий (коренной) и холостой (фиг. 96), или один только рабочий шкив (фиг. 95). Насосы с одним шкивом применяются при двигателях, имеющих плавный пуск и остановку, как, например, электродвигатели и паровые локомобили, а насосы с двумя шкивами — при нефтяных двигателях, а также во всех тех случаях, когда насосы приходится включать и выключать, не останавливая работы двигателя или трансмиссии.

На фиг. 95 изображен четырехколесный центробежный насос турбинного типа с одним рабочим шкивом. Корпус и направляющие аппараты у него чугунные, колеса бронзовые, а вал — стальной. Каждое колесо создает напор до 16 *м*, поэтому данный насос применяется для подачи воды на высоту от 49 до 64 *м*.

ТАБЛИЦА 32

Размеры четырехколесных центробежных насосов турбинного типа для ременной передачи с одним шкивом, изготовляемых на заводе „Борец" (стандарт *MR*—29) к фиг. 95.

p труб. *мм*	D	D_1		b		l	f	g	h		j	k	l	m	o	D_0	p	t
40	150	110	592	300	290	270	322	—	135	155	185	82	215	55	196	75	60	250
50	165	125	707	350	358	332	389	—	170	188	216	97	256	62	240	100	75	290
60	180	135	787	370	400	367	425	—	190	210	239	105	286	76	250	125	85	310
75	200	150	1 040	460	467	430	520	165	220	247	293	127	330	90	300	150	110	390
100	235	185	1 250	500	550	525	623	185	702	280	357	150	410	100	310	200	150	430

[1]) G. Weyland — „Hochdruch — Kreiselpumpen für grosse Förder-höhen", „Deutsche Technik" № 11, 1929 г.

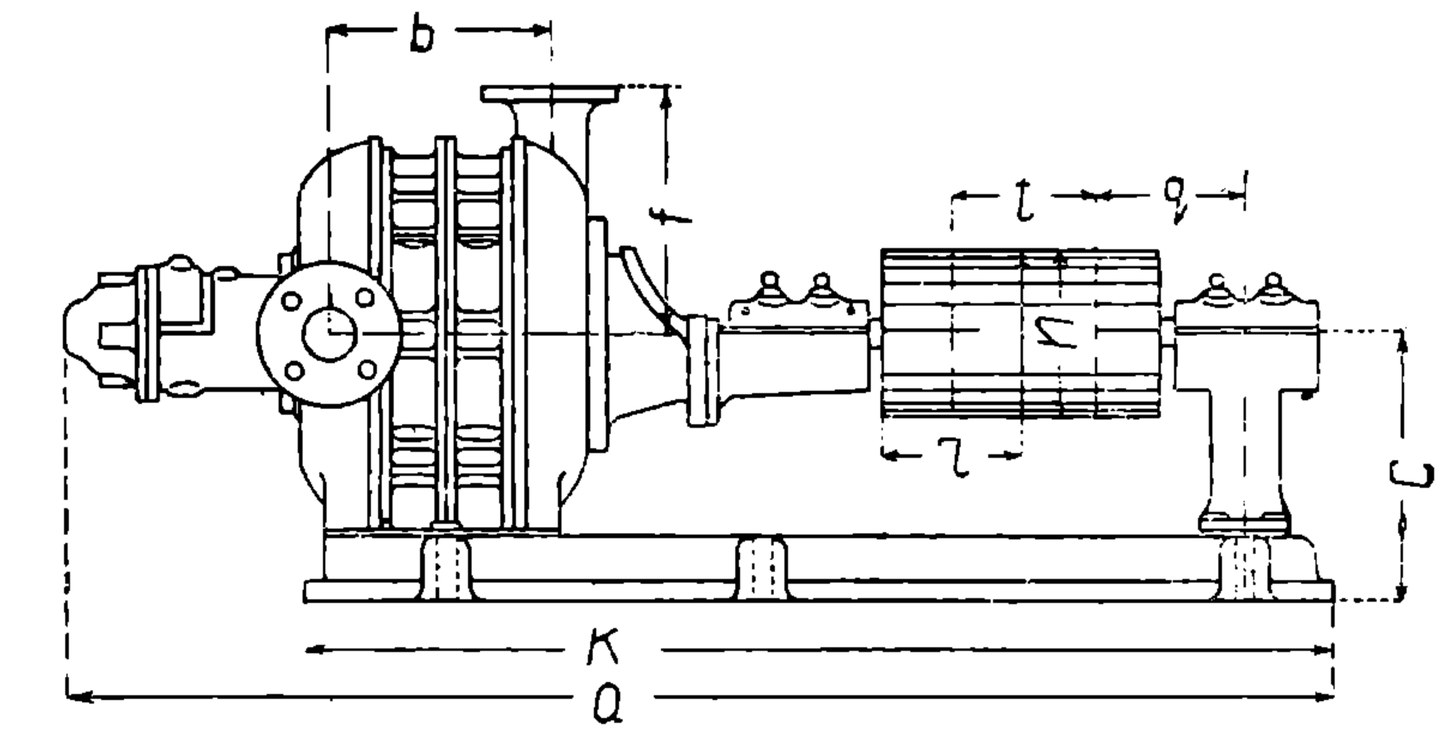
НБ УДУНТ (ДИТ)

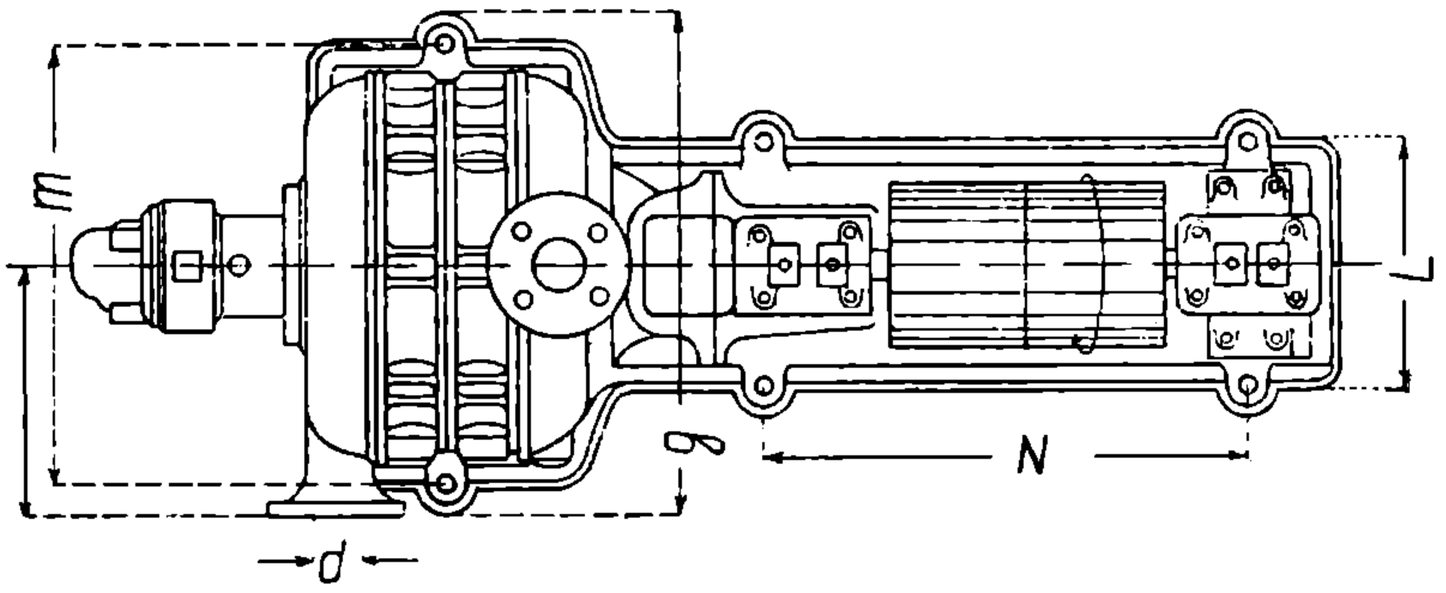
У насосов, с диаметрами всасывающих труб 40, 50 и 60 *мм*, всасывающие патрубки направлены горизонтально и $d = 75—100$ *мм* направлены вниз (на чертеже показано пунктиром.)

Насос, изображенный на фиг. 95, изготовляется в качестве стандартизованных изделий на заводе „Борец“ (тип *MR*—29). Размеры четырехколесных насосов этого типа даны в таблице 32. Производительность и высота напора указаны в таблице 33.

В таблице 33 производительность Q выражена в *л*/сек.; механическая мощность на валу насоса N_m — в л. с.; η_n — полный коэффициент полезного действия насоса.

На фиг. 96 показан внешний вид центробежного двухступенчатого насоса





Фиг. 96. Двухколесный центробежный насос для ременной передачи с двумя шкивами завода „Борец“

ТАБЛИЦА 33

Производительность, высота подачи и число оборотов центробежных насосов турбинного типа для ременной передачи с одним шкивом, изготовляемых на заводе „Борец“ (тип *MR*—29) (к фиг. 95).

Диаметр и коэффиц. п. д.		Трехколесные						Четырехколесные					
		$H_г = 40$ *м*			$H_г = 48$ *м*			$H_г = 56$ *м*			$H_г = 64$ *м*		
$d = 40$ *мм* .	Q	1,6	2,0	2,4	1,6	2,0	2,4	1,6	2,0	2,4	1,6	2,0	2,4
$\eta_п = 0{,}4 — 0{,}48$.	n	2 300	2 320	2 350	2 520	2 530	2 550	2 720	2 730	2 750	2 880	2 900	2 930
	N_m	1,95	2,4	2,9	2,35	3	3,8	2,8	3,3	4,5	3,15	3,8	5,5
$d = 50$ *мм*	Q	2,6	3,7	4,7	2,6	3,7	4,7	2,6	3,7	4,7	2,6	3,7	4,7
$\eta_п = 0{,}43 — 0{,}52$.	n	1 950	2 050	2 200	2 150	2 200	2 320	2 300	2 350	2 460	2 450	2 480	2 580
	N_m	3,2	4,3	5,5	3,8	5	6,5	4,5	8,2	8	5	7	9
$d = 60$ *мм*	Q	5,1	6,1	7,1	5,1	6,1	7,1	5,1	6,1	7,1	5,1	6,1	7,1
$\eta_п = 0{,}5 — 0{,}58$	n	1 740	1 825	1 910	1 890	1 960	2 040	2 010	2 090	2 160	2 140	2 200	2 270
	N_m	4,8	5,8	7	6	7	8	7	8	9,5	8	9,5	11,5
$d = 75$ *мм* .	Q	8,2	9,8	11,2	8,2	9,8	11,2	8,2	9,8	11,2	8,2	9,8	11,2
$\eta_п = 0{,}54 — 0{,}63$.	n	1 440	1 470	1 500	1 560	1 580	1 610	1 670	1 690	1 710	1 780	1 800	1 830
	N_m	8,3	10	11,3	10	11,5	13,3	12	13	15	14	15	17
$d = 100$ *мм*	Q	14,3	17,4	20,5	14,3	17,4	20,5	4,3	17,4	20,5	14,3	17,4	20,5
$\eta_п = 0{,}56 — 0{,}67$	n	1 440	1 470	1 500	1 560	1 580	1 610	1 670	1 690	1 710	1 780	1 800	2 830
	N_m	8,3	10	11,3	10	11,5	13,3	12	13	15	14	15	17

НБ УДУТ (АПТ)

гурбинного типа для ременной передачи с двумя шкивами, изготовляемого на том же заводе „Борец" (тип *M2R*). Изменяя диаметр рабочего колеса и число оборотов, завод строит насосы указанного типа с величиной напора, приходящегося на одно колесо, от 15 до 65 *м*. Всасывающие трубы, диаметром менее 65 *мм*, направлены у насоса горизонтально, при диаметре 75 *мм* — вниз. Основные размеры и производительность таких насосов даны в таблицах 34 и 35.

ТАБЛИЦА 34

Основные размеры центробежных насосов турбинного типа для ременной передачи с 2 шкивами, изготовляемых на заводе „Борец" (к фиг. 96).

Диаметр трубы насоса	4 колеса			5 колес			6 колес			*g*	*f*		*m*	*L*	Фундам. болты		Шкив	
	a	*b*	*k*	*a*	*b*	*k*	*a*	*b*	*k*						Диаметр	Число	*r*	*n*
60	—	—	—	1745	395	1550	1820	470	1625	712	300	395	640	420	1″	4	220	200
75	1885	385	1640	—	—	—	2065	565	1620	752	340	425	680	440	1″	4	235	250
100	2175	505	1890	—	—	—	2395	725	2110	812	420	455	740	500	1 1/8″	4	280	300

При определении мощности двигателя N_m следует иметь в виду случайные, неподдающиеся учету, перегрузки, и поэтому указанную в таблицах 33 и 35 мощность двигателя необходимо увеличить: при $N_m \leqslant 1$ л. с. на 100%; при $N_m = 1—2$ л. с. на 50%; при $N_m = 2—5$ л. с. на 20% и при $N_m > 5$ л. с. на 10—15%.

ТАБЛИЦА 35

Число оборотов, производительность и полный подъем центробежных насосов турбинного типа для ременной передачи с 2 шкивами (к фиг. 96).

Обор. в мин. / Диаметр.	Число колес	800			900			1000			1100			1200			1300			1400		
		H_r	Q	N_m	H_r	Q	N_m	H_r	Q	N_m	H_r	Q	N_m	H_r	Q	N_m	H_r	Q	N_m	H_r	Q	N_m
60 *мм*	4	27		3,4	43		8	53		10	66		14,7	80		17,5	93		20	106		30
	5	33	16,2	4,2	54	18	10	67	20	12,5	83	21,6	18,7	100	24	21,7	116	25,2	25	133	29	37
	6	40		5	65		12	80		15	100		22	120		26	140		30	160		45
75 *мм*	4	36		8	50		11	64		17	80		22	93		28	106		33	—	—	—
	5	46	21,6	10	62	24	14	80	27	20	100	29	27	116	32,4	35	133	36	42	—	—	—
	6	55		12	75		17	95		23	120		32	140		42	160		50	—	—	—
100 *мм*	4	40		12	53		19	66		25	80		33	93		40	106		53	—	—	—
	5	50	32,4	15	66	40	23,5	83	43	31	100	46,8	42	116	54	50	133	61	66	—	—	—
	6	60		18	80		28	100		37	120		50	140		60	160		80	—	—	—

Здесь Q—количество подаваемой жидкости в $м^3$/час.

§ 20. Горизонтальные центробежные насосы для непосредственной передачи от двигателя.

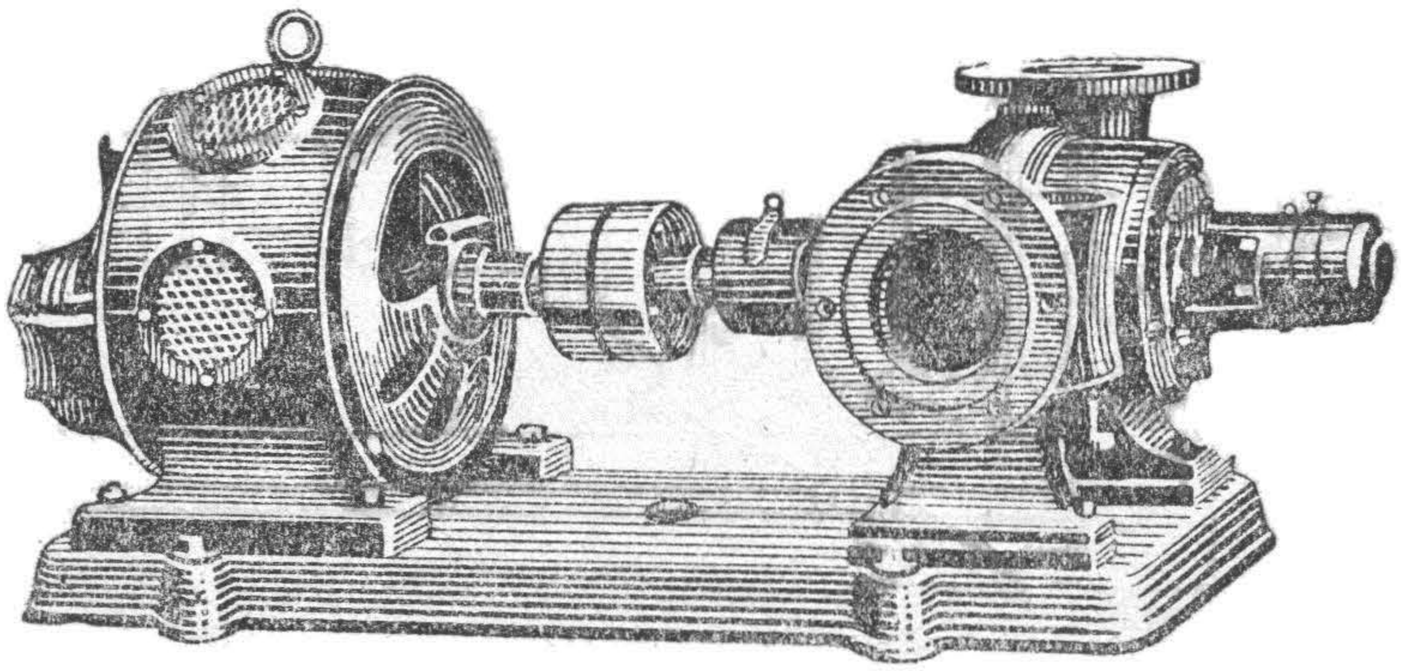
Весьма большую компактность и экономичность приобретает насосная установка в тех случаях, когда центробежный насос соединяется непосредственно с двигателем; передача движения от двигателя к насосу при этом производится с помощью или эластичной муфты, или зубчатой передачи.

Эластичные муфты применяются в тех установках, у которых имеется равное число оборотов вала двигателя и насоса, и зубчатая передача — когда это число оборотов не совпадает.

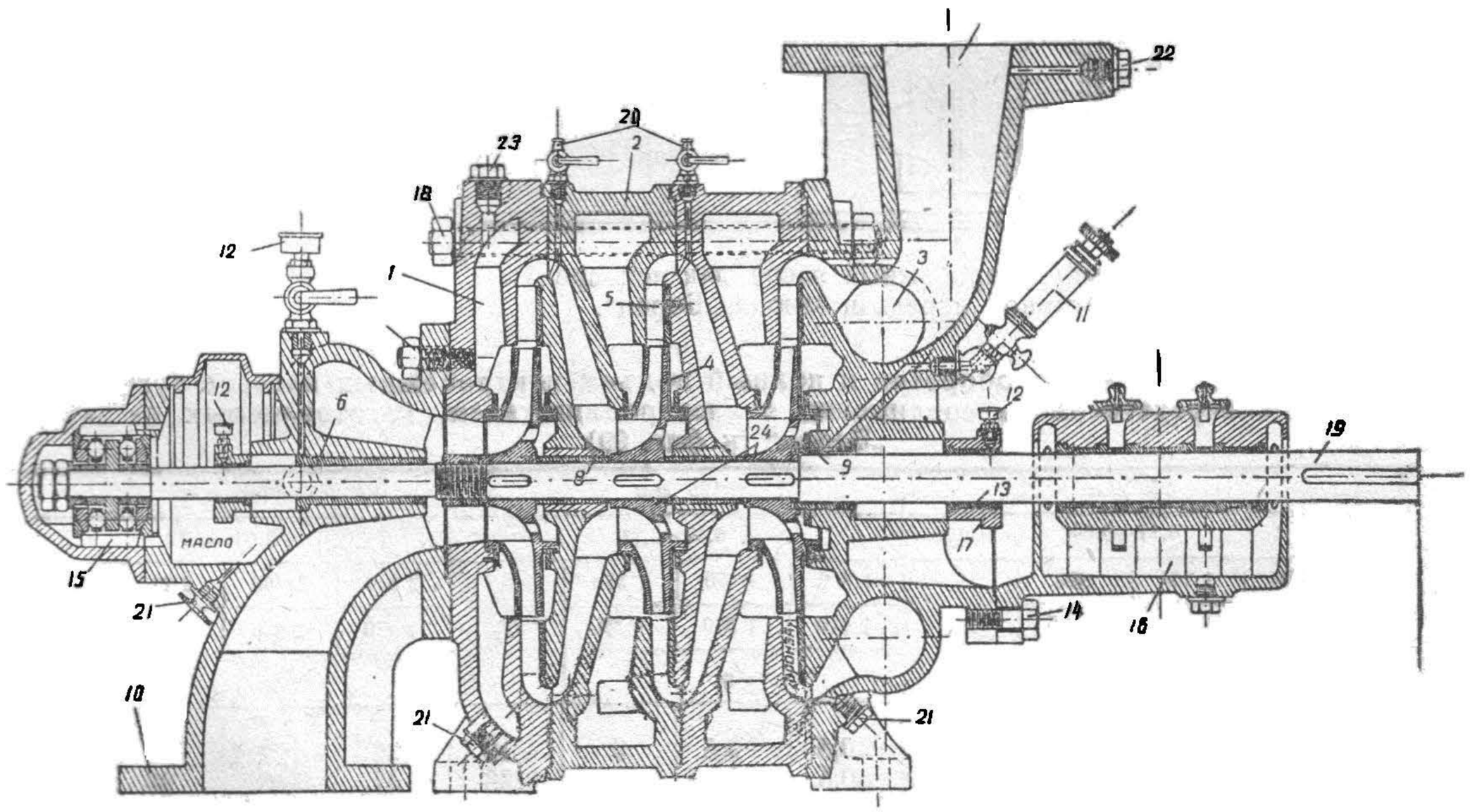
Центробежные насосы, в зависимости от величины напора и производительности, строятся с числом оборотов от 300 до 4500 оборотов в минуту

НБ УДУНТ (ДГТ)

и выше. Поэтому наиболее удобным двигателем для непосредственного соединения с ним являются электродвигатели. Паротурбины, имеющие обычно число оборотов от 4000 и более в минуту, и нефтяные двигатели внутреннего сгорания, от 200 до 600 оборотов в минуту, для напосредственного соединения с насосом требуют обычно установки зубчатой передачи. На фиг. 97 показан электронасос для подачи воды на высоту до 30 *м* и на фиг. 99 — на высоту до 160 *м*, строящиеся в настоящее время на заводе „Борец". Разрез трехколесного насоса такого же типа с указанием названий его отдельных частей дан на фиг. 98. Соединение насоса с электродвигателем произведено помощью упругой муфты. На фиг. 100 изображен насосный аггрегат — паровая турбина с центробежным насосом: Передача движения от турбины к насосу в этом случае производится помощью упругой муфты и зубчатой передачи, сделанной в виде коробки скоростей. Производительность, число оборотов, величина полного подъема и мощность на валу насосов, строящихся заводом „Борец" по типу,указанному на фиг. 99, и применяемых на железных дорогах, приведена в таблице 36, а размеры в таблице 37.[1]



Фиг. 97. Одноколесный центробежный насос для непосредственной электромоторной передачи.

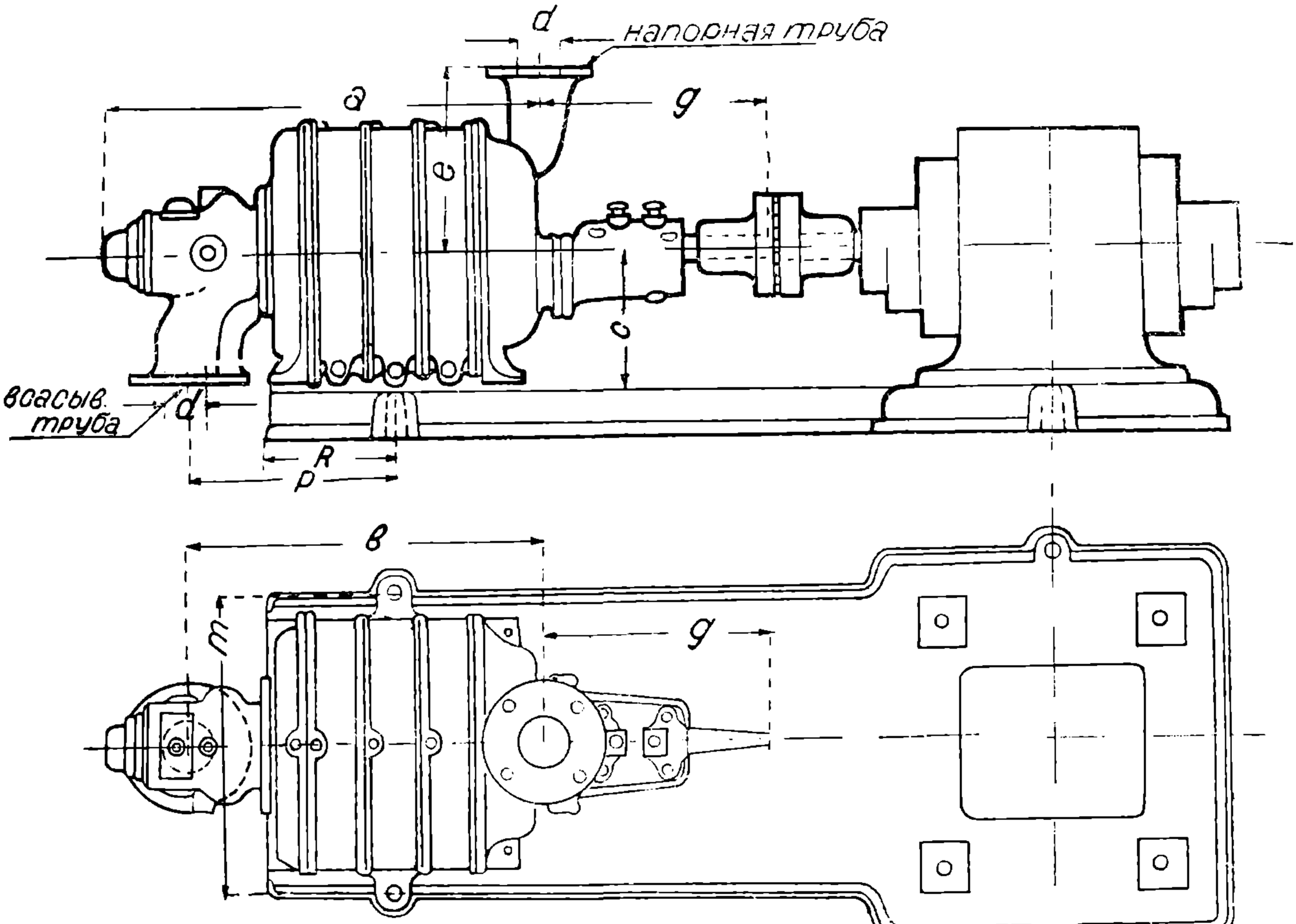


Фиг. 98. Разрез центробежного турбинного трехколесного насоса.

1—Всасывающая лобовина.
2—Промежуточная часть.
3—Нагнетательная лобовина.
4—Лопасное кольцо.
5—Направляющий аппарат.
6—Защитная втулка всасывающей стороны
7—Напорный патрубок.
8—Промежуточная втулка
9—Втулка разгрузочного аппарата
10—Всасывающий патрубок
11—Масленка для сала
12—Штауфер
13—Защитная втулка нагнетательной стороны
14—Стяжной болт
15—Подшипник всасывающей стороны
16—Подшипник нагнетательной стороны
17—Сальник
18—Стяжной болт
19—Вал
20—Воздушные краны
21—Спускные пробки
22—Для манометра
23—Для ваккуметра.
24—Прокладки из красной меди

[1] Насосы данного типа строятся на заводе „Борец" и больших мощностей, не приведенных в таблице лишь потому, что они не находят применения на жел. дорогах по своей мощности.

НТБ УЖГУНТ (ДШТ)



Фиг. 99. Многоколесный центробежный насос для непосредственной электромоторной передачи завода „Борец".

ТАБЛИЦА 36

Производительность, число оборотов и полный подъем центробежных насосов турбинного типа для непосредственного соединения с электродвигателем, изготовляемых на заводе „Борец" (к фиг. 99)

d	100 *мм*				125 *мм*				150 *мм*			
$\eta_п$	0,57—0,69				0,62—0,71				0,64—0,72			
Q	1 230	1 100	980		1 720	1 470	1 350		2 830	2 460	2 210	
n	1 460	1 430	1 415	$H_г$	1 410	1 380	1 350	$H_г$	1 450	1 430	1 410	$H_г$
Число колес	N_m				N_m				N_m			
I	6,5	5,5	5,0	14	10,5	9,5	9	18	26	22	20	26
II	12,5	11	10,5	28	20,5	18	17,5	36	47	43	39	52
III	18	16,5	15	42	30,5	26	24,5	54	74	64	58	78
IV	23,5	21,5	19,5	56	40	35	33	72	97	84	76	104
V	29	26,5	24,5	70	50	43,5	41	90	120	103	95	130
VI	35	32	30	84	60	52	56,5	108	143	124	114	156

d	175 *мм*				200 *мм*				250 *мм*			
$\eta_п$	0,65—0,73				0,66—0,74				0,67—0,75			
Q	4 060	3 570	3 200		4 920	4 300			8 000	7 070	6 150	
n	1 030	1 010	1 000	$H_г$	760	725		$H_г$	790	780	765	$H_г$
Число колес	N_m				N_m				N_m			
I	24	22	19	18	22	20	—	14	155	48	43	22
II	47	41	37	36	44	39	—	28	109	96	85	44
III	69	61	55	54	65	57	—	42	161	143	127	66
IV	92	81	73	72	97	76	—	56	215	190	170	88
V	104	111	90	90	106	94	—	70	265	235	211	110
VI	135	121	109	108	126	112	—	84	318	281	255	132

УДУТ (ДИТ)

Q	3 570	3 200		$H_г$	5 530	4 920	4 300	$H_г$	8 000	7 070	6 150	$H_г$
n	1 470	1 470			1 000	980	970		960	955	950	
Число колес	N_m				N_m				N_m			
I	51	46	—	42	47	42	37	26	87	77	68	34
II	100	91	—	84	93	83	73	52	173	153	135	68
III	147	133	—	126	136	120	107	78	255	220	203	102
IV	—	—	—	—	181	161	143	104	336	298	266	136

ТАБЛИЦА 37

Основные размеры центробежных насосов для непосредственного соединения с электромотором (к фиг. 99).

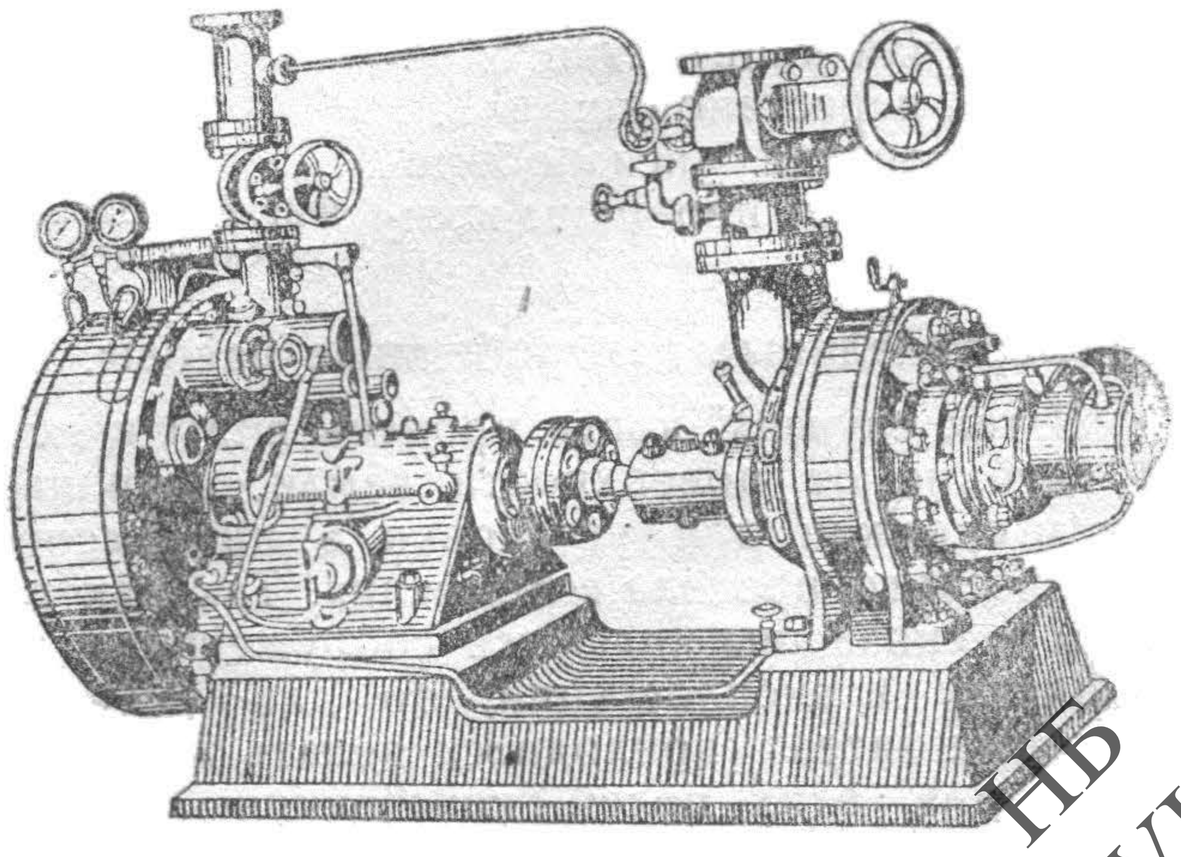
Число колес	Размеры в *мм*				Размеры в *мм*			
	a	b	R	P	a	b	R	P
	Насос $d = 100$ *мм*				Насос $d = 125$ *мм*			
I	550	345	93	225	640	395	105	263
II	655	450	145	278	760	515	165	323
III	760	555	330	250	880	635	383	285
IV	865	660	250	383	1 000	755	285	440
V	970	765	303	435	1 120	875	345	503
VI	1 075	880	355	487	1 240	995	405	553
	Насос $d = 150$ *мм*				Насос $d = 175$ *мм*			
I	760	450	115	291	816	506	123	337
II	990	580	180	356	976	666	203	418
III	1 020	710	421	310	1 136	826	497	363
IV	1 150	840	310	486	1 296	986	363	577
V	1 280	970	375	551	1 456	1 146	443	657
VI	1 410	1 100	440	616	1 616	1 306	523	737
	Насос $d = 200$ *мм*				Насос $d = 250$ *мм*			
I	815	550	130	363	970	630	128	418
II	995	730	220	453	1 175	835	230	520
III	1 175	910	543	400	1 380	1 040	435	622
IV	1 355	1 090	400	633	1 585	1 245	485	725
V	1 535	1 270	490	723	1 535	1 270	538	828
VI	1 715	1 450	580	813	1 715	1 450	640	930

Размеры, общие для всей группы насосов

Диаметр всасывающих и напорных патр.	100	125	150	175	200	250
C в *мм*	250	295	320	370	420	480
l "	350	390	415	470	520	600
g "	376	418	460	535	553	595
m	580	620	725	800	860	900

При определении полезной мощности электродвигателя следует увеличить мощкости насоса, приведенные в таблице 36, на величину, указанную ранее для таблиц 33 и 35, для преодоления случайных, неподдающихся учету, перегрузок.

При определении полезной мощности паротурбин необходимо, помимо увеличения N_m на случайные перегрузки, вводить коэффициент зубчатой передачи = 0,95 — 0,97, т. е. увеличить мощность еще на 3—5%.

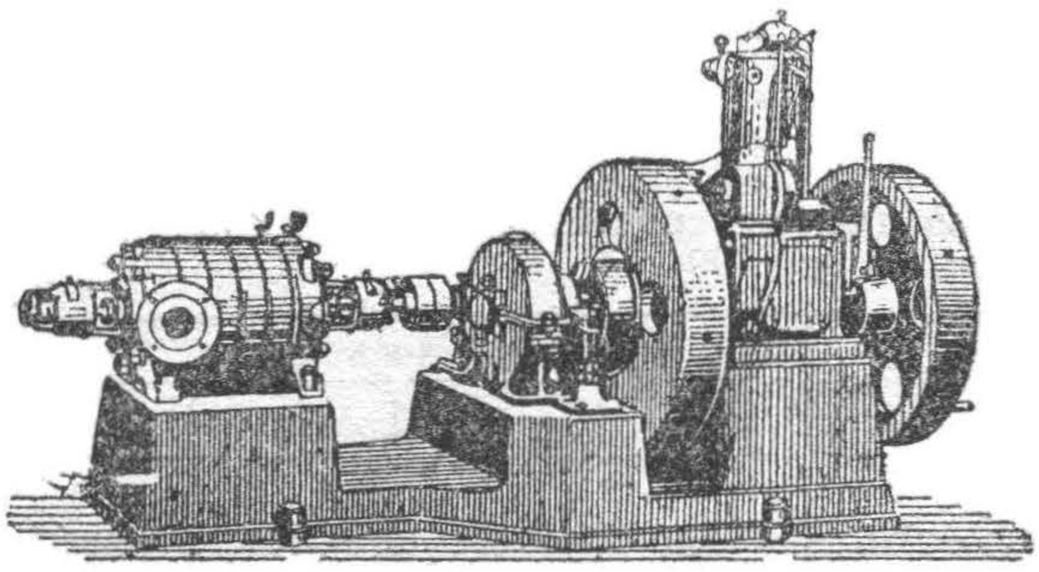


Фиг. 100. Насосный аггрегат—паровая турбина с центробежным насосом.

НБ УДУНТ (ДПТ)

На фиг. 101 показан насосный аггрегат — нефтяной двигатель с центробежным насосом, изготовляемый в Германии заводом Klein Schanzlin Becker. Движение передается с помощью упругой муфты и зубчатой передачи, в виде коробки скоростей.

На фиг. 102 изображен передвижной насосный аггрегат нефтяной двухтактный двигатель 12 *л.* с. с центробежным насосом, имеющим диаметр отверстия для трубопровода 100 и 125 *мм*. Двигатель и насос установлены на общей чугунной раме; передача движения осуществлена с помощью зубчатых колес и упругой муфты. Производительность 100 *мм* насоса колеблется в пределах от 60 до 105 *куб. м* в час, при высоте подачи от 3 до 15 *м*; производительность 125 *мм* насоса — от 92 до 129 *куб. м* в час при той же высоте подачи. Общий габарит всей установки 2085 × 1454 × × 1985 *м*, вес аггрегата — 1440 *кг*. Аггрегат данного типа строится в настоящее время на заводе „Возрождение" (гор. Марксштадт на Волге).



Фиг. 101. Насосный аггрегат—нефтяной двигатель с центробежным насосом.

Сравнивая между собой типы центробежных насосов для ременной передачи и для непосредственного соединения, найдем, что первый тип, по сравнению со вторым, имеет следующие преимущества и недостатки, вытекающие из наличия ременной передачи.

А. Недостатки:

1) необходимость большего помещения (на 25—30%),

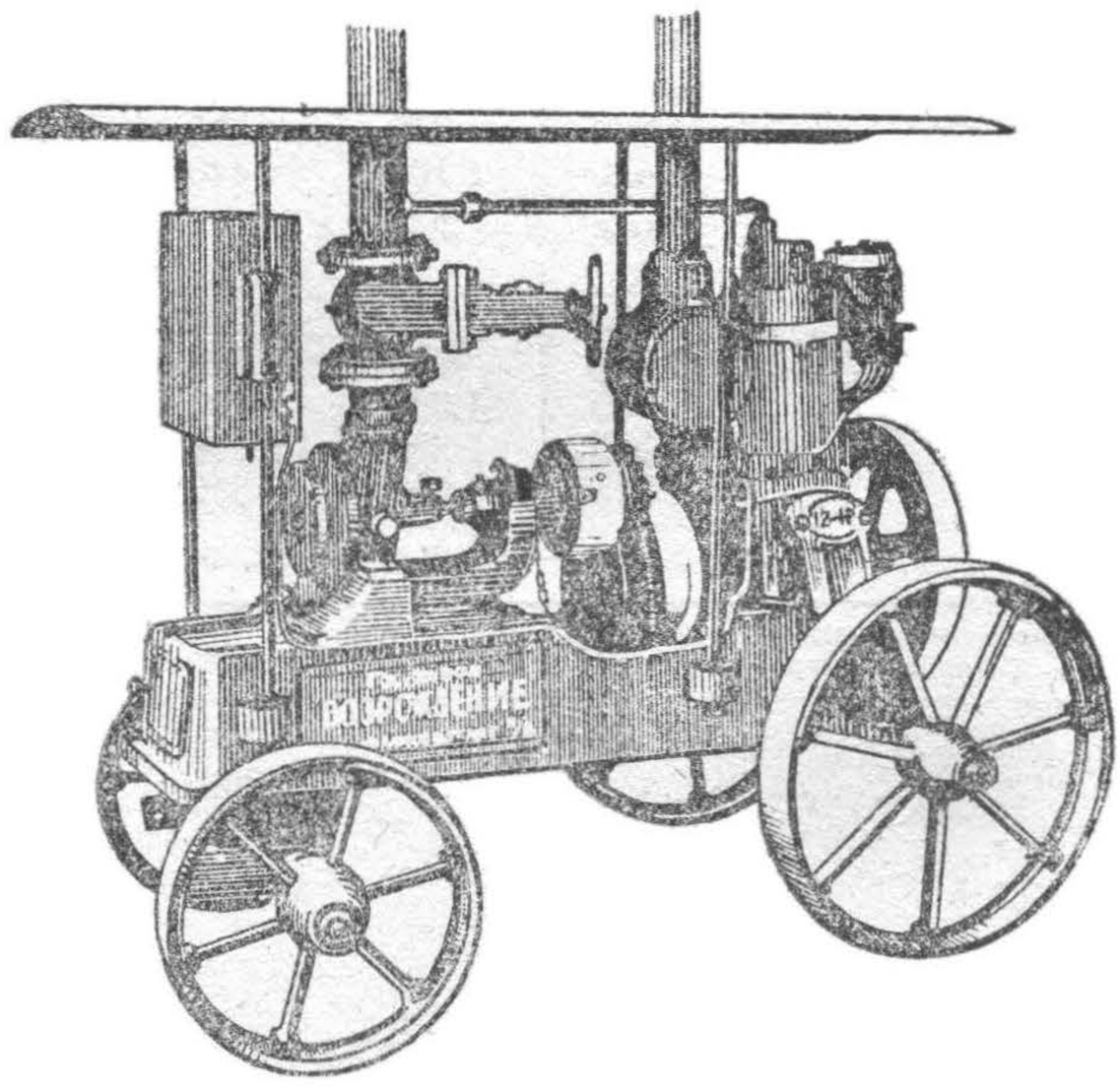
2) потеря части энергии на ременную передачу (около 5%).

Б. Преимущества. Благодаря отсутствию непосредственной связи насоса с двигателем имеется лучшая возможность:

1) выбора и перемены типа двигателя (паровые машины, нефтяные и электрические двигатели и т. д. и общие трансмиссии);

2) переброски оборудования на случай капитального ремонта или перестановки;

3) изменения числа оборотов насоса путем перемены шкивов.



Фиг. 102. Передвижной насосный аггрегат—нефтяной двигатель с центробежным насосом завода „Возрождение".

§ 21. Вертикальные центробежные насосы.

В тех случаях, когда уровень воды в источнике находится на значительной глубине от поверхности земли, возникает необходимость в устройстве шахт и скважин для установки в них насосов на высоте, не превышающей практического предела всасывания. Так как глубокие и большие по размерам шахты и скважины являются сооружениями дорогими и сложными по своему устройству и эксплоатации, то для уменьшения строительных и эксплоатационных затрат приходится делать их возможно меньших размеров, приспособляя для этих целей конструкцию самих насосов и способы передачи движения от двигателей.

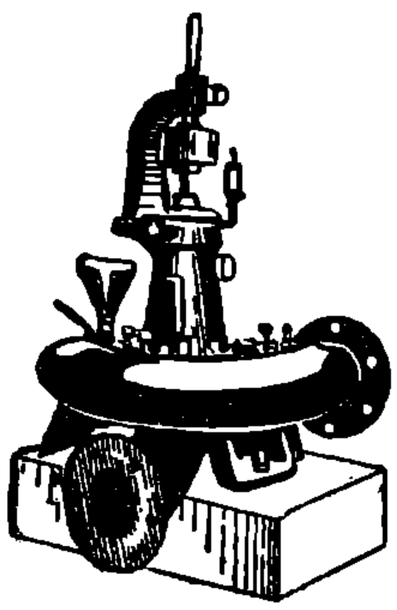
Техника машиностроения создала для подобного рода условий специальные типы вертикальных центробежных насосов. От горизонтальных насосов

НБ УГЛНТ (ДГТ)

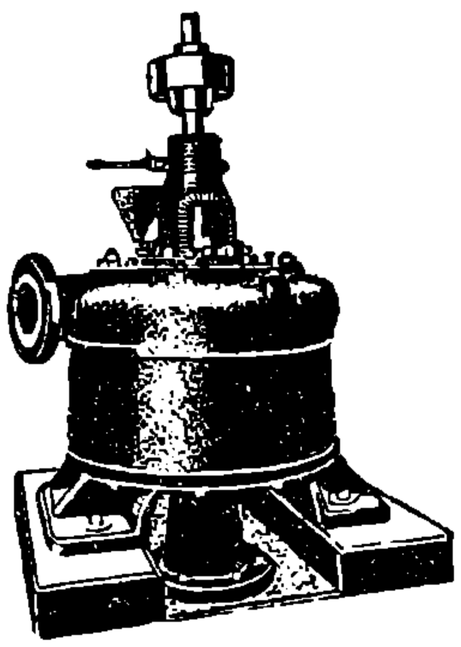
они отличаются только особенностью своей конструкции, вытекающей из вертикального расположения главного вала. Соединительный вал такого насоса обычно выводят на поверхность земли или пола машинного здания, откуда и передают ему движение от того или иного двигателя.

Центробежные вертикальные насосы, в зависимости от места работы и способов закрепления их, делятся на две основных группы: 1) насосы шахтные и 2) насосы артезианские.

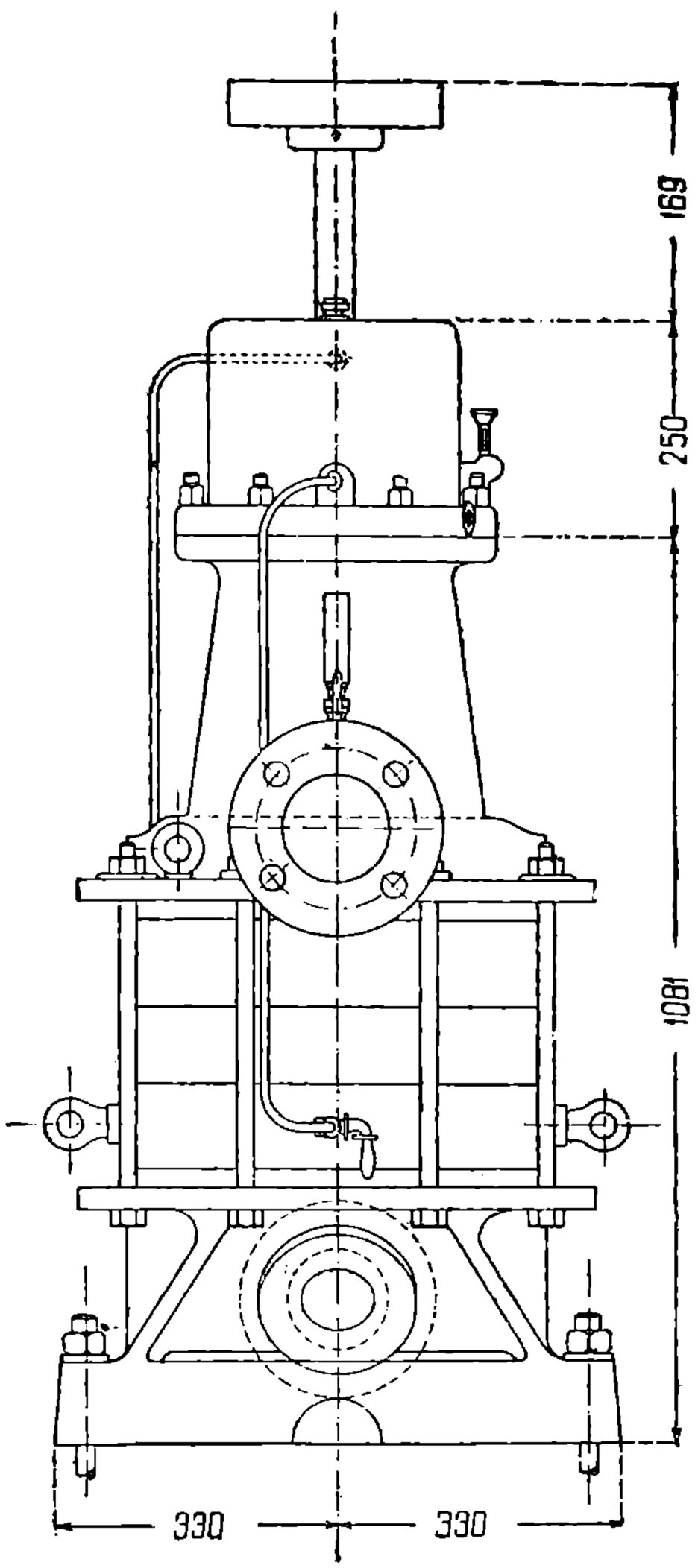
Шахтные насосы, в свою очередь, подразделяются на две под-



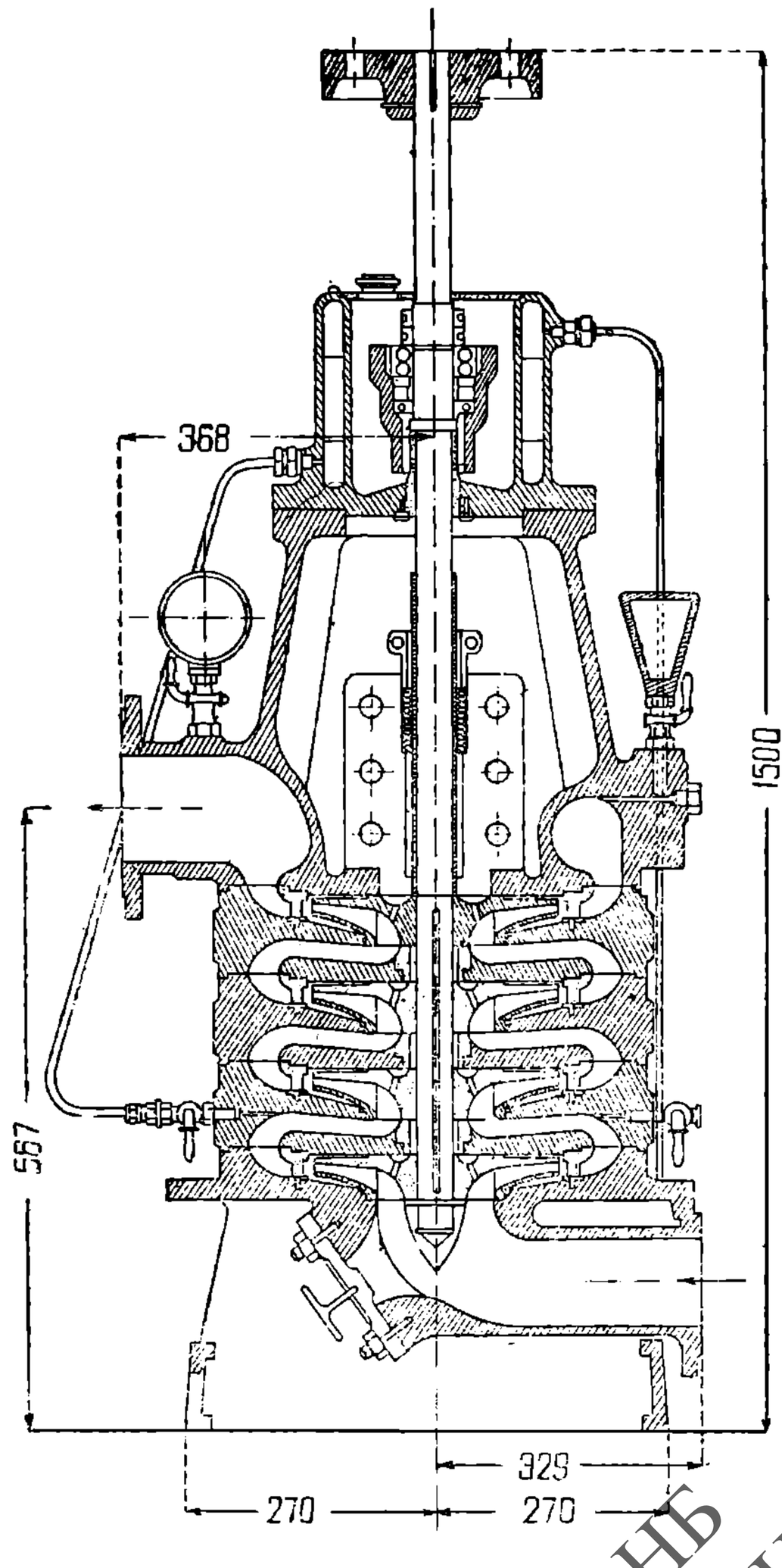
Фиг. 103. Шахтный вертикальный одноколесный центробежн. насос.



Фиг. 104. Шахтный вертикальный многоколесный центробежный насос.



Фиг. 105-а.



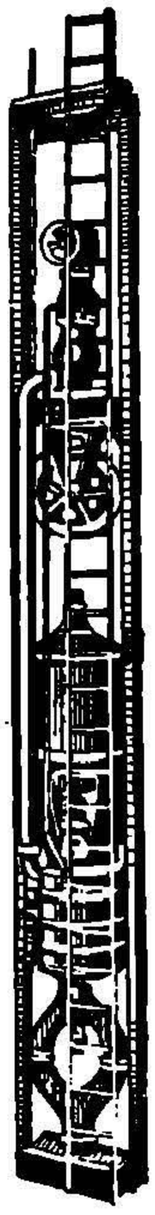
Фиг. 105-б.

Фиг. 105-а, б. Шахтный вертикальный центробежный четырехколесный насос Ленинградского машиностроительного завода.

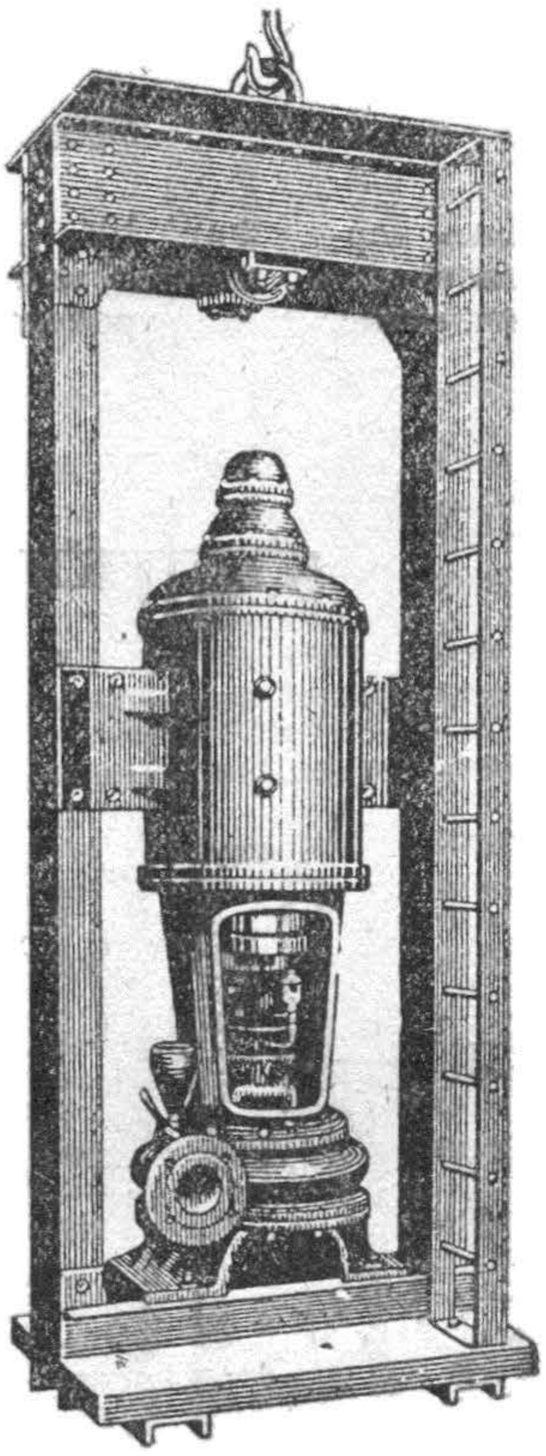
НБ УДУНТ (ДПТ)

группы—на насосы, приспособленные для работы: а) в сухой шахте и б) под водой. Обе группы вертикальных насосов устраиваются с направляющим аппаратом и без него, одноколесные и многоколесные.

1. Шахтные вертикальные центробежные насосы. На фиг. 103 показан наружный вид одноступенчатого центробежного насоса с неподвижным фундаментом, для работы в сухой шахте. На фиг. 104 изображен четырехступенчатый насос той же группы, могущий работать не только в сухой шахте, но и под водой. Корпус насоса состоит из отдельных ступеней, как и у насосов обыкновенного исполнения. Всасывающее отверстие расположено внизу, сбоку рабочей камеры.[1] Весь насос монтирован на чугунной плите, прикрепляемой к балкам или фундаменту шахты.



Фиг. 106



Фиг. 107

Фиг. 106 – 107. Передвижные шахтные вертикальные аггрегаты—центробежный насос с электродвигателем

Вал насоса имеет в верхней части шариковую пяту, воспринимающую собственный вес движущихся частей. Выравнивание осевого давления осуществляется с помощью заточек и отверстий в рабочих колесах и вращающихся частях. Смазка подпятника производится через специально проведенные трубки. Наружная гарнитура, по возможности, снята. Соединительный вал скрепляется с главным валом насоса с помощью муфт. Направление вала производится подшипниками, закрепляемыми балками, уложенными по высоте, примерно, через каждые 1,5—2,5 метра. На фиг. 105-а, б изображен четырехступенчатый насос производительностью в 80 *куб. м*/час и напором 100 *м*; диаметр отверстий для всасывающих и напорных труб - 125 *мм*. Насос такого типа изготовлялся на заводах Государственного машиностроительного треста в Ленинграде.

При сильно, но редко колеблющихся горизонтах воды в источнике и сравнительно неглубоком расположении низкого уровня воды от поверхности земли (15-20 *м*), помимо насосов, работающих под водой, применяют и насосы, могущие работать только или преимущественно над водой. С этой целью вертикальный насос монтируют с вертикальным электромотором в одной железной раме, как это показано на фиг. 106 и 107.

Положение насоса с электромотором в раме неизменно, но сама рама может перемещаться вверх и вниз по направляющим стойкам, путем подъемных приспособлений. Электромоторы при этом располагают над насосом или под ним.

В зависимости от стояния уровня воды в источнике, соответствующим образом располагается в шахте и насосная установка. Для предохранения от сырости, электромотор делается закрытого типа, а в случае опускания его в воду—герметической конструкции; длина всасывающего и напорного трубопровода изменяется при этом путем вставок и удалений отдельных звеньев.

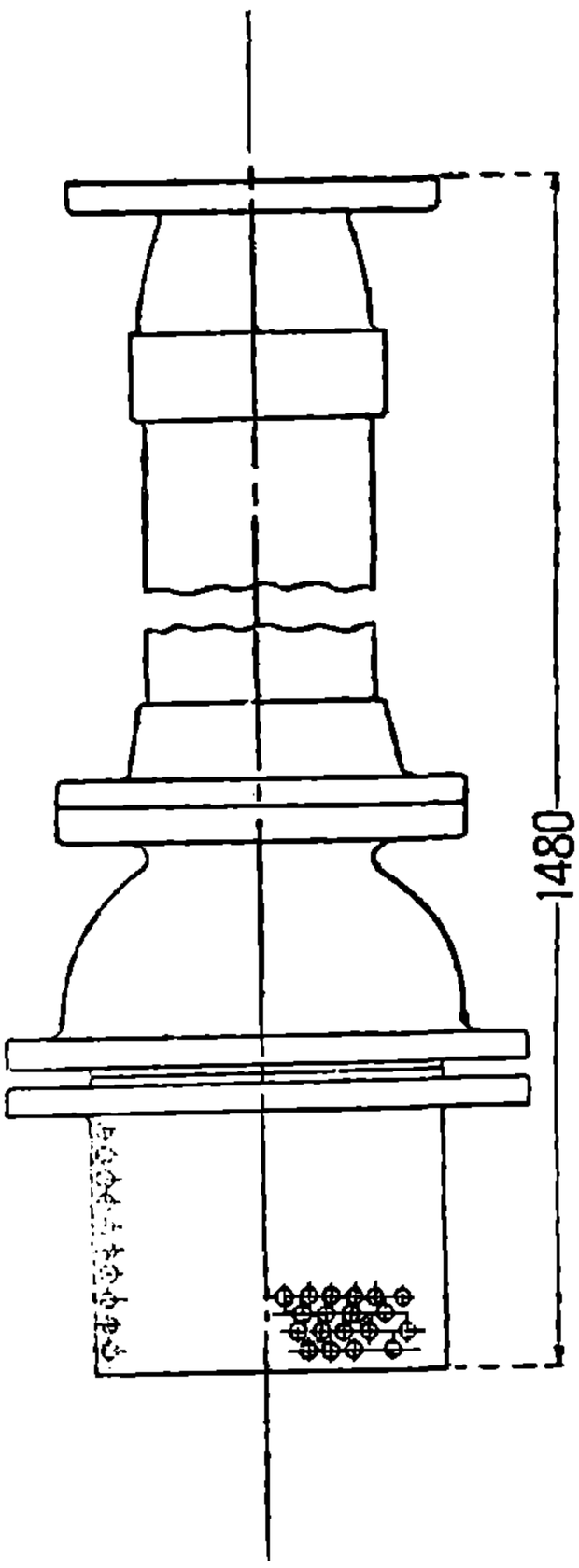
Насосы, показанные на фиг. 103, 104, 106 и 107, строятся в Германии на заводах фирмы Amag - Hilpert, Nurnberg. В последнее время подвесные шахтные насосы, изображенные на фиг. 106, стали изготовляться и у нас на Горловском заводе, для производительностей в 25, 50 и 100 *куб. м.* в час, при числе оборотов 2950 в минуту, для напора от 100 до 400 метр., с числом камер насоса от 2 до 6, с габаритными размерами рамы (площадь × на длину)

[1] За последние годы за границей в некоторых вертикальных насосах всасывающие отверстия устраивают в верхней части насоса.

НТБ УДУНТ (ДПТ)

от 0,9 × 0,9 × 5 *м* до 1,2 × 1,2 × 6 *м* и для производительностей в 150, 200, 250 и 300 *куб. м* в час, при числе оборотов 1500 в минуту, для тех же напоров, с числом камер от 2 до 8 с габаритными размерами рамы от 1,3 × 1,3 × 6,5 до 1,6 × 1,6 × 8 *м*.

Шахтные вертикальные центробежные насосы в железнодорожных водоснабжениях применяются в тех случаях, когда шахты или колодцы, в которых они устанавливаются, не слишком глубоки ($_{max}$10—15 *м*) и не дороги по своему устройству или когда, по местным условиям, устройство шахты исключает надобность в сооружении водосборного колодца, благодаря возможности непосредственного подвода воды из источника в шахту по самотечным линиям, сифонам и т. п.



Фиг. 108. Артезианский центробежный четырехколесный насос Ленинградского машиностроительного завода.

2. Артезианские центробежные насосы. При грунтовой водоснабжении и глубоком стоянии рабочего уровня постройка шахт, даже малых размеров, является делом весьма сложным, дорогим и неудобным в эксплоатации. В таких случаях стараются перейти на устройство буровых колодцев и артезианских скважин, применяя для подъема воды специальные так называемые **артезианские центробежные насосы.** Артезианские насосы, в отличие от шахтных, не имеют фундамента и подвешиваются к концам напорной трубы и вала, опускаемых внутрь скважины.

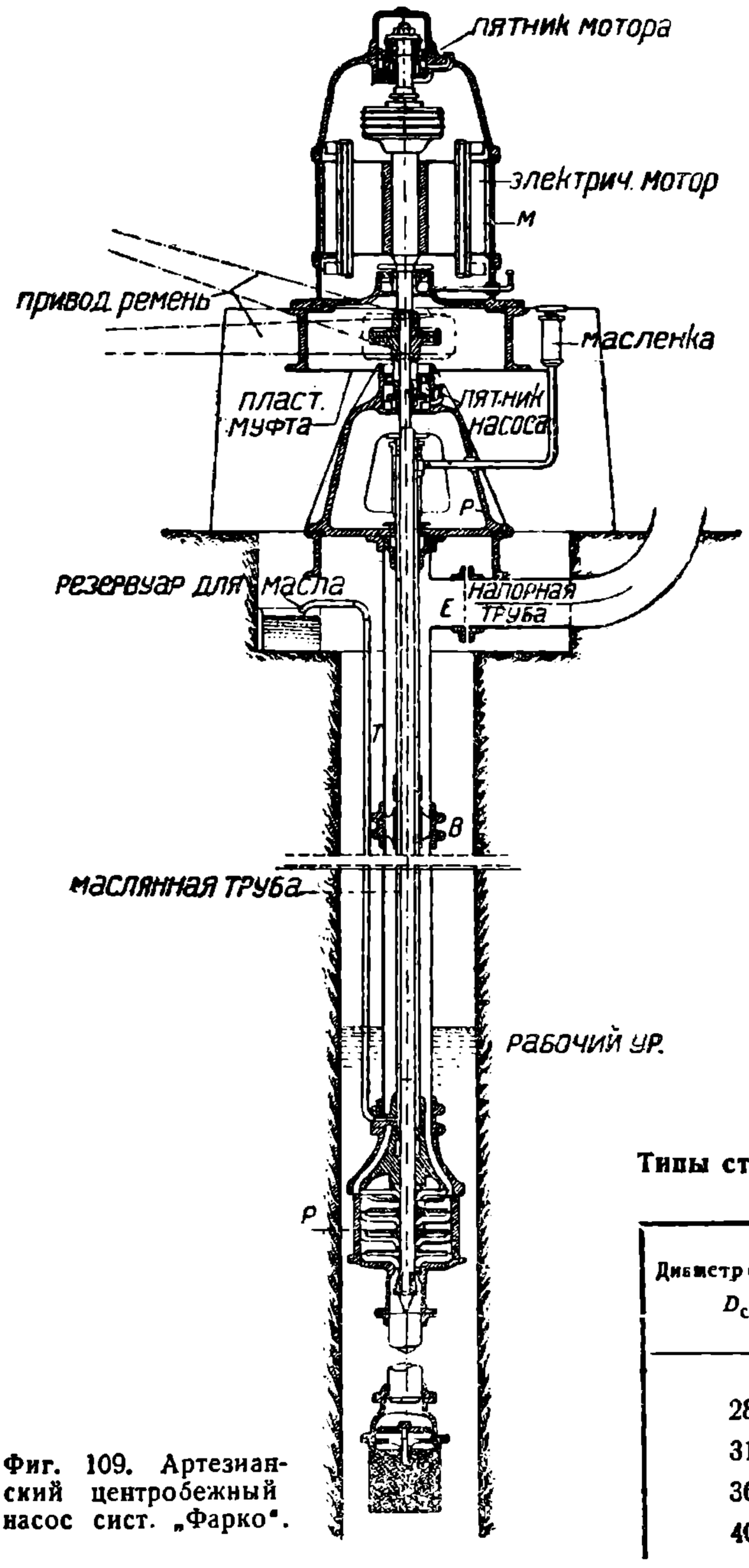
Насос подобного типа был впервые сконструирован инж. Пушечниковым[1] и

[1] Инж. В. А. Пушечников.— „Центробежный артезианский насос. Труды первого совещания по рационализации водопроводного и канализационного хозяйства" 1925 г. Его же —„Центробежные электронасосы с вертикальным валом". Журнал „Санитарная техника", № 1 1929 г.

НБ УДУНТ (ДШТ)

строился первое время на французском заводе „Фарко", вследствие чего в технической литературе насосы подобного типа часто встречаются под названием насоса „Фарко".

Артезианский центробежный насос, изображенный на фиг. 108, изготовлялся некоторое время Ленинградским машиностроительным трестом. Его коэффициент полезного действия $\eta_n = 0{,}5 - 0{,}6$, основные размеры этих насосов и подробные данные о производительности и режиме работы их, к сожалению, трестом до сего времени не опубликованы; да и вообще стандартное изготовление таких насосов в нашем Союзе пока еще не налажено. [1]



Фиг. 109. Артезианский центробежный насос сист. „Фарко".

Из заграничных насосов, получивших у нас наибольшее распространение в дореволюционный период, следует отметить упомянутые выше, строившиеся во Франции насосы „Фарко"; разрез одного из них (с электромотором) показан на фиг. 109, а размеры скважин и производительность насоса в таблице 38.

По своей распространенности заграницей заслуживают внимания глубоководные вертикальные насосы, изготовляемые в Германии (Амаг - Гильперт), (фиг. 110-а, б, в, г).

Передача движения от двигателя осуществляется у них или с помощью упругой муфты, закрепленной в цилиндре специальной конструкции (фиг. 110-г), или с помощью полускрещенной ременной передачи (фиг. 110-б). Главнейшие размеры насосной установки даны в таблице 39.

ТАБЛИЦА 38

Типы строившихся во Франции насосов „Фарко" (к фиг. 109).

Диаметр скважины $D_{скв}$	Максимальный расход воды в час *куб. м* Q_{max}	Коэффициент полезного действия насоса η_n
280	35	0,6
315	55	0,65
360	100	0,7
400	200	0,7

Насосы данного типа могут быть использованы при числе оборотов от 960 до 1750 в минуту.

Насос в скважине должен быть расположен таким образом, чтобы при низком рабочем уровне воды не была превзойдена вакуумметрическая высота вса-

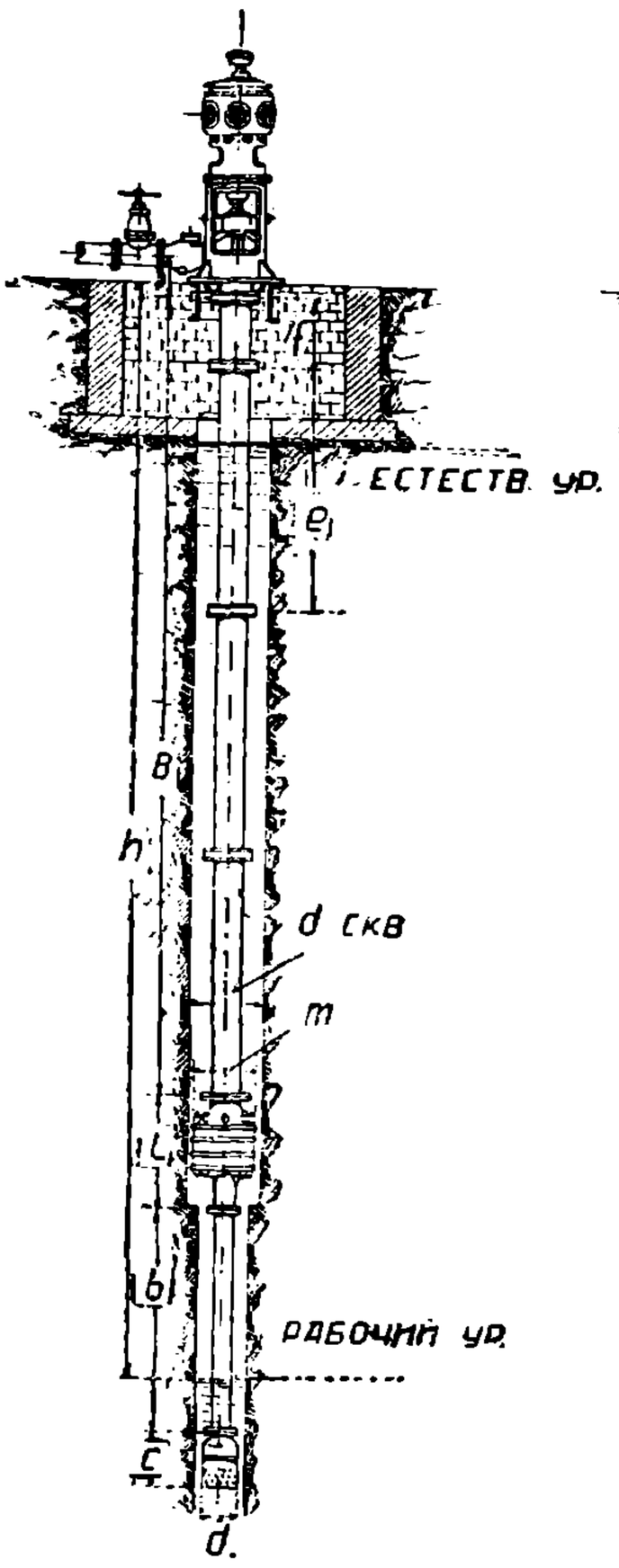
[1] Сведения относятся к 1932 г.

НБ УДУНТ (ДГТ)

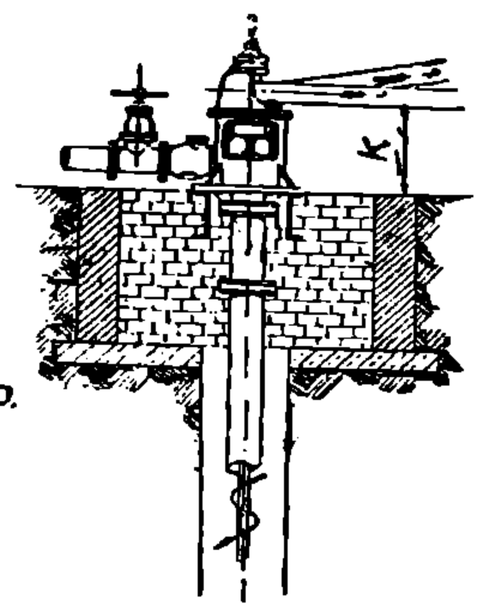
ТАБЛИЦА 39

Основные размеры установки глубоководных центробежных вертикальных насосов типа ТР, строящихся в Германии фирмой Amag-Hilpert (к фиг. 110)

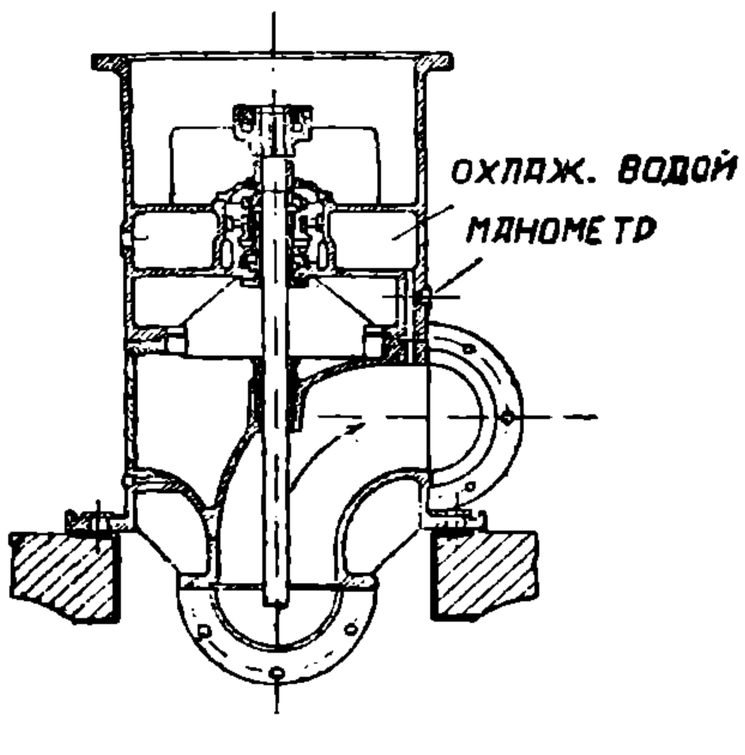
Диаметр труб		Наименьший диаметр скважины	Расположение ремня	Строительная длина насоса в зависимости от числа колес l						Наружный диаметр насоса
Напорн. и всасыв.	Подвесн. части напорн.									
ТР		$D_{скв}$	κ	1	2	3	4	5	6	m
40	80	300	403	245	303	361	420	478	536	265
50	80	350	403	275	340	405	471	536	601	280
60	90	400	433	325	395	465	536	606	676	320
70	100	450	493	365	440	515	591	666	741	345
80	125	450	513	405	485	565	646	726	806	375
90	150	500	546	440	526	610	696	781	866	420
100	175	500	578	475	566	656	747	837	928	440
125	200	600	680	520	631	741	852	962	1 073	505
150	225	650	775	580	706	831	957	1 082	1 208	555



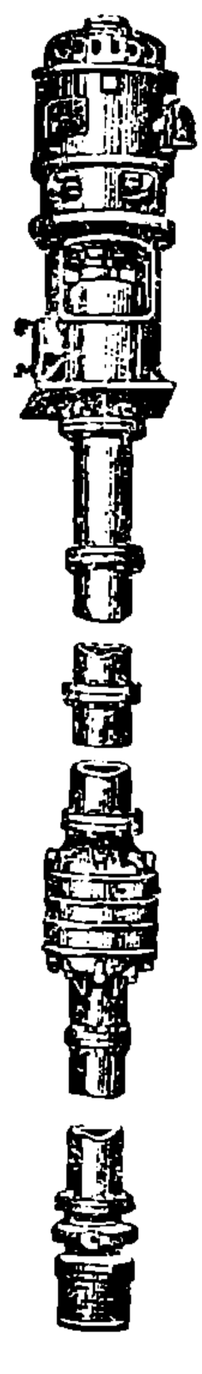
Фиг. 110-а.



Фиг. 110-б.



Фиг. 110-в.



Фиг. 110-г.

Фиг. 110 а,б,в,г. Артезианский центробежный насос завода Амаг-Гильперт (Германия).

сывания 5—5,5 *м*. При автоматически-пускаемых насосах рекомендуется устанавливать насос ниже рабочего уровня воды в скважине.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Наибольшие длины нагнетательных подвесных труб (на фиг. 109, размер B) следующие:

у насосов	*TP*	40— 50 *мм*	$B = 20$ *м*
"	"	60 – 100 "	$= 30$ "
"	"	125—200 "	$= 35$ "

Связи для соединения внутреннего вала устраиваются, в зависимости от длины подвесной части напорной трубы, цилиндрической или конической формы.

В таблице 40 приведены производительность, напор и потребная мощность рассматриваемого типа насосов при постоянном числе оборотов $n = 1220$ в минуту.

ТАБЛИЦА 40

Производительность, напор и мощность насоса типа TP при $n = 1220$ оборотов в минуту (к фиг. 110)

Размер насоса TP	Напор и мощность на одно колесо	Производительность $Q_e = 4 - 42$ *куб. м*/час							
		4,2	6,6	12,0	18,0	24,0	30,0	36,0	42,0
40	$H_г$	5,62	4,0						
	$N_м$	0,2	0,22						
50	$H_г$	—	6,2	3,24					
	$N_м$	—	0,37	0,39					
60	$H_г$	—	—	7,45	5,43				
	$N_м$	—	—	0,60	0,64				
70	$H_г$	—	—	—	10,20	9,7	7,8	6,6	
	$N_м$	—	—	—	1,12	1,2	1,33	1,37	
80	$H_г$	—	—	—	12,8	12,1	11,3	9,7	7,15
	$N_м$	—	—	—	1,7	1,9	2,0	2,1	2,15
	Производительность 30—180 *куб. м*/час.								
	$Q_{м^3/час.}$	36,0	42,0	54,0	60	90	120,0	150,0	180,0
90	$H_г$	15,5	14,8	12,4	11,0				
	$N_м$	3,2	3,5	3,8	3,9				
100	$H_г$	—	19,8	17,8	17,0				
	$N_м$	—	4,9	5,1	5,4				
125	$H_г$	—	—	—	23,0	20,4	16,3		
	$N_м$	—	—	—	8,3	10,0	11,5		
150	$H_г$	—	—	—	—	30,0	28,6	26,0	23,7
	$N_м$	—	—	—	—	16,7	19,4	21,4	23,5

Примечание. Через $N_м$ обозначена механическая мощность на валу насоса, приходящаяся на одно колесо насоса.

При пользовании таблицей 40, согласно указаниям завода, следует к приведенным в таблице мощностям прибавлять затрату мощности на преодоление разного рода ударов внутри насоса и сопротивлений вертикального соединительного вала:

по $e = 0{,}05$ л. с. на 1 колесо для насосов типа TP — 40 — 60 *мм*
" $e = 0{,}08$ " " " " " " " " 70 — 100 "
" $e = 0{,}10$ " " " " " " " " 125 — 150 "

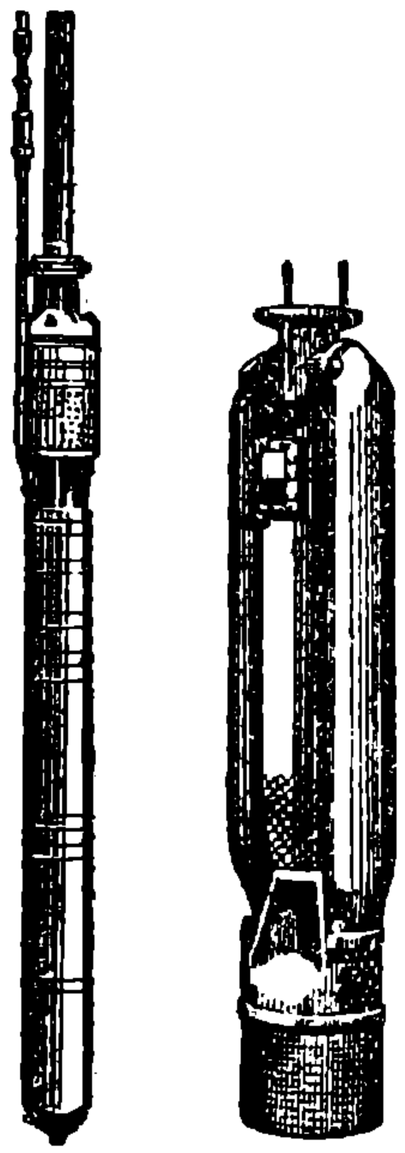
При резких изменениях уровня воды исчисленную таким образом мощность надлежит увеличить еще на 15 — 20%.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Кроме того, при подсчете гидродинамического напора следует учесть потери напора на сопротивления, происходящие внутри подвесной части напорной трубы в размере 0,05 *м* на каждый погонный метр ее.

В настоящее время имеется целый ряд других вертикальных центробежных насосов, отличающихся от приведенных выше лишь конструктивными деталями (как, например, насосы „Реда", „Вуда" и др.)

Описанные выше артизианские центробежные насосы с вертикальным валом имеют существенный недостаток в том отношении, что требуют строго-вертикального устройство скважин. Сравнительно небольшое отклонение обсадных труб колодцев или скважин от вертикали вызывает дополнительные потери от трения, быстрое изнашивание подшипников, а иногда и поломки валов. В случае выноса из скважин, вместе с забираемой водой, песка, подшипники быстро изнашиваются. Монтаж самого насоса, включая сборку вертикального вала, весьма сложен, кропотлив и длителен (особенно при больших глубинах), а потому всякий ремонт насоса или вертикального вала отнимает много времени и надолго выводит из работы. С целью устранения громоздкой передачи от двигателя к насосу и соответствующего уменьшения потерь энергии на преодоление сопротивлений от добавочных трений, заграницей в последнее время изобретены подвесные артезианские насосы, спускаемые вместе с электродвигателем во внутрь скважины под воду.



Фиг. 111. Фиг. 112.

Фиг. 111—112. Артезианские опускные подводные мотор-насосы фирмы Амаг-Гильперт (Германия).

На фиг. 111 и 112 изображены такого рода насосы, изготовляемые фирмой Amag-Hilpert, состоящие из одного многоступенчатого центробежного насоса, монтированного с электромотором трехфазного тока в один водонепроницаемый аггрегат, опускаемый в воду во внутрь скважины; ток подводится посредством специального изолированного провода. Общий коэффициент полезного действия для насоса и мотора составляет, по данным завода, около 0,5.

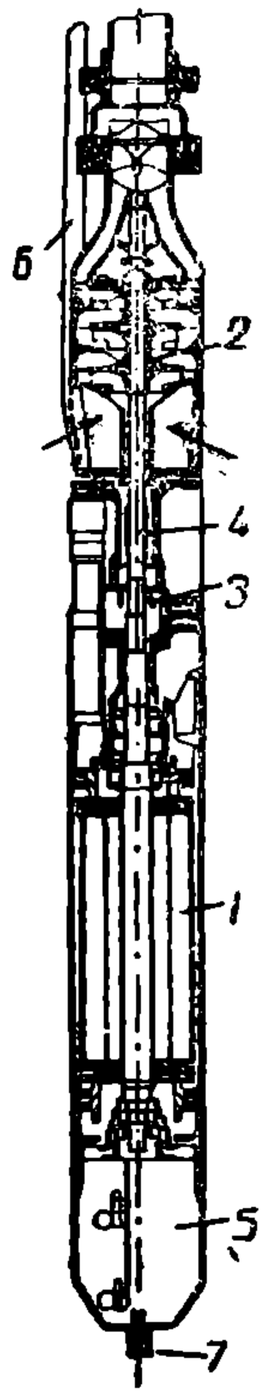
На фиг. 113 изображен разрез артезианского опускного подводного моторнасоса, строящегося германской фирмой Сименс-Шуккерт;[1] весь аггрегат состоит из электро-мотора трехфазного тока *1* с коротко-замкнутым якорем, расположенным под центробежным трехступенчатым насосом *2* и соединенным с последним непосредственно помощью упругой муфты *3*. При электромоторах малой мощности или при насосах с малым числом ступеней соединительная упругая муфта не ставится и лопастные колеса центробежного насоса насаживаются на один вал с двигателем. Мотор-насос подвешивается к нагнетательному трубопроводу. Вода из скважины поступает в насос через сетку по направлению стрелки, указанной на чертеже. В нижней шейке насоса со стороны всасывания над соединительной угругой муфтой установлен сальник *4*, предохраняющий мотор от воды. Электродвигатель помещен в водонепроницаемый цилиндр, в нижней части которого расположен небольшой резервуар *5*, емкостью 10—40 *л*. Вода, проникающая через сальник, не касаясь обмотки двигателя, стекает в резервуар. В том же резервуаре находятся два сигнальных контакта, соединенных с поплавками. Провода от контактов проходят через статор мотора и соединяются с сигнальными проводами в кабеле *6*, подводящем ток к двигателю. В то время когда в резервуаре *5* нет воды, контакт нижнего поплавка замкнут и в реле *8* (см. фиг. 114) зажигается зеленая сигнальная лампа, показывающая, что вода нижнего уровня в резервуаре еще не достигла. Как только вода достигнет нижнего уровня, нижний поплавок поднимется и выключит зеленую лампу. Погасшая лампа будет показывать о накоплении в резервуаре некоторого количества воды. В дальнейшем за все

---

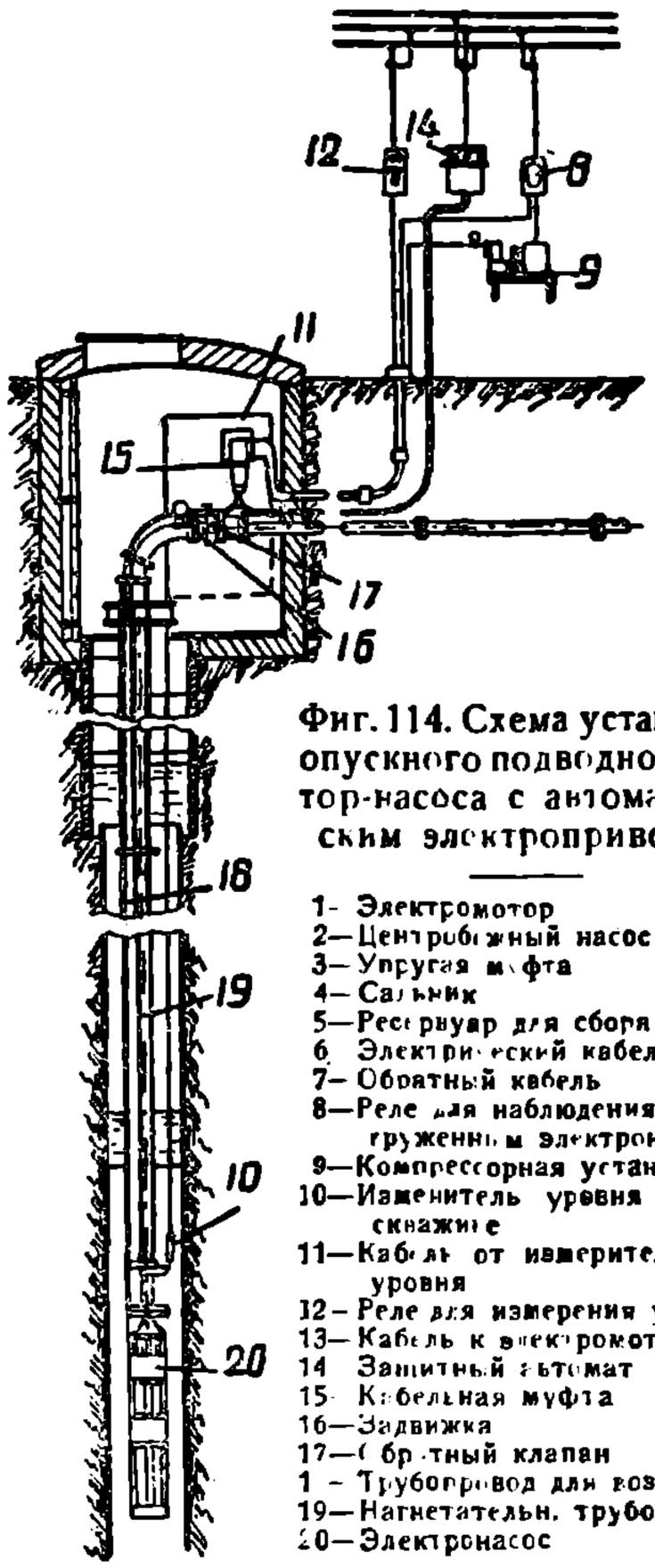
[1] „Новости техники" — Бюллетень № 95, от 27 мая 1932 г. Проф. Гениев Н. Н. — „Подводный (погруженный) электро-насос для трубчатых колодцев" журнал „Слесарь — водопроводчик" № 8—9, 1932 г.

НБ УДУНТ (ДШТ)

время, пока уровень воды поднимется до наивысшего допустимого, реле никакого сигнала не дает. Как только будет достигнут наивысший уровень, поднимается верхний поплавок и замкнет ток красной сигнальной лампы в реле *8*. После этого реле автоматически включит в действие компрессор *9*, который начнет подавать сжатый воздух во внутрь резервуара и через обратный клапан *7* — вытеснять воду обратно в скважину. По мере вытеснения воды и понижения уровня, выключится сначала красная лампа, показав своим выключением о начавшемся вытеснении воды, а затем, когда уровень достигнет нижнего поплавка, последний опустится и включит зеленую лампу, показав тем самым, что вода в резервуаре вытеснена до наинизшего уровня. Одновременно со включением зеленой лампы, реле *8* автоматически выключит мотор компрессора *9*.



Фиг. 113. Разрез артезианского опускного подводного мотор-насоса завода Сименс - Шуккерт (Германия).



Фиг. 114. Схема установки опускного подводного мотор-насоса с автоматическим электроприводом.

1- Электромотор
2—Центробежный насос
3—Упругая муфта
4—Сальник
5—Резервуар для сбора воды
6 Электрический кабель
7—Обратный кабель
8—Реле для наблюдения за погруженным электронасосом
9—Компрессорная установка
10—Измеритель уровня воды в скважине
11—Кабель от измерителя уровня
12—Реле для измерения уровня
13—Кабель к электромотору
14 Защитный автомат
15 Кабельная муфта
16—Задвижка
17—Обратный клапан
1 - Трубопровод для воздуха
19—Нагнетательн. трубопровод
20—Электронасос

Вытеснение воды из резервуара продолжается при этом от 1 до 3 минут. Продолжительность пополнения резервуара водой зависит от глубины погружения мотор-насоса под воду и степени удовлетворительного состояния набивки сальника. Последнее обстоятельство в свою очередь зависит от качества конструкции сальника, тщательности выполнения набивки и продолжительности пребывания мотор-насоса под водой. У вновь установленных насосов, когда сальниковая набивка еще мало проницаема для воды, период наполнения продолжается от 7 до 20 дней. Смену набивки сальников считают необходимым производить после того как длительность наполнения и вытеснения воды уменьшится до 4—5 часов. Таким образом, сигнализация зеленых и красных ламп служит одновременно двум целям — показывает о наполнении и удалении скопившейся в резервуарах воды и о степени износа сальника.

Чем больше изнашивается и пропускает воду сальник, тем больше горит красная лампа в силу того, что часть нагнетаемого компрессором воздуха уходит через набивку сальника, отчего нагнетание воздуха до требуемого давления продолжается больше, чем при плотной набивке. Наоборот, чем скорее гаснет красная лампа, тем в большем порядке находится сальник. Кроме зеленой и красной ламп, реле *8* оборудовано еще одной тлеющей лампой, показывающей, находится ли реле под током и под нажимной кнопкой, замыкающей сигнальную сеть верхнего поплавкового контакта и одновременно включающей компрессор. Указанная кнопка служит для проверки правильности работы сигнализации. Проверка эта производится следующим образом: в тот период когда зеленая лампа не горит и уровень накопившейся в резервуаре воды находится между нижним и верхним поплавками, нажатием кнопки включается компрессор; последний нагнетает воздух в резервуар и вытесняет воду из него до тех пор, пока нижний поплавок не включит зеленую сигнальную

НБ УДУНТ (ДПТ)

лампу и не остановит компрессора. Следовательно, нажав кнопку реле, можно через несколько секунд получить обратный сигнал, по которому будет видно, опорожнен ли резервуар и удовлетворительно ли работает сигнализация. Опорожнение резервуара с помощью нажатия кнопки (т. е. от руки) можно производить в любое время. Однако, делать это рекомендуется лишь в тот период, когда зеленая сигнальная лампа выключена нижним поплавком. В противном случае, т. е. в то время когда зеленая лампа горит, замыкание кнопкой красной сигнальной сети дает реле одновременно две команды.

Кроме реле, каждая насосная станция с мотор-насосом снабжается измерителем уровня воды в скважине. Дело в том, что при слишком большой откачке воды из скважины или колодца, рабочий уровень в них может настолько понизиться, что обнажится всасывающее отверстие насоса и повлечет прекращение подачи воды, а в иных случаях даже и порчу насоса и в особенности его подшипников. С целью избежания падения рабочего уровня ниже предельного уровня, поступают следующим образом. Во внутрь скважины опускается на специальном кабеле измеритель уровня *10* с расположением его, примерно, на 2—4 *м* выше всасывающего отверстия насоса. В измерителе уровня имеется поплавковый контакт, замкнутый до тех пор, пока измеритель находится под водой и разомкнутый когда уровень воды опустится ниже измерителя. Размыкание контакта происходит при посредстве кабеля *11*, на котором висит измеритель и реле *12*, действуя при этом на разъединитель нулевого напряжения и автоматически выключая насосный аггрегат. Включить обратно в работу аггрегат будет невозможно до тех пор, пока уровень воды в скважине не поднимется и вода не зальет измеритель.

Установка измерителя уровня, помимо предохранения насоса от повреждений, могущих произойти в результате обнажения всасывающего отверстия, дает возможность быстро регулировать, помощью задвижки на напорной трубе, производительность насоса в соответствии с дебитом скважины.

Электрический ток подводится к электромотору, погружаемому вместе с насосом в воду через гибкий водонепроницаемый резиновый кабель *13*, состоящий из трех жил для высокого напряжения и двух — для низкого. Сжатый воздух подводится по резиновому рукаву, проведенному рядом с кабелем и прикрепленному вместе с последним к нагнетательному трубопроводу, помощью скоб. Ток для поплавковых контактов насоса и измерителя уровня воды применяется низкого напряжения в 6—8 вольт и трансформируется небольшими звонковыми трансформаторами, расположенными внутри реле *8* и *12*.

Наименьшие размеры скважин, необходимые для установки в них мотор-насосов, описанных выше, могут быть, согласно данным фирмы Сименс-Шуккерт, следующие: при мощности электронасоса до 5 *kW* диаметр скважин должен быть не менее 300 *мм*, до 22 *kW* — 350 *мм*, 44 *kW* — 400 *мм* и до 80 *kW* — 550 *мм*.

При оборудовании нескольких скважии мотор-насосами управление их может производиться из одного центрального места. В этих случаях в каждой небольшой шахте, устраиваемой над скважиной, устанавливается только компрессор и два реле — *8* и *12*. В тех случаях, когда колодцы или скважины расположены один от другого на небольшом расстоянии, в центральной станции ставится общий компрессор вместо нескольких компрессоров. Сжатый воздух подается от общего компрессора сначала в ресивер (воздушный котел), а затем по магистральному воздухопроводу—к отдельным ответвлениям к каждой скважине. На каждом из этих ответвлений устанавливается специальный электромагнитный воздушный колпак, который автоматически прекращает или открывает по мере надобности доступ сжатого воздуха к погруженному электронасосу помощью реле *8*.

Положительной стороной опускных артезианских мотор-насосов, по сравнению с насосами с длинными вертикальными валами, являются: более быстрая сборка и разборка, отсутствие потерь на трение и вращение вала, а, следовательно. и лучший коэффициент полезного действия, возможность установки в искривленных скважинах и подачи воды с большей глубины. Хотя достаточных данных, свидетельствующих об удовлетворительных результатах эксплоатации

НБ УДУНТ (ДПТ)

таких насосов, еще не имеется, тем не менее, судя по тому эффекту, который произвел в бурильном деле нефтяных скважин турбо-бур инженера Капелюшникова, построенный на той же идее переноса двигателя с верхнего конца вертикального вращающегося вала вниз скважины, можно полагать, что опускной артезианский мотор-насос откроет новые пути для подачи воды с больших глубин.

Пример 15. Требуется, пользуясь таблицами, приведенными ранее подобрать горизонтальный центробежный насос для подачи 90 *куб. м* в час на полную (гидродинамическую) высоту $H_г = 70$ *м* и определить потребную для него мощность двигателя.

Насос предполагается приводить в действие от электродвигателя трехфазного тока с 1450 оборотами в минуту через непосредственную передачу с помощью упругой муфты.

Решение. Для данного случая подходит насос турбинного типа, изготовляемый на заводе „Борец" по типу МЕ (фиг. 99).

Подача воды в минуту $Q = 90\,000 : 60 = 1500$ *л/м*. Пользуясь таблицей 36, находим, что заданным условиям лучше всего удовлетворяет 2-ступенчатый насос с диаметром всасывающего и нагнетательного отверстий $d = 125$ *мм*, который имеет следующие Q и n.

	При $H_г = 72$ *м*		
Q	1 720	1 470	1 350
n	1 410	1 380	1 350

Если данный насос, при меньшем числе $n = 1\,410$ оборотов в минуту, подает большее количество воды $Q = 1\,720$ *л* на большую высоту $H_г = 72$ *м* против заданных, то ясно, что он при увеличении числа оборотов до $n = 1\,450$ в минуту сможет обеспечить подачу воды в количестве не менее 1 500 *л* в минуту на высоту $H_г = 70$ *м*.

Полный коэффициент полезного действия $\eta_п$ выбранного нами насоса, согласно той же таблице 36, в пределах указанных Q, $H_г$ и n, меняется от 0,62 до 0,71. Принимая его в среднем равным $\eta_п = 0{,}65$, определяем мощность на валу выбранного насоса при $n = 1410$ об. в минуту

$$N_т = \frac{Q \cdot H}{60 \cdot 75\,\eta_п} = \frac{1\,720 \cdot 72}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}65} = 42{,}4 \text{ л. с.}$$

Так как движение передается непосредственно через упругую муфту, то в данном случае потери мощности на механическую передачу энергии не происходит, и поэтому мощность на валу насоса равна мощности на валу двигателя, т. е. $N_т = N^1_{дв}$.

Однако, имея в виду возможные, неподдающиеся учету, перегрузки, а также большее число оборотов, при котором будет работать насос (1450 вместо 1410), мощность электродвигателя должна быть принята на 10—15% больше, т. е. равной

$$N_{дв} = 1{,}15 \cdot 42{,}4 = 49 \text{ л. с.} = 36\ kW$$

Выяснить более точно, какое количество воды в действительности подаст данный насос по данному трубопроводу, при $n = 1\,450$ об/мин., и какая при этом потребуется мощность двигателя, будет возможно лишь при наличии характеристик насоса $Q - H$ и $Q - \eta_п$, при $n = 1\,450$ об/м., трубопровода $Q - h_w$.

Пример 16. Определить производительность насосной установки, указанной в предыдущем примере 15, и потребную мощность электродвигателя, если известны характеристики насоса $Q - H$ и $Q - \eta_п$, для $n = 1600$ об/мин. и трубопровода $Q - h_w$, изображенные на фиг. 115.

Решение. Пользуясь законом динамического подобия, строим новую кривую $Q_1 - H_1$, соответствующую числу оборотов $n_1 = 1\,450$ в минуту

$$\frac{n_1}{n} = \frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}};$$

так как

$$\frac{n_1}{n} = \frac{1\,450}{1\,510} = 0{,}96,$$

то

$$Q_1 = 0{,}96\,Q \quad \text{и} \quad H_1 = 0{,}96^2 H.$$

Беря любую точку на кривой $Q - H$ и отсчитывая на оси координат ее абсциссу Q_0 и ординату H_0, определяем соответствующую ей точку на кривой $Q_1 - H_1$ по приведенным выше формулам, т. е. $Q_0 = 0{,}96\,Q^1_0$, $H^1_0 = 0{,}96^2_п H_0$ и т. д.; соединяя плавной кривой, найденный таким путем, ряд точек, получаем искомую кривую $Q_1 - H_1$, соответствующую числу оборотов $n_1 = 1\,450$. Точка пересечения B найденной кривой с характеристикой трубопровода $Q - h_w$ показывает, что данный насос при $n = 1\,450$ об/мин. подает по данному трубопроводу 1 600 *л* в минуту или 96 *куб. м* в час, причем в соответствии с этой подачей увеличится и полный напор в сети с $H_г = 70$ *м* до $H_г = 73$ *м*; коэффициент полезного действия насоса будет равен $\eta_н = 0{,}67$.

Мощность на валу двигателя определится

$$N^1_{дв} = N^1_т = \frac{1\,600 \cdot 73}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}67} = 39 \text{ л. с.}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Увеличение мощности двигателя на случайные, неподдающиеся учету, перегрузки, в данном случае, в связи с более ясной картиной работы двигателя, берем в размере лишь 10%, т. е.

$$N_{дв} = 1{,}1 \cdot 39 = 42{,}9 \cong 43 \text{ л. с.}$$

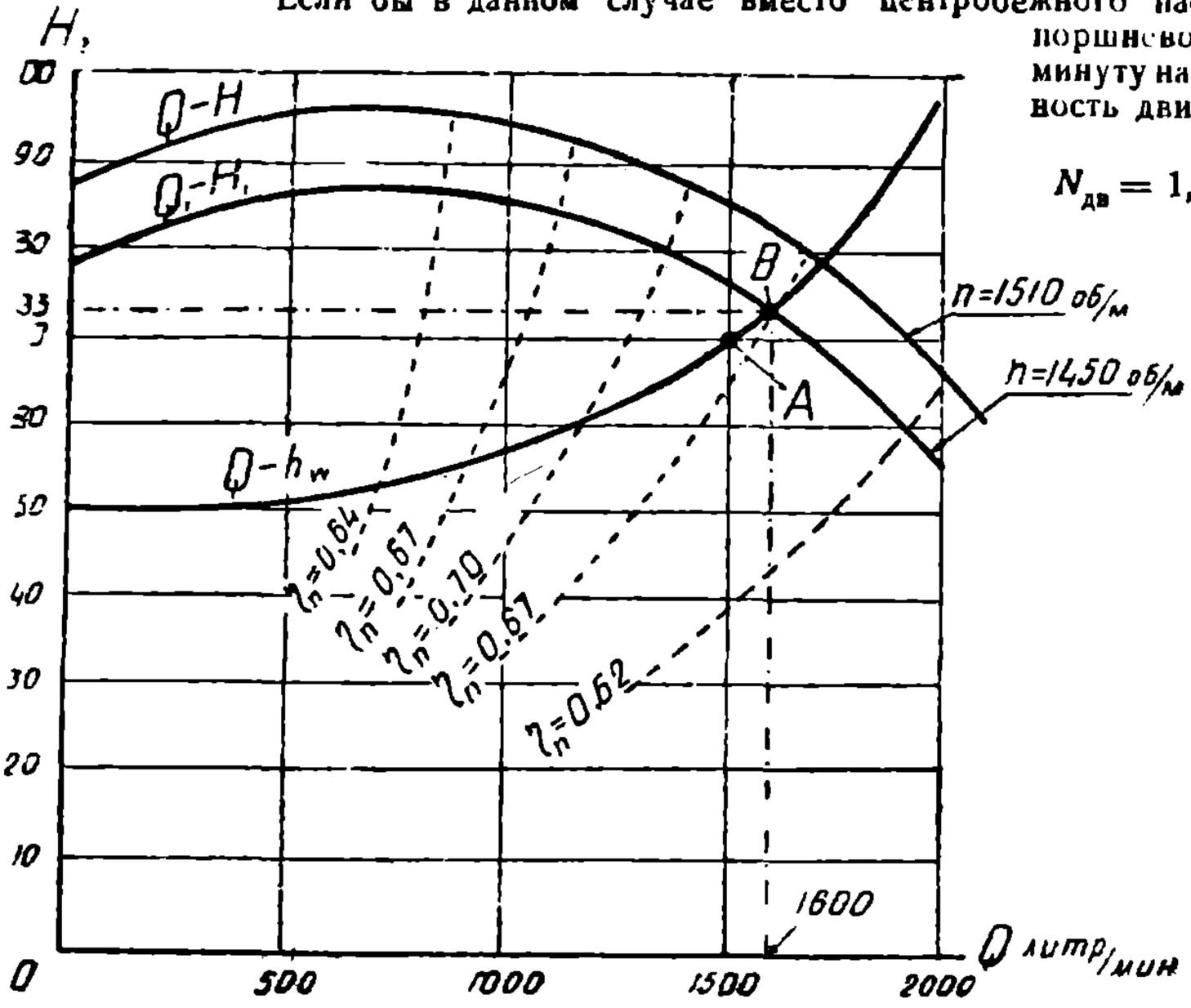
Для подачи требуемых 1500 *л*/мин. на высоту 70 *м* пришлось бы частично прикрыть задвижку у насоса на напорном трубопроводе, потеряв на ней часть мощности.

Если бы в данном случае вместо центробежного насоса применить приводной поршневой насос, то для подачи 1500 *л* минуту на высоту 70 *м* потребная мощность двигателя выразится в размере

$$N_{дв} = 1{,}1 \frac{1500 \cdot 70}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}8} = 34 \text{ л. с.}$$

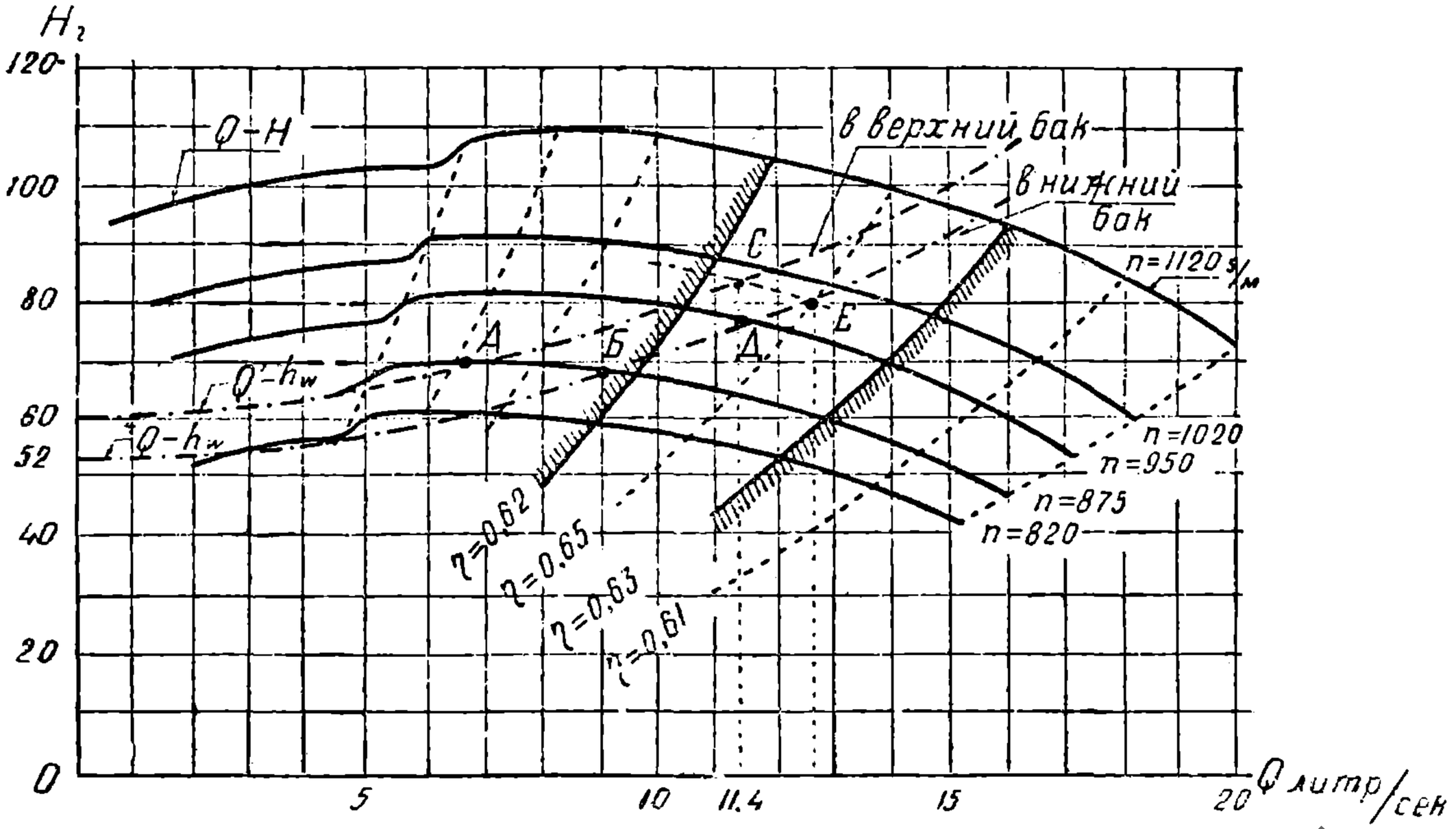
т. е. по сравнению с центробежным насосом меньше на 26%.

Пример 17. В связи с введением на одной из железных дорог м щных паровозов, с водяной емкостью тендера в 40 *куб. м*, из схемы поездн го водоснабжения дороги выпадает ряд прежних пунктов с водоснабжениями. С целью использования освобождающихся водопроводных устройств предполагается произвести переброску насосного оборудования на другие ж.-д. станции, для усиления их водоснабжений. В частности, требуется выяснить, может ли быть использовано и при каких условиях насосное оборудо- станции *B*, для усиления



115.

вание одной из подлежащих ликвидации насосных станций *A* на другой водоснабжения последней до подачи 900 *куб. м* в сутки.



Фиг. 116.

Оборудование разбираемой насосной станции *A* состоит из:

1) четырехступенчатого центробежного насоса $d = 100$ *мм*, для ременной передачи с двумя шкивами; характеристики насоса указаны на фиг. 116;

НБ УДУНТ (ДПТ)

2) поршневого приводного горизонтального одноцилиндрового насоса двойного действия, размерами 203×255 *мм*;

3) двух нефтяных двигателей горизонтального типа, мощностью по 20 лош. сил каждый, с числом оборотов $n = 300$ в минуту.

Шкивы у насосов и двигателей подобраны таким образом, что, при числе оборотов двигателей $n = 300$ в минуту, центробежный насос делает 875 оборотов, а поршневой насос по $n_2 = 42$ оборота поршня в минуту. Оба насоса изготовлены на заводе „Борец".

На станции *B*, водоснабжение которой является основным, имеется:

1) одна исправная напорная линия, диаметром 125 *мм* и длиною $l_н = 1\,200$ *м*, и одна всасывающая, $d_в = 150$ *мм* и длиною $l_в = 35$ *м*;

2) кирпичное водоемное здание с одним железным баком емкостью 80 *куб. м*; предполагается установить второй бак над существующим баком с соответствующей надстройкой водоемного здания.

Геометрическая высота подачи в нижний бак равна 52 *м*, и в верхний бак, в случае его установки, — 60 *м*. Имеющееся одиночное насосное оборудование на станции *B*, в силу своей маломощности и ветхости, полностью снимается.

Р е ш е н и е. Принимая продолжительность работы насосного оборудования равной 22 час. в сутки, определяем подачу воды

$$Q_c = \frac{900}{22} = 40{,}9 \text{ куб. м в час}$$

или в секунду

$$q = \frac{40{,}9 \cdot 1000}{60 \cdot 60} = 11{,}4 \text{ л/сек.}$$

Пользуясь формулами гидравлики, приведенными ранее в § 7, определяем значения $H_г$ при расходах $q =$ от 0 до 16 *л/сек.* и подаче воды то в верхний, то в нижний бак; найденные таким путем значения $H_г$ наносим на фиг. 116 в виде двух характеристик трубопровода $Q' - h_w$ и $Q - h_w$. Из пересечения характеристики центробежного насоса $Q - H$ с характеристиками трубопровода видно, что:

1) если оставить центробежному насосу прежнее число $n = 875$ об/мин., то насос по данному трубопроводу будет подавать: при работе в нижний бак (точка *Б*) — 9 *л* в секунду на полную высоту $H_г = 68$ *м*, а при работе в верхний бак (точка *A*) — 6,6 *л* в секунду на высоту $H_г = 70$ *м*;

2) для подачи требуемого количества воды в размере 11,4 *л* в секунду центробежный насос должен иметь для подачи в верхний бак (точка *C*) 1 010 об/мин., а в нижний бак (точка *D*) — — 950 об/мин.

В данном случае для сохранения постоянного числа оборотов двигателя придется принять $n = 1\,010$ об/мин. = const, отчего производительность насоса при подаче воды в нижний бак (точка *E*) возрастет до 12,7 *л/сек.*

Принимая коэффициент полезного действия ременной передачи равным $\eta_р = 0{,}95$, потребная для приведения в действие центробежного насоса мощность двигателя определится:

а) при подаче в верхний бак

$$N_д = 1{,}1 \frac{H_г \cdot q}{75 \cdot \eta_п \cdot \eta_р} = 1{,}1 \frac{84 \cdot 11{,}4}{75 \cdot 0{,}63 \cdot 0{,}95} = 23{,}3 \text{ лош. силы,}$$

б) при подаче в нижний бак

$$N_{дв} = 1{,}1 \frac{80 \cdot 12{,}7}{75 \cdot 0{,}65 \cdot 0{,}95} = 24{,}3 \text{ лош. силы.}$$

Значения коэффициента полезного действия насоса $\eta_п$, соответствующие точкам *C* и *E* взяты из характеристик, указанных на фиг. 116.

3) При подаче 11,4 *л/сек.* поршневым насосом в нижний бак полная высота подъема будет равна $H_г = 77$ *м* (точка *Д*) и в верхний бак $H_г = 84$ *м* (точка *C*); принимая полный коэффициент полезного действия данного насоса равным $\eta_п = 0{,}8$, определяем потребную мощность на валу двигателя:

а) при подаче воды в верхний бак

$$N_{дв} = 1{,}1 \frac{84 \cdot 11{,}4}{75 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}95} = 18{,}4 \text{ л. с.,}$$

б) при подаче воды в нижний бак

$$N_{дв} = 18{,}4 \frac{77}{84} = 16{,}9 \text{ л. с.}$$

Число оборотов поршня в минуту при подаче 11,4 *л/сек.* будет равно

$$n = \frac{Q_c}{2Fs\eta_o} = \frac{0{,}0114 \cdot 60}{2 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}203^2 \cdot 0{,}255 \cdot 0{,}9} = \frac{0{,}684}{0{,}0148} = 47 \text{ об/мин.}$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

Таким образом, механическое оборудование насосной станции *A* может быть использовано для усиления насосной станции *B* полностью лишь в отношении одного аггрегата (поршневой насос — нефтяной двигатель), с переменой шкивов, соответствующей числу оборотов поршня $n = 47$ об/мин.; что касается второго аггрегата (центробежный насос — нефтяной двигатель), то он может быть использован лишь в отношении насоса, так как мощность двигателя $N_{дв} = 20$ л. с. для новых условий недостаточна.

С целью лучшей стандартизации оборудования насосной станции *B* в данном случае было бы более рационально подыскать и для второго аггрегата поршневой насос, вместо центробежного, и использовать для него второй нефтяной двигатель $N_{дв} = 20$ л. с. со станции *A*.

Пример 18. При испытании пробной буровой скважины, глубиною 80 *м*, было установлено, что скважина обеспечивает подачу воды в количестве 50 *куб. м* в час. Внутренний диаметр обсадных труб скважины до глубины 50 *м* равен 200 *мм* и далее 150 *мм* (фиг. 117).

Отметка поверхности земли возле скважины равна 132 *м*,
- естественного уровня воды в скважине — 124 *м*,
- рабочего уровня в скважине при откачке воды в количестве 50 *куб. м*/час — 115 *м*.

Величина полного напора $H_г = 60$ *м*.

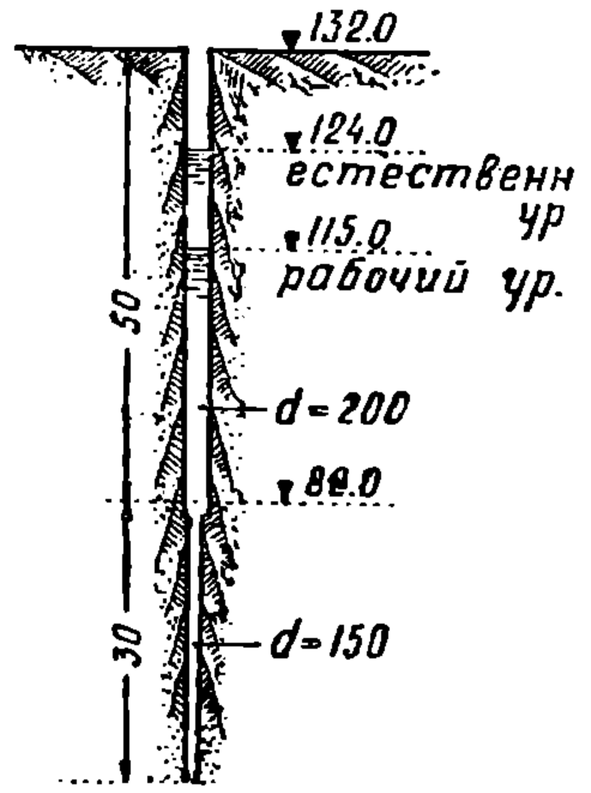
Требуется:

1) подобрать вертикальный центробежный насос производительностью $Q_с = 50$ *куб. м*/час и полным напором $H_г = 60$ *м*,

2) перестроить пробную скважину в рабочую.

Решение. Берем артезианский центробежный насос завода Amag-Hilpert в Германии (фиг. 110). Заданным условиям удовлетворяет насос ТР — 100 с 4 ступенями, требующий скважину диаметром в 500 *мм*. Мощность на валу двигателя, учитывая значительные колебания уровней, определится согласно таблице 40

$$N_{дв} = 1{,}2\ (5 \cdot 4 + 0{,}08 \cdot 4) = 24{,}4 \text{ л. с.}$$



Фиг. 117. Схема артезианской скважины.

Насос опускаем ниже рабочего уровня воды в скважине на 1,0 *м*, что даст возможность не ставить обратного клапана в соске и пускать насос в действие в любой момент без искусственной заливки водой (фиг. 118). Принимая длину насоса со всасывающей трубой равной 2 *м*, расстояние от низа соска до конца трубы ($d = 500$ *мм*) равным 1,0 *м* и глубину шахты — 2 *м*, найдем, что длина обсадных 500 *мм* труб должна быть не менее

$$(132 - 115) + 1 + 2 + 1 - 2 = 19 \text{ м}.$$

Нижний конец обсадных 500 *мм* труб достигает отметки

$$132 - 19 - 2 = 111{,}0 \text{ м}.$$

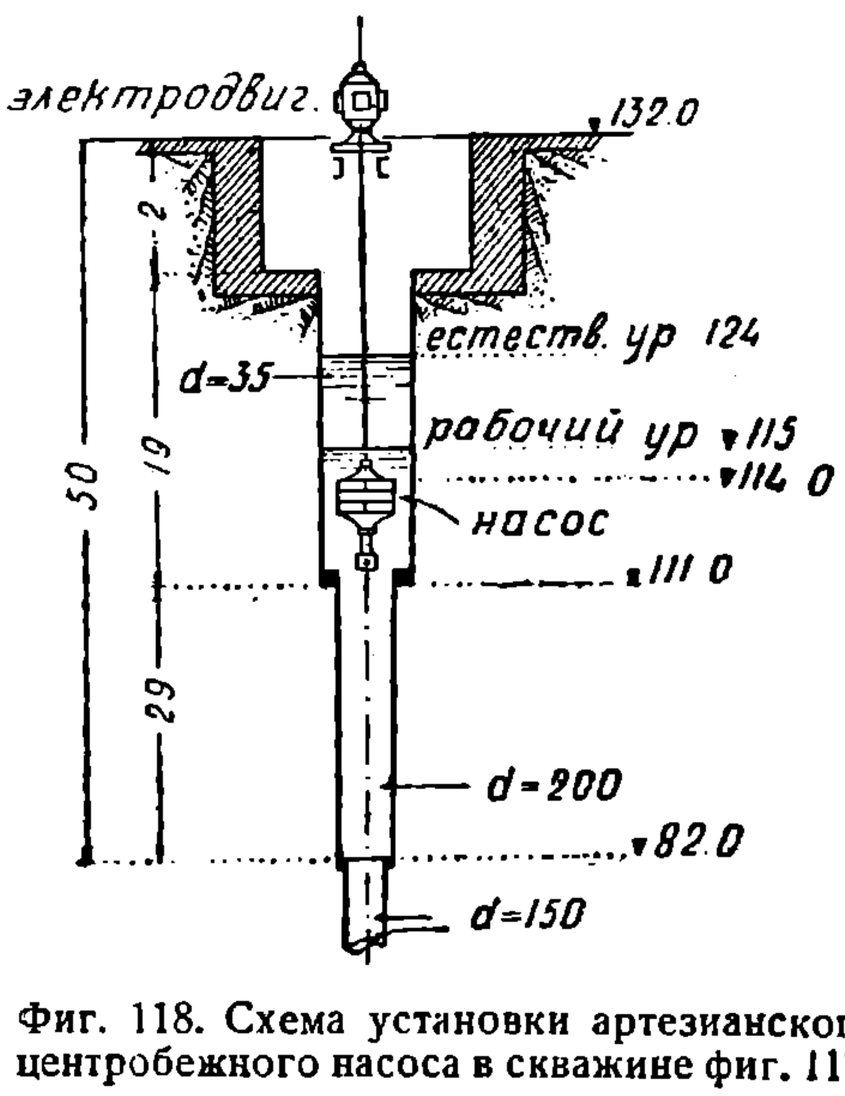
По теоретическим подсчетам, полезная мощность на валу насоса, принимая полный коэффициент полезного действия вертикального центробежного насоса равным $\eta_п = 0{,}55$, определится

$$N_н = \frac{\gamma \cdot q\, H_г}{75 \cdot \eta_п} + ek = \frac{1\,000 \cdot 50 \cdot 60}{75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 0{,}55} + 0{,}08 \cdot 4 = 20{,}4 \text{ л. с.}$$

Мощность на валу электродвигателя трехфазного тока, насаженного на одном вертикальном валу с насосом, будет равна

$$N_{дв} = 1{,}2\, N_н = 1{,}2 \cdot 20{,}4 = 24{,}5 \text{ л. с.}$$

Коэффициент 1,2 введен в данном случае для учета случайных перегрузок двигателя.



Фиг. 118. Схема установки артезианского центробежного насоса в скважине фиг. 117.

Схема переустройства верхней части артезианской скважины для установки артезианского центробежного насоса показана на фиг. 118.

Пример 19. Для обеспечения бесперебойности работы напорного водовода, состоящего из двух линий, между последними предполагается устроить переключения с целью возможности выключения отдельных участков для ремонта. При нормальной работе вода подается насосом одновременно по двум напорным линиям; в случае аварии поврежденный участок на одной линии выключается и вся вода на этом участке нагнетается с увеличенной скоростью по другой линии, оставшейся неповрежденной. Длина каждой напорной линии — 2400 *м* и диаметр — 150 *мм*. Геометрическая высота подачи — 10,8 *м*. В качестве насосного аггрегата установлен центробежный двухступенчатый насос диам. 100 *мм*, соединенный непосредственно с электродвигателем трехфазного тока с числом оборотов $n = 1450$ в минуту. Характеристики насоса изображены на фиг. 119. Подаваемая вода — неочищенная.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

Требуется определить:

1) Производительность центробежного насоса для случаев работы его:

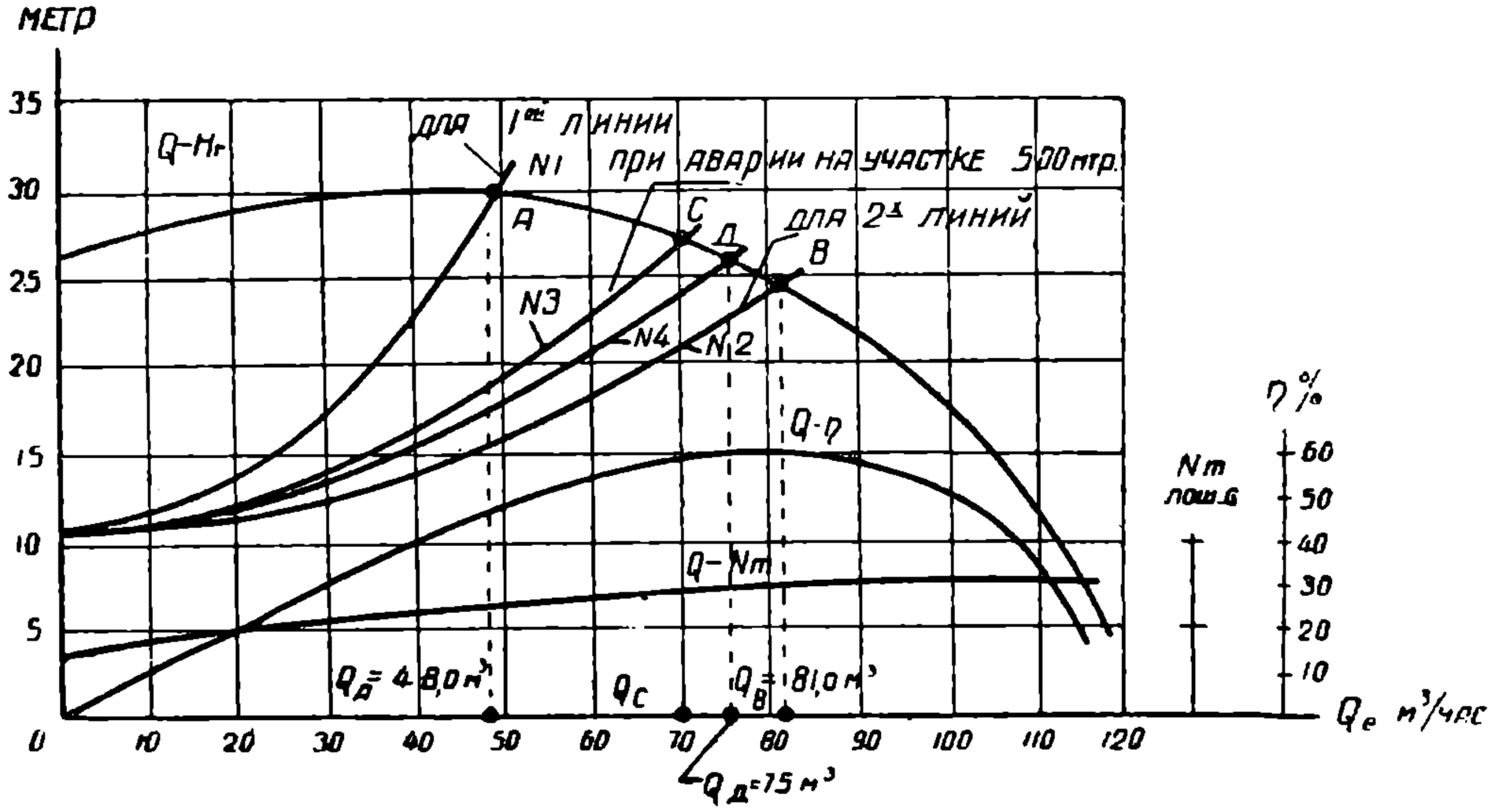
а) только по одной напорной линии,

б) одновременно по двум напорным линиям,

в) одновременно по двум напорным линиям, за исключением аварийного участка длиною в 500 *м*, где одна из напорных линий выключена на ремонт.

2) Наибольшую допустимую длину аварийного участка и общее число участков при условии гарантии подачи воды насосом в размере 75 *куб. м* в час.

Р е ш е н и е. I. Строим характеристики работы трубопроводов для заданных случаев. Учитывая загрязненность воды, пользуемся при определении потерь напора в трубах формулой Шези с коэффициентом К у т т е р а. Абсциссы точек пересечений этих кривых с характеристикой насоса $Q-H$ дадут искомые производительности насоса.



Фиг. 119.

а) Кривая № 1 — характеристика одной линии трубопровода, диам. 150 *мм* и длиною 2400 *м*, при подаче воды насосом только по одной этой линии. Производительность насоса равна 48 *куб. м* в час (абсцисса точки *A*).

б) Кривая № 2 — характеристика двух линий трубопровода, диам. 150 *мм* и длиною по 2400 *м* каждая, при подаче воды насосом одновременно по двум линиям. Производительность насоса равна 81 *куб. м* в час (абсцисса точки *B*).

в) Кривая № 3 — характеристика трубопровода, при аварийном случае, т. е. на протяжении 1900 *м* трубопровод работает в две линии и на протяжении 500 *м* — в одну линию. Производительность насоса равна 70 *куб. м* в час (абсцисса точки *C*).

2. Задаваясь длиною аварийных участков в 200, 300 и 400 *м*, строим для них характеристики работы трубопроводов по примеру построения кривой № 3. Абсциссы точек пересечения этих кривых с характеристикой насоса показывают, что для подачи 75 *куб. м* в час длина каждого аварийного участка не должна превосходить 300 *м*. Кривые работы трубопроводов при длине аварийных участков в 200 и 400 *м* на фиг. 119 для ясности чертежа не показаны. Число участков, на которые должны быть разбиты напорные линии, будет равно $2400 : 300 = 8$.

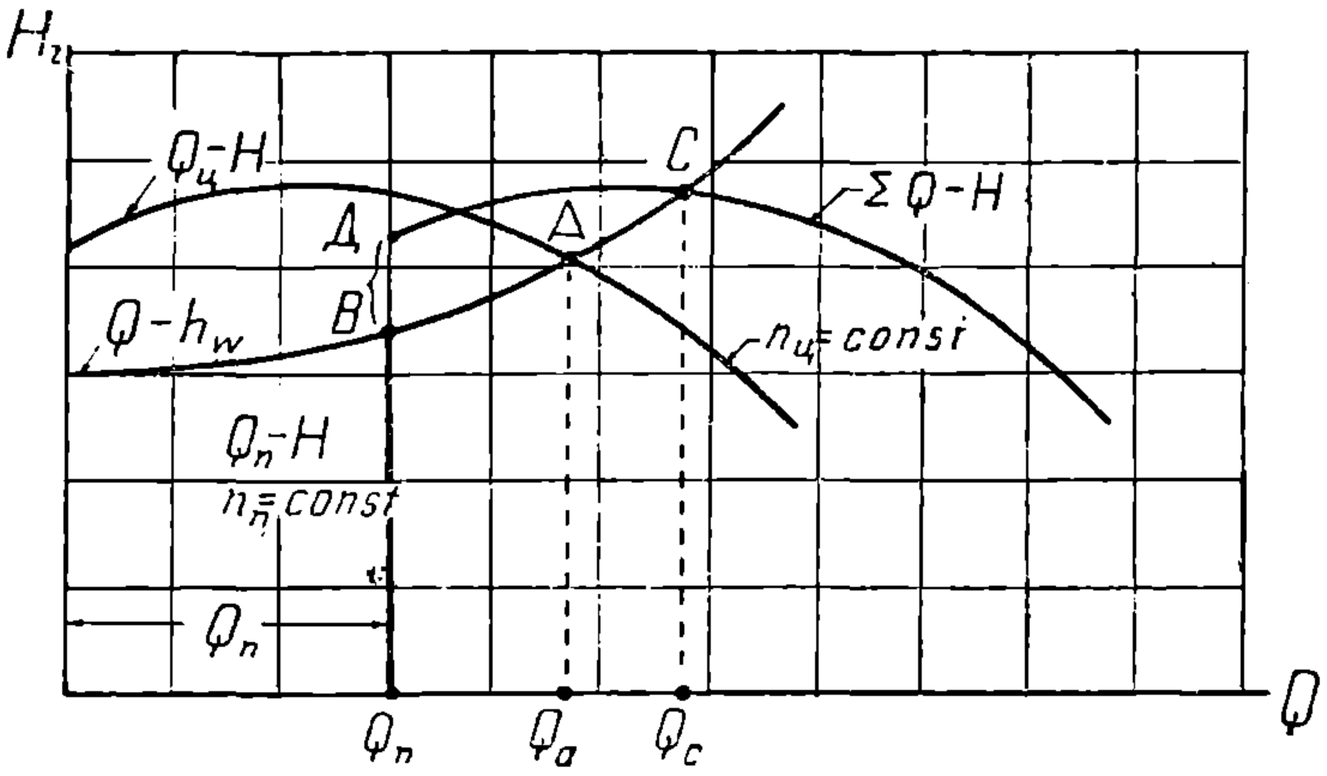
§ 22. Параллельная работа центробежных насосов.

В связи с ростом водопотребления на ж.-д. транспорте, вызывающим соответствующее увеличение мощности отдельных насосных станций, нередко приходится устанавливать в одном месте несколько насосных аггрегатов и работать одновременно двумя или тремя из них с подачей воды в общий трубопровод, т. е. производить работу параллельно. При этом могут иметь место случаи одновременной работы центробежного насоса как с поршневым, так и с центробежным насосом. Поэтому оба указанных случая рассмотрены ниже.

1. Параллельная работа центробежного и поршневого насосов. Характеристика $Q_ц - H_ц$ центробежного насоса имеет при данном числе оборотов $n_ц = \text{const}$ вид, изображенный на фиг. 120. В поршневых насосах, работающих при постоянном числе оборотов $n_п = \text{const}$, подача воды $Q_п$ зависит от величины диаметра и длины хода поршня, а также коэффициента напол-

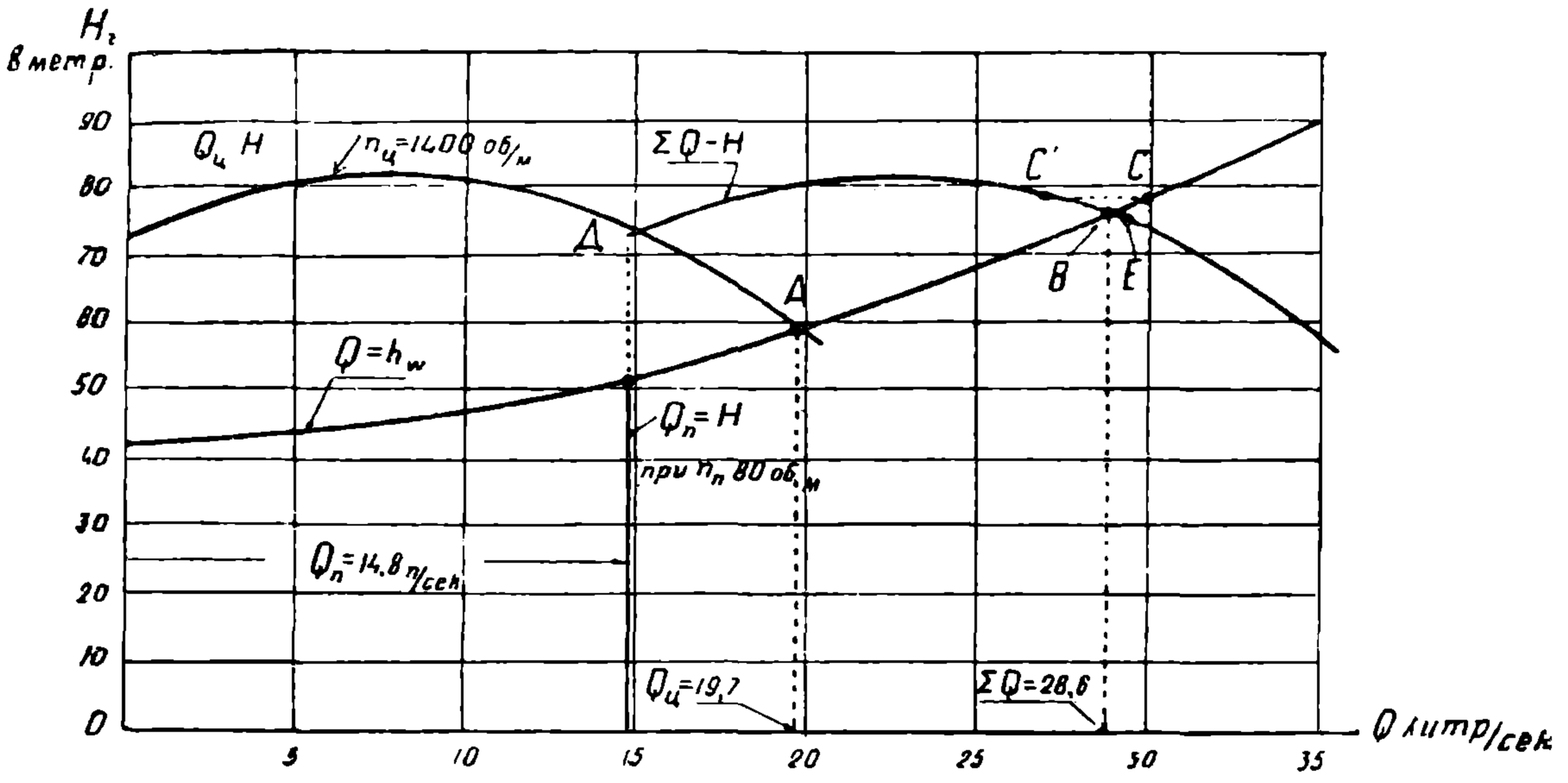
НБ УПИИТ (ДИТ)

нения η_0. Так как для данного насоса диаметр поршня и длина хода есть величины постоянные, а коэффициент наполнения η_0 меняется от изменения величины напора настолько незначительно, что его на практике считают постоянным (см. § 9), то можно принять, что при $n_п = \text{const}$ подача воды поршневым насосом равна $Q_п = \text{const}$. Поэтому характеристика $Q_п - H$ в поршневым насосе, для определенного числа оборотов $n_п = \text{const}$, будет иметь вид прямой $Q_п - H$, параллельной оси ординат H.



Фиг. 120 и 121. Характеристики центробежного и поршневого насосов при параллельной работе.

Если обозначить через $Q_ц$ подачу воды центробежным насосом и через $Q_п$ подачу воды поршневым насосом, то суммарная подача их будет равна $\Sigma Q = Q_ц + Q_п$. При одновременной работе обоих насосов и изменении величины напора $H_г$, общая подача воды будет изменяться лишь за счет производительности одного центробежного насоса. Поэтому суммарная подача воды обоими насосами изобразится кривой $\Sigma Q - H$,



Фиг. 121.

представляющей собой кривую $Q_ц - H$, отнесенную по оси абцисс на постоянную величину подачи воды поршневым насосом $Q_п = \text{const}$. Дополнив фиг. 120 характеристикой потерь напора трубопровода $Q - h_w$, видим, что при работе одного центробежного насоса производительность и напор определятся координатами точки A, одного поршневого насоса — точки B, и при одновременной работе двух насосов — точки C, причем в последнем случае суммарная подача $Q_c < Q_в + Q_a$ из-за уменьшения производительности центробежного насоса на величину $\Delta Q = Q_A + Q_в - Q_c$. Такое уменьшение подачи в данном случае вызывается увеличением напора на $\Delta h_w = H_c - H_A$.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Подача воды центробежным насосом начнется с того момента, когда образуемый им напор достигнет величины $H_в$, созданной поршневым насосом; до этого же подача будет происходить лишь одним поршневым насосом.

Пример 20. Поршневой насос тройного действия (трехскальчатый) разм. 152×228 *мм*, имеющий число оборотов поршня $n_п = 80$ об/мин., предполагается включить в параллельную работу с центробежным пятиступенчатым насосом для ременной передачи, $d = 100$ *мм* и $n_ц = 1400$ об/мин. Оба насоса изготовлены на заводе „Борец". Характеристики центробежного насоса $Q_ц - H$ для $n_ц = 1400$ об/мин. и потерь напора трубопровода $Q - h_ц$ указаны на фиг. 121.

Требуется выяснить, сколько будут подавать в час: 1) один поршневой насос, 2) один центробежный насос, 3) оба насоса при одновременной параллельной работе, 4) можно ли достигнуть, и при каких условиях, подачи воды в размере 30 *л*/сек., при одновременной работе обоих насосов.

Решение. 1) Один поршневой насос подаст в час

$$Q_н = 3\eta_0 Fsn\,60 = 3 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}152^2 \cdot 0{,}228 \cdot 80 \cdot 60 = 53{,}5 \text{ куб. } м$$

или в секунду

$$53{,}5 \cdot 1000 : 3600 = 14{,}8 \text{ } л/\text{сек.}$$

2) Один центробежный насос подаст количество воды, указанное абсциссой точки A равное $Q_A = 19{,}7$ *л*/сек. или 71 *куб. м* в час.

3) Для определения суммарной подачи строим кривую $\Sigma Q - H$, путем прибавления к абсциссам кривой $Q_ц - H$ величины постоянного расхода $Q_п = 14{,}8$ *л*/сек. Абсцисса точки пересечения B новой кривой $\Sigma Q - H$ с характеристикой трубопровода даст искомый суммарный расход $\Sigma Q = 28{,}6$ *л*/сек. или 103 *куб. м* в час.

Таким образом, при совместной параллельной работе производительность центробежного насоса уменьшилась на $53{,}5 + 71 - 103 = 21{,}5$ *куб. м* в час или на 30%, в силу того, что полный напор увеличился на $77 - 60 = 17$ *м*.

4) Пересечение ординаты, соответствующей $Q = 30$ *л*/сек., с кривой $Q - h_w$ в точке C указывает на то, что для подачи 30 *л*/сек. требуется создать напор, равный $H_c = 79$ *м*.

Увеличения общей подачи воды, вообще говоря, можно достигнуть путем следующих увеличений производительности насосов: а) только одного поршневого насоса, б) только одного центробежного насоса, в) обоих насосов вместе.

а) Для увеличения подачи только за счет одного поршневого насоса, производительность последнего должна быть увеличена до таких размеров, при которых кривая $\Sigma Q - H$, отодвинувшись вправо на величину $C' - C$, пройдет через точку C пересечения кривой $Q - h_w$ с ординатой, проведенной из точки $Q = 30$ *л*/сек. Отрезок $C' - C$ равен 3,4 *л*/сек., откуда искомая производительность поршневого насоса определится: $Q_п = 14{,}8 + 3{,}4 = 18{,}2$ *л*/сек. или 65,5 *куб. м* в час

Число оборотов поршня должно быть доведено до $n = 80 \dfrac{65{,}5}{53{,}5} = 98$ об/мин.

Из таблицы 19 видим, что по данным завода „Борец" такое увеличение оборотов рассматриваемого насоса допустимо; но так как при этом предельная вакуумметрическая высота всасывания уменьшится с 5,5 до 4 *м*, то для окончательного решения вопроса о возможности увеличения подачи воды данным насосом до 65,5 *куб. м* в час, надлежит проверить существующие условия всасывания, исходя из $_{max} H^{\circ}_{вак} = 4$ *м* и пользуясь формулами, указанными ранее в § 7.

б) Во втором случае, т. е. ири увеличении общей подачи за счет увеличения цроизводительности только одного центробежного насоса, придется увеличить число оборотов насоса до таких размеров, при которых кривая $\Sigma Q - H$ пройдет через точку C. Для отыскания этого числа оборотов проводим через точку C кривую $\dfrac{Q}{\sqrt{H}} = \dfrac{30}{\sqrt{79}} = 3{,}37$ (на чертеже, во избежание затемнения, эта кривая не показана). Пересечение новой кривой $\dfrac{Q}{\sqrt{H}} = 3{,}37$ с кривой $\Sigma Q - H$ в точке E, с координатами $Q = 29{,}2$ *л*/сек. и $H_г = 75$ *м*, дает возможность найти число оборотов:

$$n_1 = n \frac{Q_c}{Q_\varepsilon} = 1400 \frac{30}{29{,}2} = 1438 \text{ об/м;} \quad n_1 = n \sqrt{\frac{H_c}{H_\varepsilon}} = 1400 \sqrt{\frac{79}{75}} = 1438 \text{ об/м.}$$

Так как $n_1 > n$, то для окончательного решения вопроса о возможности получения расхода $Q = 30$ *л*/сек., путем увеличения производительности центробежного насоса, необходимо иметь опытную характеристику $Q - H$ этого насоса для $n = 1438$ об/мин.

Если двигатель, приводящий в действие насос, не сможет увеличить число своих оборотов до размеров, обеспечивающих насосу число оборотов $n_1 = 1438$ об/мин., то придется сменить или шкив у насоса на меньший диаметр, или шкив у двигателя—на больший диаметр.

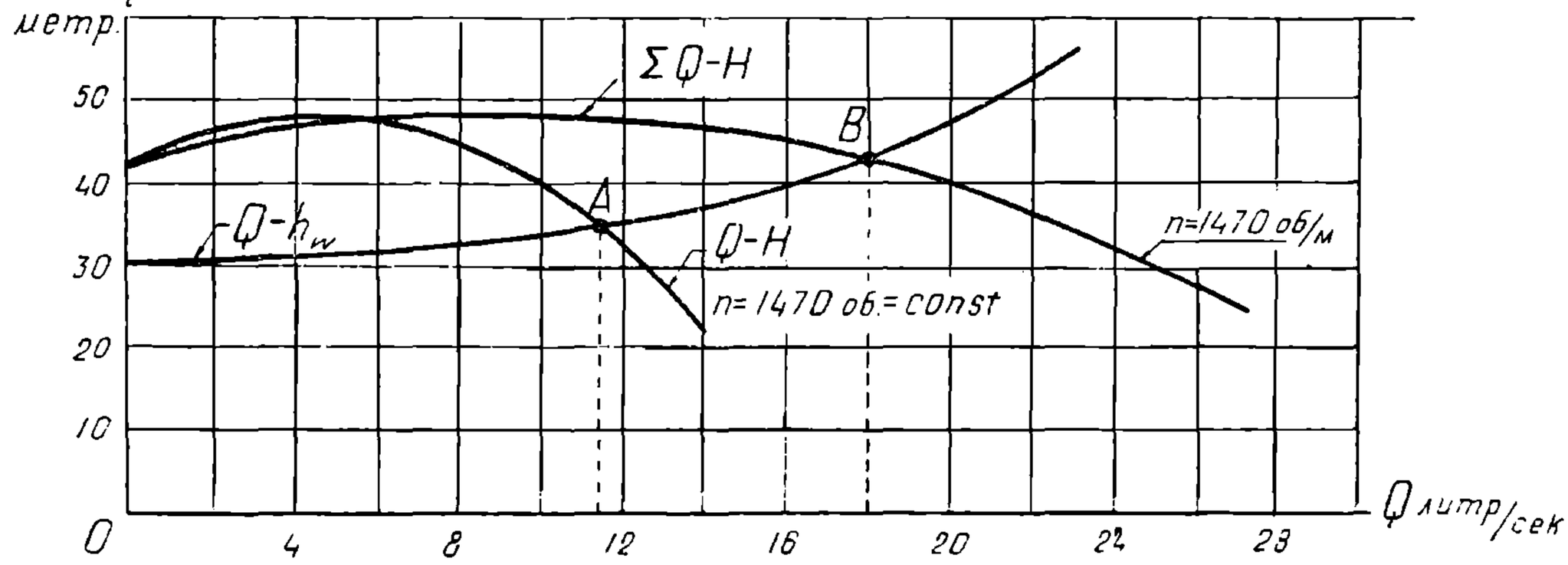
в) В третьем случае, т. е. при увеличении общей подачи путем повышения производительности каждого насоса, придется увеличить число оборотов обоих насосов. Задавшись новым числом оборотов для любого насоса, перестраиваем, в соответствии с ним, характеристики $Q - H$ и $\Sigma Q - H$. Отыскание числа оборотов для другого насоса сведется к решению одного из рассмотренных выше случаев.

Вполне понятно, что во всех трех случаях должна быть проверена достаточность мощности двигателей, приводящих в действие насосы.

НТБ УДУНТ (ДНТ)

II. Параллельная работа двух одинаковых центробежных насосов. При параллельной работе двух одинаковых насосов, имеющих каждый характеристику $Q-H$ для $n=\text{const}$, показанную на фиг. 122, суммарная подача воды может быть изображена характеристикой $\Sigma Q-H$, построенной путем удваивания абсцисс кривой $Q-H$. Пересечения кривых $Q-H$ и $\Sigma Q-H$ с характеристикой трубопровода $Q-h_w$ показывают, что при одиночной работе центробежного насоса подача воды и напор определится координатами точки A равными Q_A и H_A; при совместной работе — координатами точки B, равными Q_B и H_B.

При параллельной работе общая производительность двух насосов B_A будет меньше $2Q_A$, вследствие повышения напора на $H-H_A$.



Фиг. 12. Характеристики параллельной работы двух центробежных насосов.

Сравнивая параллельную работу двух центробежных насосов с параллельной работой центробежного насоса с поршневым при той же производительности, видим, что:

1) для упомянутых условий общая одновременная подача двух центробежных насосов будет меньше общей одновременной подачи центробежного и поршневого насосов;

2) общая подача воды при параллельной работе двух одинаковых центробежных насосов при равном числе оборотов и таком же открытии задвижки распределится равномерно между обоими насосами с самого момента пуска насосов, в то время как при параллельной работе центробежного насоса с поршневым подача воды центробежным насосом начинается после того, как общая подача будет больше подачи поршневого насоса (т. е. когда напор, создаваемый центробежным насосом, достигнет напора, создаваемого поршневым насосом), причем за все время работы производительность поршневого насоса остается постоянной и меняется лишь у одного центробежного насоса в зависимости от изменения номера.

Пример 21. **Для увеличения производительности насосной станции** предполагается ввести **параллельную работу двух одинаковых трехступенчатых центробежных насосов**, имеющих $d=75$ *мм* и $n=1\,470$ об/мин. каждый. Характеристики насоса $Q-H$ и трубопровода $Q-h_w$ показаны на фиг. 122. Требуется выяснить, сколько будут подавать в час: 1) один насос и 2) два насоса при параллельной работе.

Решение.

1) Подача воды по данному трубопроводу одним насосом, при $n=1470$ об/мин., определяется абсциссой точки A, равной $Q_A=11{,}5$ *л*/сек. или 41,4 *куб. м* в час;

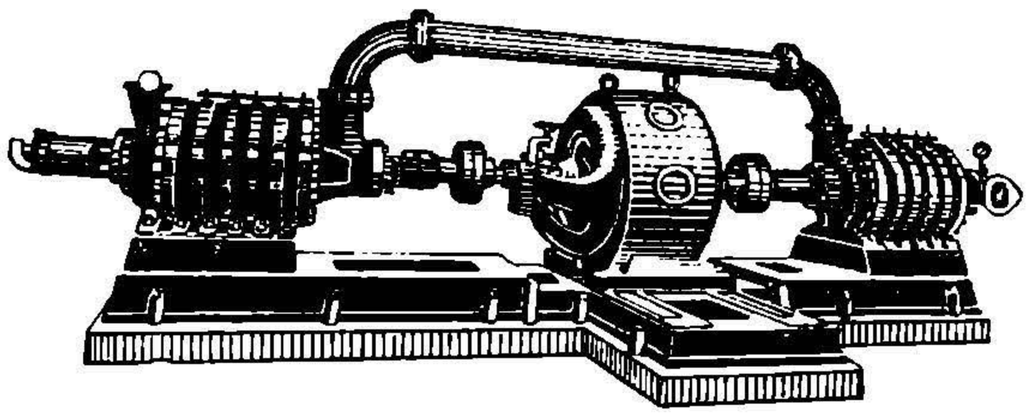
2) для определения общей подачи воды при параллельной работе насосов строим кривую $\Sigma Q-H$ путем удвоения абсцисс кривой $Q-H$. Пересечение новой кривой $\Sigma Q-H$ с кривой $Q-h_w$ в точке B дает искомую суммарную подачу $\Sigma Q=18$ *л*/сек. или 64,8 *куб. м* в час.

§ 23. Последовательная работа центробежных насосов.

При рассмотрении многоколесных центробежных насосов (§ 19) указывалось, что для получения больших напоров центробежные насосы строятся

НБ УДУНТ (ДПТ)

из нескольких колес, распределяя полную высоту подъема поровну на каждое из них. Если одно колесо, в зависимости от положения задвижки, сможет подать воду в количестве q на высоту h, то при последовательном соединении k числа таких же колес, последние подадут то же количество воды q на высоту kh и при параллельном соединении kq — на высоту h. При числе колес не более 7—10 штук их обычно насаживают на один общий вал, а при большем числе — разбивают на две группы, устраивая вместо одного два насоса из того же числа колес и соединяя насосы последовательно, как это показано на фиг. 123. В практике ж.-д. водоснабжения последовательная работа насосов может иметь место лишь как временное явление на случай необходимости повышения давления в сети для противопожарных целей, за отсутствием специального высоконапорного, так называемого, **стационарного** пожарного насоса. Поэтому насосная установка в этих случаях монтируется таким образом, чтобы каждый насос в обычное время мог работать самостоятельно или параллельно, а в исключительных случаях переходить на последовательную работу, путем соответствующего переключения трубопроводов по схеме, указанной на фиг. 124. При подаче воды по напорному трубопроводу D задвижки 2, 4, 5 и 7 закрываются а задвижки 1, 3, 6 и 8 открываются; при подаче воды по трубопроводу C регулировка подачи производится задвижкой 8. При самостоятельной работе каждого насосного агрегата открыты задвижки 1, 4, 5 и 6, и закрыты — 2, 3, 6 и 7; при параллельной работе насосов по одному трубопроводу C (в случае аварии второго — D) открываются задвижки 1, 4 и 5, а все остальные закрываются.

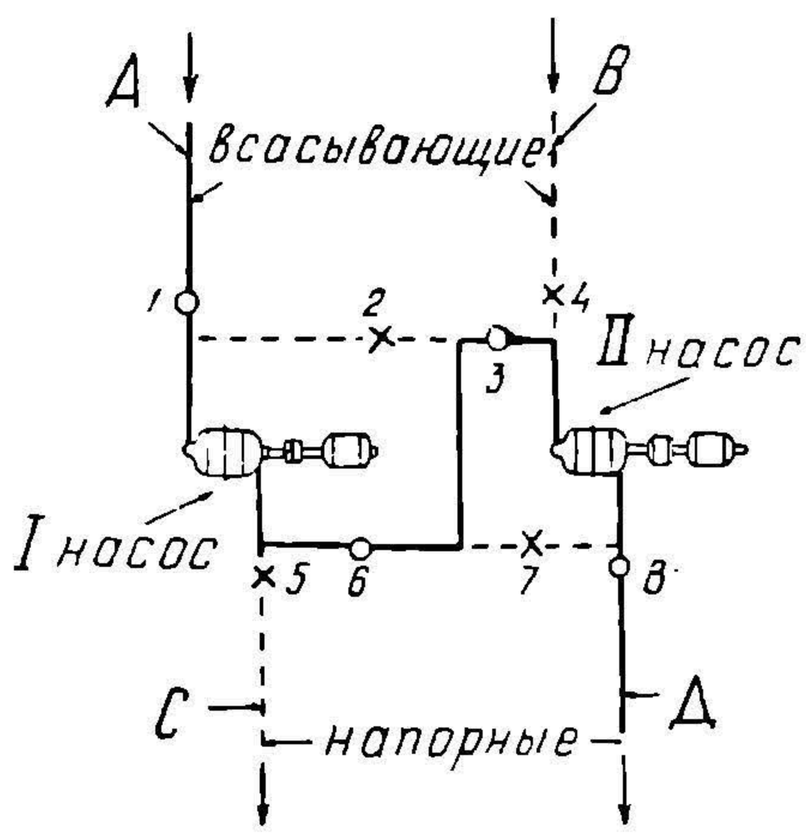


Фиг. 123. Аггрегат—электродвигатель с двумя центробежными насосами, включенными в параллельную работу.

При последовательной работе насосов следует особенно опасаться возможности перегорания электродвигателей от могущей произойти перегрузки их из-за резкого падения давления в сети, вместе с которым автоматически повысится подача насосов, понизится их коэффициент полезного действия и увеличится размер потребляемой ими энергии.

Такого рода опасность может возникнуть, например, при прорыве сети или открытии гидравлической путевой колонны в момент последовательной работы насосов, нагнетающих воду непосредственно в разводящую сеть. В этих случаях следует электродвигатели брать с несколько повышенным запасом мощности (на 10—15%) помимо нормального запаса. Характеристика $Q - \Sigma H$ суммарной работы насосов при последовательном их соединении будет иметь примерно тот же вид, что и кривая $Q - H$ одного насоса, с той лишь разницей, что суммарная величина напора в ней будет увеличена соответственно увеличению числа колес.

Кривую $Q - \Sigma H$ последовательной работы двух насосов находят или опытным путем, или принимают равной кривой $Q - H$ одного насоса той же конструкции и с числом колес, равным сумме колес обоих насосов, при равном числе оборотов с ними.

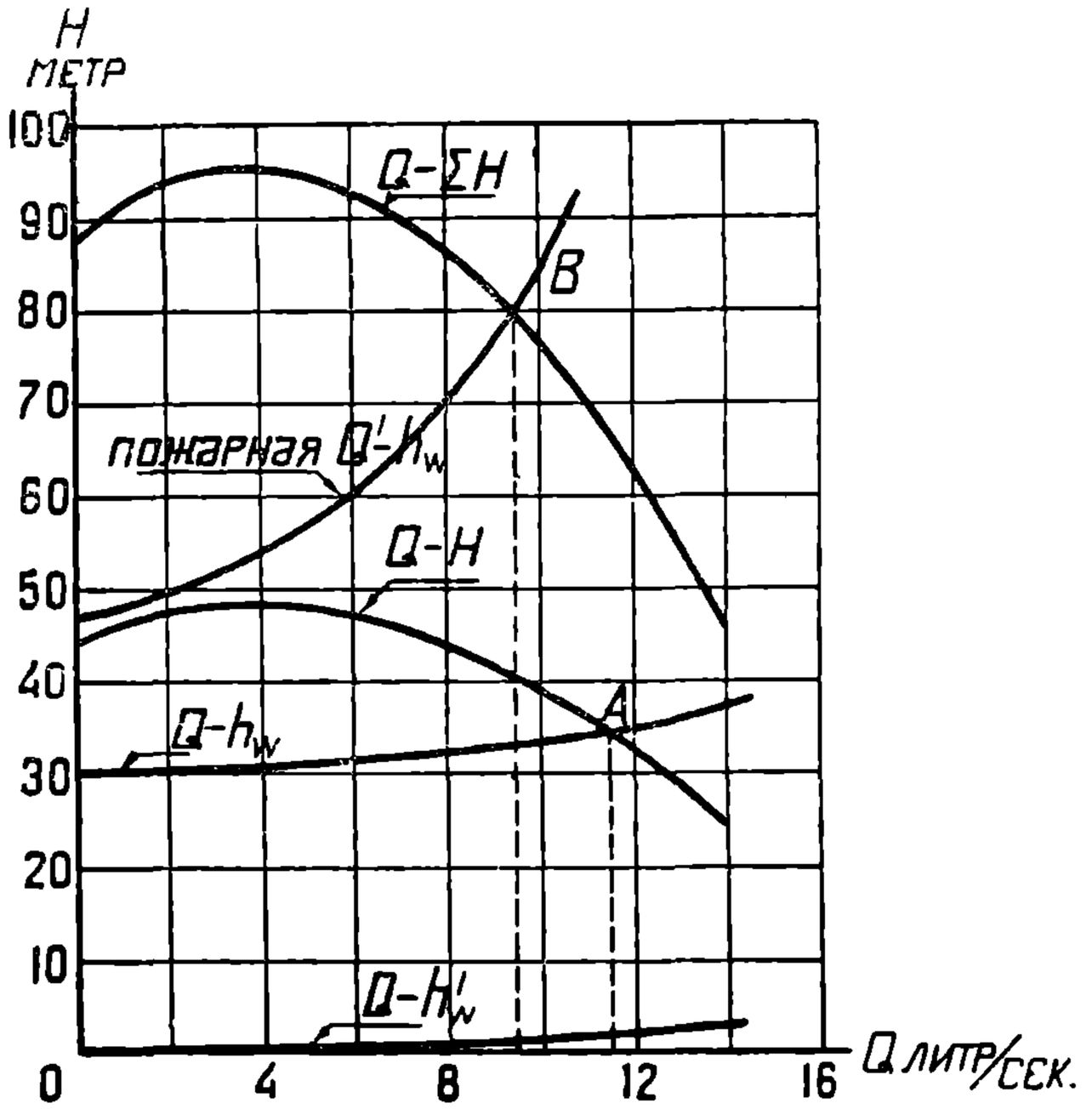


Фиг. 124. Схема переключения трубопроводов с параллельной на последовательную работу и обратно двух центробежных насосов.

Пример 22. С целью увеличения напора в разводящей сети для противопожарных нужд территории ж.-д. станции, предполагается устроить на насосной станции переключение трубопроводов, могущее обеспечить последовательную работу двух одинаковых трехступенчатых центробежных насосов $d = 75$ *мм* с числом оборотов $n = 1470$ в минуту. Характеристики $Q - H$ трех-

НБ УДУНТ (ДИТ)

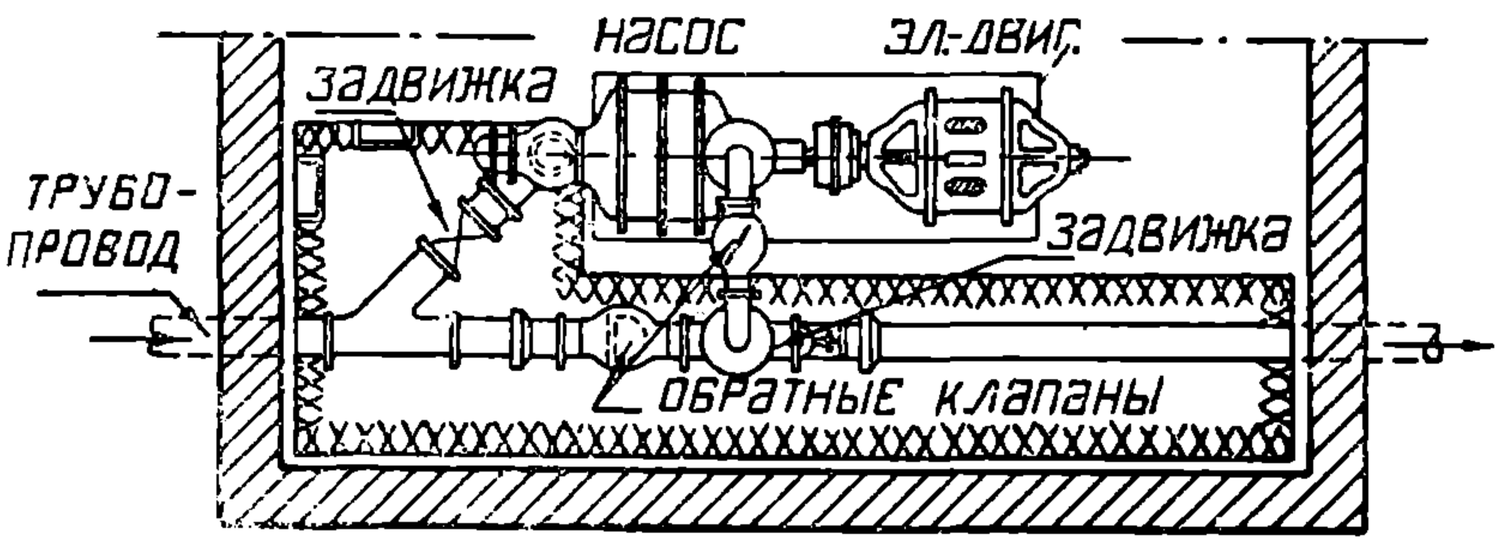
ступенчатого и шестиступенчатого насосов $d = 75$ *мм*, при $n = 1\,470$ об/мин., и характеристики трубопровода $Q - h_w$ до возникновения пожара и $Q' - h_w$ в момент тушения пожара при действии пожарного рукава—изображены на фиг. 125. Требуется определить величину напора и производительность насосов при отдельной и последовательной работах.



Фиг. 125. Характеристики последовательной работы двух центробежных насосов.

Решение. При работе одного насоса и отсутствии пожара подача воды и напор определятся координатами точки $A: Q = 11{,}5$ *л*/сек. и $H_г = 35$ *м*. Кривая $Q' - h_w$ проходит выше кривой $Q - H$, поэтому один насос не сможет создать нужный напор для противопожарных целей. При последовательном соединении насосов и включении в сеть пожарного рукава подача воды будет происходить в количестве $Q = 9{,}6$ *л*/сек., на высоту $\Sigma H_г = 81$ *м* (точка B). При выключении пожарного рукава и работе насосов в прежнюю сеть напор сильно понизится, что вызовет увеличение производительности насоса. Так как пересечение кривой $Q - \Sigma H$ с кривой $Q - h_w$ выходит далеко за пределы области нормальной производительности насосов, то не представляется возможным сказать что-либо определенное о работе установки, тем более, что в данном случае не исключена возможность даже полного прекращения подачи воды.

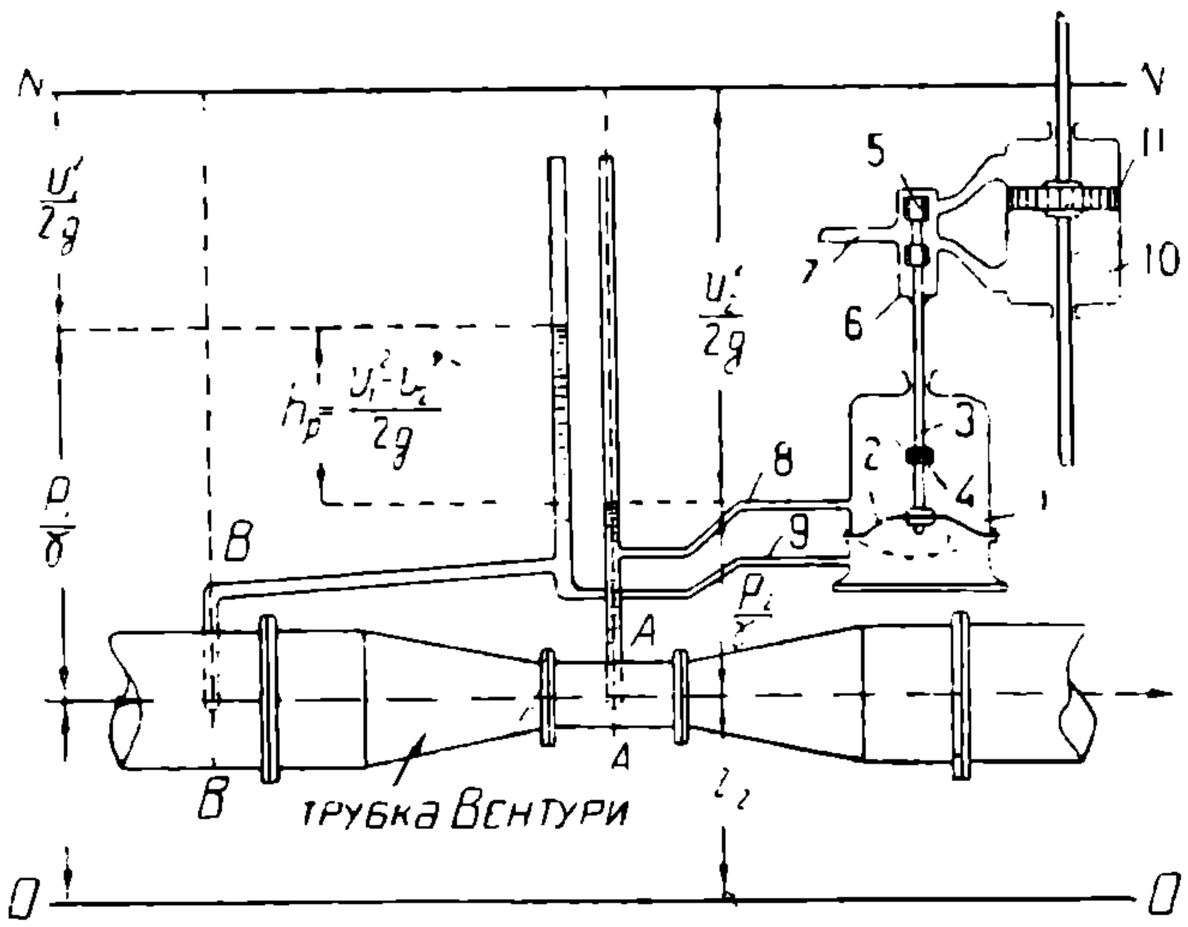
На практике нередко приходится прибегать к повышению давления или к увеличению протекающего количества воды в трубопроводах с помощью последовательного включения в сеть центробежных насосов. Включения такого рода осуществляются обычно по типу фиг. 126. С этой целью разъединяется трубопровод и устраивается обводная труба. После этого в обводную трубу включается насос, а в основную трубу — обратный клапан. Последний при пуске насоса закрывается сам под действием гидравлического давления, развивающегося со стороны нагнетания. Пуск в работу и остановка электродвигателя производится при этом или в ручную, или автоматически. В тех случаях, когда вода подается в водонапорную башню, автоматический пуск и остановка электродвигателя осуществляется на расстоянии, большей частью, с помощью приспособлений с поплавками. Включение в электрическую сеть электродвигателей производится при понижении уровня воды в резервуаре ниже допускаемого предела, путем соединения контактов, и выключение электродвигателей — путем разъединения контактов, в момент повышения уровня в резервуаре выше допускаемого предела. В тех случаях, когда вода нагнетается непосредственно в разводящую сеть, автоматическое включение и выключение насоса часто устраивается с помощью насадка Вентури по фиг. 127. Согласно уравнению Д. Бернулли, выражающему закон живых сил в установившемся дви-



Фиг. 126. Непосредственное включение центробежного насоса в сеть с напором для повышения давления.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

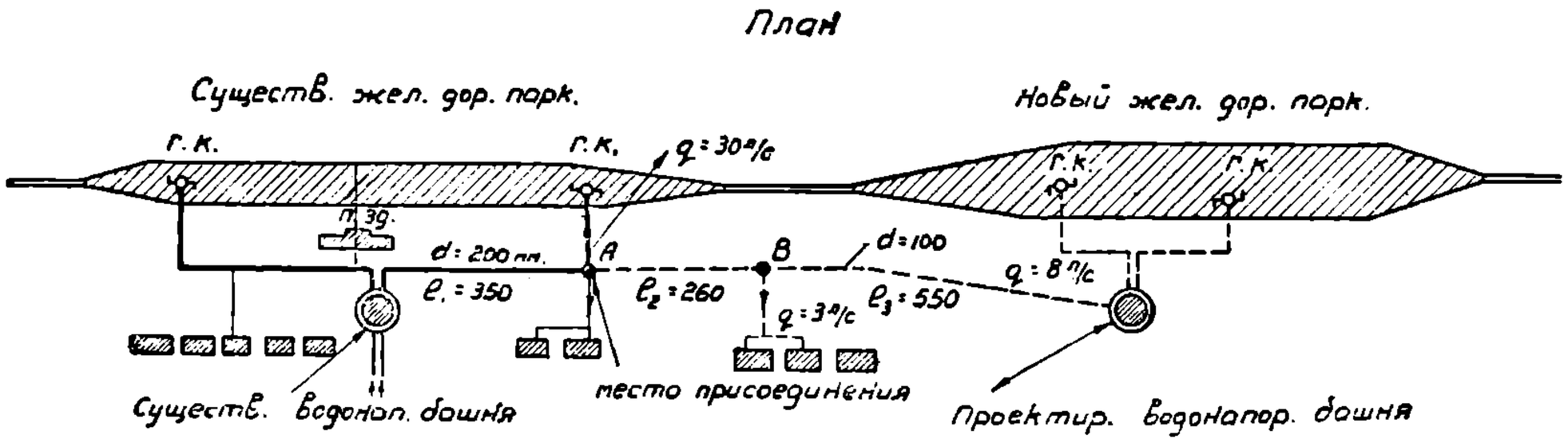
жении жидкости, полная энергия (потенциальная и кинетическая), заключающаяся в единице веса жидкости, протекающей через струйку при установившемся движении, есть величина постоянная. При уменьшении диаметра трубы в сечении $A-A$ (фиг. 127), скорость движения жидкости возрастает, отчего увеличивается удельная кинетическая энергия или так называемый „скоростной" напор $h_2=\frac{v^2_2}{2g}$ и уменьшается удельная потенциальная энергия $Z+\frac{p_2}{\gamma}$, а вместе с последней уменьшается для данного сечения и удельная энергия давления $\frac{p_2}{\gamma}$. Если взять для сравнения два сечения трубки Вентури в плоскости $A-A$ и $B-B$, то скорость движения жидкости и скоростные напоры в них будут зависеть от количества протекающей жидкости. Поэтому разность уровней, образующаяся вследствие причин, указанных выше, в вертикальных трубках (пьезометрах), поставленных в сечениях $A-A$ и $B-B$ насадки Вентури, будет свидетельствовать, с одной стороны, о разности гидростатических давлений в данных сечениях, а с другой стороны, о количестве протекающей жидкости. Эту разность уровней



Фиг. 127. Схема прибора для автоматического включения и выключения электронасоса.

$$h_p=\frac{v_1^2-v_2^2}{2g}=f(Q)$$

и используют для включения и выключения электромотора с помощью приспособлений, схематически изображенных на фиг. 127 и состоящих в следущем: внутри герметически закрытого колпака 1 помещается мембрана 2 с прикрепленным к ней штоком 3 и грузом 4. На противоположном конце штока на-



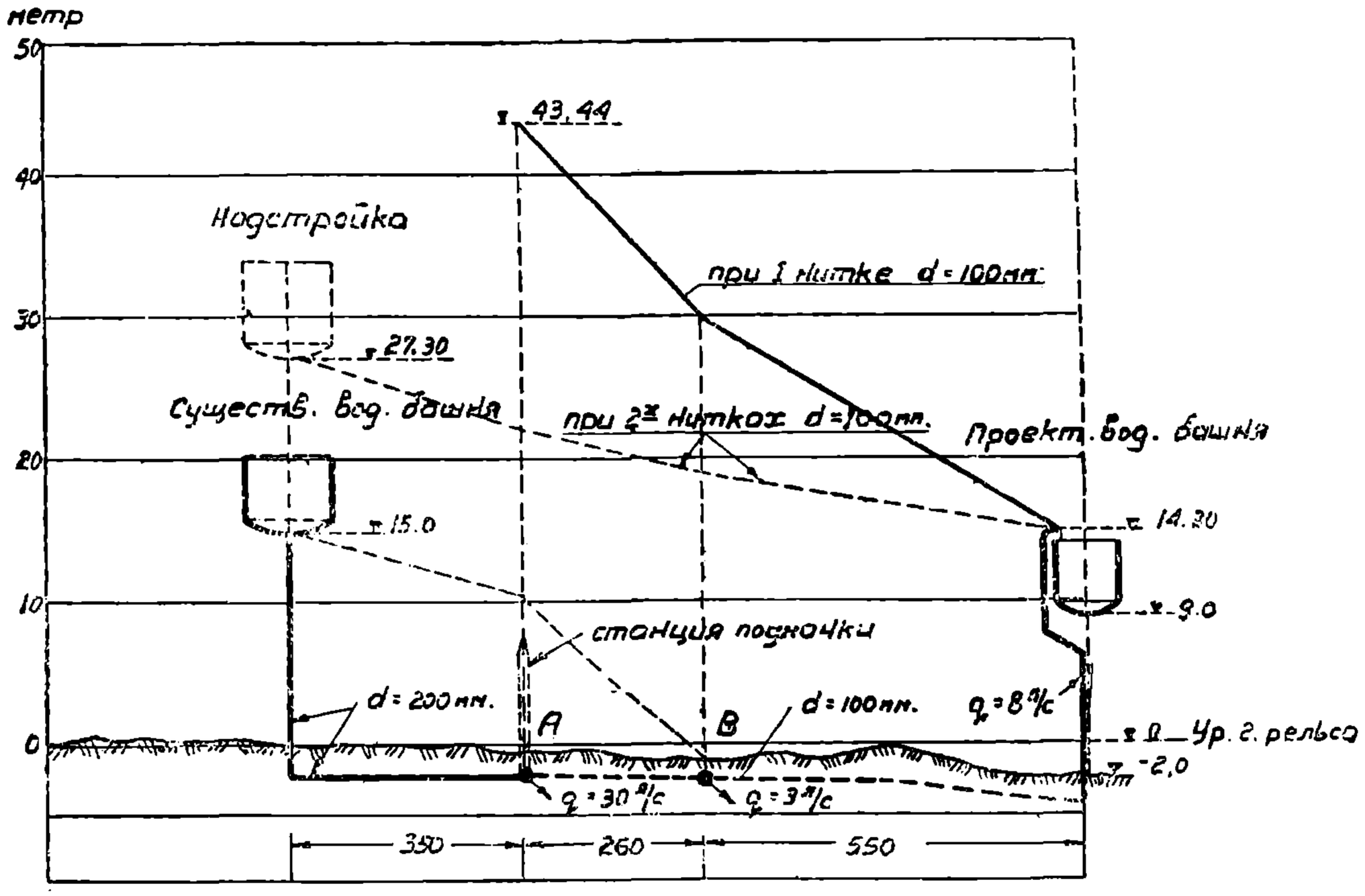
Фиг. 128.

сажен распределительный поршень 5, перемещающийся в коробке 6, соединенной с напорным трубопроводом трубкой 7. Верхняя часть кохпака 1 соединяется трубкой 8 с пьезометром, установленным в меньшем сечении $A-A$ трубки Вентури и нижняя часть трубкой 9 с пьезометром, установленным в большем сечении $B-B$. С увеличением расхода воды возрастает разность уровней в пьезометрах и соответственно последней увеличивается давление на мембрану снизу вверх, заставляя ее изгибаться и передвигать вверх распределительный поршень 5. Последний, перемещаясь, откроет входное и закроет выходное отверстия в нижней части цилиндра 10 и одновременно закроет входное и откроет выходное отверстия в его верхней части, отчего поршень 11, под давлением воды, поступившей по трубке 7 из трубопровода, поднимается вверх и своим штоком произведет соединение контактов и пуск в действие электродвигателя. С уменьшением расхода воды произойдет обратное явление, т. е.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

уменьшится разность уровней в пьезометрах, поршень 11 опустится вниз, разомкнет контакты и выключит электродвигатель. В приведенном ниже примере 23 рассмотрен наиболее характерный случай последовательного включения центробежного насоса в водопроводную сеть с напором с целью повышения последнего.

Пример 23. В связи с развитием жел.-дор. станции явилась необходимость в снабжении водой в количестве 11 *л* в секунду одного из вновь-строящихся жел.-дор. парков со всеми его обслуживающими и жилыми помещениями. С этой целью предполагается построить на территории нового парка водонапорную башню с питанием ее от существующей башни путем удлинения разводящей сети (фиг. 128). Новый участок водопроводной линии между концом существующей линии *A* и проектируемой башней имеет длину 810 *м*. В точке *B*, расположенной на новом участке в расстоянии 200 *м* от точки *A*, требуется устроить ответвление к новым домам для подачи воды в количестве 3 *л* в секунду с напором не менее 10 *м*. Из существующей сети диам. 200 *мм* и длиною в 350 *м* включая сюда и стояк в башне) происходит питание одной гидравлической путевой колонки и нескольких жилых домов, потребляющих 30 *л*/сек. По характеру застройки величина напора в точке



Фиг. 129.

A не должна быть меньше 8 *м* водяного столба. Средний суточный расход воды по ж.-д. станции составляет 3200 *куб. м*. Расход этот подается насосной станцией первого подъема в течение 16 ч. Потребление нового парка равно 640 *куб. м* в среднем в сутки. Оборудование насосной станции 1-го подъема состоит из трехскальчатых насосов и электродвигателей. Жел.-дор. станция снабжается электрической энергией от районной электрической станции и, кроме того, имеет в качестве резерва свою электрическую станцию. Ток—трехфазный. Стоимость электроэнергии—10 коп. за 1 *k*W. Схематический план жел.-дор. станции и продольный профиль трубопроводов между обеими башнями показан на фиг. 129.

Требуется выбрать наиболее рациональный способ подачи воды в новую водонапорную башню, имея при этом в виду, что жел. дорога из имеющихся в ее распоряжении труб может выделить для данных работ лишь трубы диам. 100 *мм*.

Решение.

Снабжение водой нового жел.-дор. парка в данном случае может быть осуществлено по одному из вариантов:

1) путем соответствующей надстройки существующей водонапорной башни с перестановкой бака на большую высоту или

2) путем увеличения давления в сети с помощью последовательного включения в нее насосов.

В первом варианте высота надстройки будет зависеть от величины свободного напора на сопротивление в трубопроводе. Наименьший свободный напор, согласно отметкам расположения днища существующего бака и верха хобота трубы над проектируемых баком (фиг. 129) равен 15—14,3=0,7 *м*.

НБ УДХТ (ДИТ)

Потери напора в трубопроводе указаны в следующей таблице:

Наименование участков	Длина в *м*	Диаметр в *мм*	Расход в л/сек.	Скорость в *м*	Относит. уклон по Шези	Потери напора в *м*
I. При укладке нового участка в 1 нитку из 100 *мм* труб.						
Нов. башня—*B*	550	100	8	1,03	0,0284	15,62
B—*A*	260	100	11	1,40	0,052	13,52
A—существ. башня	350	200	41	1,28	0,0147	5,15
Итого	—	—	—	—	—	34,29
II. При укладке нового участка в 2 нитки из 100 *мм* труб.						
Нов. башня—*B*	550	100	4	0,51	0,0069	3,80
B—*A*	260	100	5,5	0,69	0,0129	3,35
A—существ. башня	350	200	41	1,28	0,0147	5,15
Итого	—	—	—	—	—	12,30

Таким образом, высота надстройки существующей водонапорной башни определится:
а) При укдадке нового участка в 1 нитку из 100 *мм* труб

$$H_{\text{надстр.}} = 34{,}29 - 0{,}7 = 33{,}59 \ м.$$

б) При укладке нового участка в 2 нитки из 100 *мм* труб

$$H_{\text{надстр.}} = 12{,}30 - 0{,}7 = 11{,}60 \ м.$$

Для решения вопроса о возможности надстройки водонапорной башни надлежит проверить:
1) общее состояние башни, размеры ее фундамента и давление на грунт с учетом будущей надстройки,
2) будет ли достаточна мощность двигателей, а при центробежных насосах — еще и производительность последних, в насосной станции первого подъема в связи с увеличением высоты башни (см. пример 17),
3) не произойдет ли от увеличения геометрической высоты подачи воды (на величину надстройки башни), повышения давления в напорном трубопроводе свыше предела, допускаемого трубами по их состоянию и роду материала.

Так как в данном случае вполне очевидна невозможность и нецелесообразность надстройки существующей башни на высоту 33,59 *м*, т. е. доведения общей ее высоты до $15 + 33{,}59 = 48{,}59$ *м*, то в дальнейшем будем рассматривать лишь случай надстройки башни на высоту 12,3 *м*, полагая, что эта надстройка, после проверки указанных выше 3 условий, оказалась возможной без усиления механического оборудования в насосной станции первого подъема, перекладки напорной линии и без особого усиления фундамента.

При втором варианте, т. е. включении в сеть насосов, станцию подкачки придется расположить на участке между точками *A* и *B* в силу того, что установка ее левее точки *A* вызовет необходимость подкачки кроме 11 *л*/сек. еще и 30 *л*/сек., а установка ее правее точки *B* не обеспечит в последней требуемого напора в 10 *м* (фиг. 129). В данном случае будет целесообразно установить станцию подкачки немного правее точки *A*, так как этим будет создан и на участке *A*—*B* повышенный напор, могущий быть использованным в будущем для целей водоснабжения в случае постройки высоких зданий в районе *A*—*B*. В качестве насосов для подкачки воды могут быть применены как поршневые, так и центробежные насосы. В случае применения первых берем горизонтальный поршневой приводной одноцилиндровый насос двойного действия, размерами 178×255 *мм*, с числом оборотов $n = 220$ в минуту; насос строится на заводе „Борец" (см. фиг. 46).

Так как всасывание происходит под напором, то полный напор насоса

$$H_г = 43{,}44 + 1{,}0 = 44{,}44 \ м,$$

где 1,0 *м*—потери напора на сопротивления в трубопроводах внутри насосной станции.

Потребная мощность электродвигателя

$$N_{эл} = 1{,}1 \frac{qH_г}{75 \cdot \eta_н \eta_р} = 1{,}1 \frac{1{,}1 \cdot 44{,}44}{75 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}95} = 10{,}1 \text{ л. с.} = 7{,}43 \ kW$$

В случае применения центробежного насоса берем трехступенчатый центробежный насос $d = 75$ *мм*, с числом оборотов $n = 1\,470$ в минуту, для непосредственной передачи от электродвигателя. Характеристика насоса $Q - H$ изображена на фиг. 130. Строим на тех же осях координат кривую сопротивления $Q - h_w$ трубопровода протяжением от *A*—*B* до водонапорной башни, полагая при этом, что в точку *B* будет неизменно подаваться 3 *л*/сек. Так, например, при расходе на участке $A - B$ 11 *л*/сек., на участке *B*—нов. водон. башня, будет проходить $11 - 3 = 8$ *л*/сек.; соответствующие потери на тех же участках

$$h = 0{,}86 + 13{,}52 + 15{,}62 = 30{,}0 \ м.$$

НЕ УДУТ (ДШТ)

Задаваясь различными значениями Q и определяя указанным путем соответствующие им значения потерь h, строим по ним ряд точек, соединив которые получим кривую $Q—h_w$.

Вода подходит к насосу под некоторым напором. Величина последнего будет тем меньше, чем больше расход воды, т. е. чем больше потери напора на сопротивления, на участке от существующей водонапорной башни до точки A, имеющем диаметр труб 200 *мм* и длину 350 *м*. В тот момент, когда по упомянутому участку будут проходить 30 *л*/сек., т. е. когда в новый участок вода поступать не будет, потери напора в существующем участке будут равны

$$h = 0{,}0083 \cdot 350 = 2{,}9 \ м$$

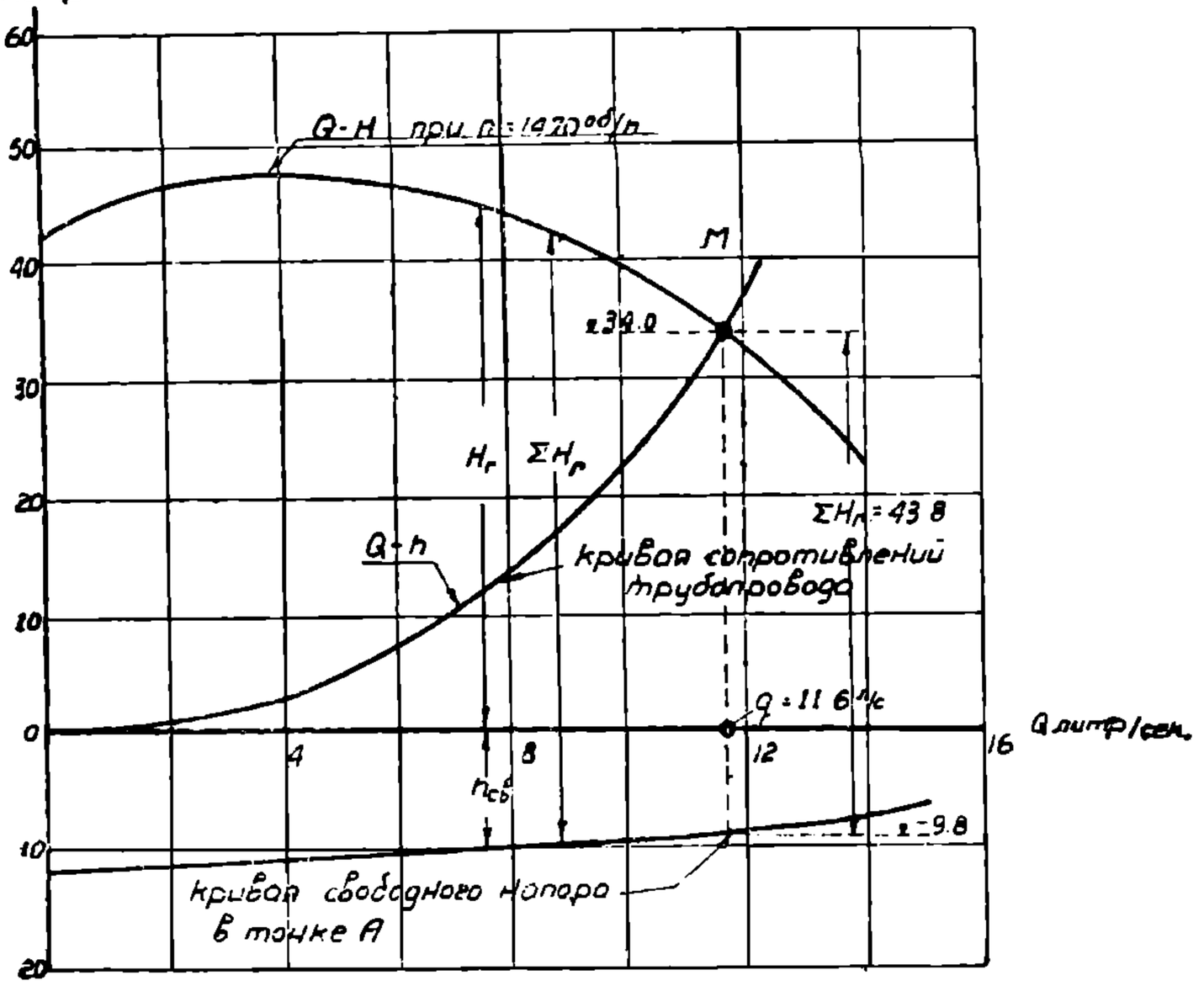
и наименьший свободный напор в точке A

$$_{\min} h_{св} = 15 + 0{,}6 - 2{,}9 = 12{,}7 \ м > 10 \ м,$$

где 0,6 *м*—разница отметок поверхности земли у точки A и у существующей башни.

При проходе по тому же участку 41 *л*/сек., т. е. при подаче на новый участок $41 - 30 = 11$ *л*/сек, свободный напор в точке A упадет до

$$h_{св}^{\prime} = 15 + 0{,}6 - 5{,}15 = 10{,}45 \ м > 8 \text{ м}.$$



Фиг. 130.

Если откладывать по оси абсцисс расходы воды Q, поступающие с существующего участка на новый участок, и вниз по оси ординат — соответствующие им свободные напоры в точке A, то получим в результате кривую $Q — h_{св}$, представляющую собой кривую свободного напора у точки A, т. е. у насосов со стороны всасывающей линии. Сумма ординат $Q—H$ и $Q — h_{св}$ будет представлять полный (гидродинамический) напор—$\Sigma H_г$, создаваемый последовательной работой центробежного насоса с напором в разводящем трубопроводе, питающемся от башни, т. е. $\Sigma H_г = H_г + h_{св}$.

Точка M — пересечения кривых $Q — H$ и $Q — h$ показывает, что при работе взятого нами центробежного насоса полный напор будет равен $\Sigma H_г = 34 + 9{,}8 = 43{,}8$ *м* и соответствующая производительность $Q_м = 11{,}6$ *л*/сек. .

Отсюда видим, что благодаря последовательному включению насоса самому насосу приходится создавать напор только в размере 34 *м* вместо требуемого 43,8 *м*, т. к. остальную часть в размере $43{,}8 — 34 = 9{,}8$ *м* создает водонапорная башня.

Потребная мощность электродвигателя

$$N_{эл} = 1{,}1 \frac{Q_м H_г}{75 \cdot \eta_н} = \frac{1{,}1 \cdot 11{,}6 \cdot 34}{75 \cdot 0{,}55} = 10{,}5 \text{ л. с.} \cong 7{,}8 \ k\text{W}.$$

Сравнивая между собой расходы энергии при установке поршневого и центробежного насосов, видим, что для рассматриваемого случая они получились почти равными.

Так как установка центробежного насоса, соединенного непосредственно с электродвигателем, будет дешевле установки поршневого насоса с электродвигателем и ременной передачей (меньше здание, дешевле стоимость насоса и т. д.), то останавливаемся на центробежном насосе. Таким образом, остается выяснить: что будет целесообразнее—надстройка башни на 12,3 *м* с укладкой нового участка трубопровода в 2 нитки из 100 *мм* труб, или же постройка насосной станции подкачки с двумя электронасосами (один рабочий, второй — запасной), с укладкой нового участка в 1 нитку из 100 *мм* труб.

Для решения этого вопроса ниже произведены экономические подсчеты, результаты которых приведены в следующей таблице;[1] при этом в числе вариантов рассмотрен и вариант с автоматическим обслуживанием насосной станции подкачки.

---

[1] Экономические подсчеты произведены по методу, изложенному в трудах ЦИС — НКПСа— „Проектирование железнодорожных водоснабжений" — 1932 г., стр. 55—56.

НБ УДУНТ (ДИТ)

№№ по пор.	Наименование расходов	Надстройка башни	Постройка нас. станц.	
			С обычн. управл.	С автом. управл.
	I. Строительные расходы			
1	Надстройка водонапорной башни на высоту 12.3 *м* с перестановкой бака и переустр. внутреннего трубопровода	38 000		
2	Постройка здания для насосной станции	—	6 000	6 000
3	Квартира для машинистов	—	11 000	—
4	Механическое оборудование из 2 электромоторов, включая их стоимость, установку и оборудование трубопроводами .	—	8 000	13 000
5	Трубопроводы диам. 100 *мм* .	24 000	16 000	16 000
	Итого .	62 000	41 000	35 000
	II. Эксплоатационные расходы в год			
1	Содержание персонала .	—	8 000	1 000
2	Расход электроэнергии $0{,}1 \cdot \frac{1{,}1 \cdot 200 \cdot 1000 \cdot 12{,}3 \cdot 19 \cdot 365}{3600 \cdot 75 \cdot 0{,}75 \cdot 1{,}36}$	6 800	—	—
	$0{,}1 \cdot 7{,}8 \cdot 16 \cdot 365$.	—	4 600	5 000
3	Освещение, отопление, ремонт здания и оборудования, амортизация, налоги и проч. . .	3 200	2 600	2 500
	Итого	10 000	15 200	8 500
	III. Общие годовые расходы			
1	Эксплоатационные расходы . .	10 000	15 200	8 500
2	Ежегодные отчисления в фонд социалистического накопления .	5 000	3 300	2 800
	Всего	15 000	18 500	11 300

Из всего изложенного следует, что в данном случае наиболее экономичным способом подачи воды в новую водонапорную башню является постройка станции подкачки с автоматическим обслуживанием. При выборе вариантов следует иметь в виду еще то обстоятельство, что надстройка существующей башни может вызвать временное прекращение водоснабжения всей жел.-дор. станции.

Из решения всех примеров с центробежными насосами, приведенных ранее (прим. 15—22), видно, насколько необходимо в условиях работы жел.-дор. водоснабжений знать характеристики центробежных насосов.

§ 24. Сравнение центробежных насосов с поршневыми.

Сравнивая между собой работу и конструкции центробежных и поршневых насосов для равных условий подачи воды, найдем, на основании всего изложенного ранее, следующие различия в них.

1) В то время как в поршневом насосе количество подаваемой воды почти совершенно не зависит от высоты подъема, в центробежных насосах существует вполне определенная зависимость между подачей воды Q_e и высотой напора H_r, выраженная координатами точек кривых $Q — H$.

2) Увеличение подъема в условиях любой установки в поршневом насосе возможно и допустимо в гораздо больших пределах, чем в центробежном, вследствие того, что в последнем максимальная высота подъема определяется координатами точки пересечения характеристики трубопровода $Q — h_w$ с кривой $Q — H$, соответствующей вполне определенному числу оборотов. Поэтому поршневые насосы дают больше удобств и возможностей для использования их при переброске оборудования с одной станции на другую, надстройке водоемных зданий с установкой сверху вторых баков, укладке длинных напор-

НБ УГЛТУ (ДИТ)

ных линий разных диаметров и вообще там, где имеет место резкое изменение напоров.

3) При понижении величины напора $H_г$, без изменения числа оборотов, центробежный насос автоматически будет подавать большее количество воды и потреблять большую мощность, в то время как в поршневом насосе такое увеличение подачи и мощности можно сделать только путем изменения числа оборотов и то в более ограниченных пределах, обусловливаемых быстрым ростом сопротивлений от ускорения движения водяного столба и появлением стука в клапанах.

Указанное свойство центробежного насоса — автоматически повышать производительность и потребляемую мощность при понижении величины напора — иногда влечет за собой при прорывах напорных трубопроводов настолько значительное повышение потребляемой мощности, что электродвигатели, взятые с недостаточным запасом ее, перегорают.

4) Предельная геометрическая высота всасывания в центробежном насосе колеблется для данных условий в меньших пределах, чем в поршневых. Однако, при нормальных условиях работы и правильном выполнении установки, эта высота для поршневых насосов может быть во многих случаях больше, чем для центробежных.

5) Регулирование подачи воды центробежными насосами осуществляется проще, чем в поршневых,—путем закрытия или открытия задвижки на напорном трубопроводе или, наконец, путем изменения числа оборотов; в поршневых насосах регулирование подачи возможно лишь путем изменения числа оборотов, исключая паровые прямодействующие поршневые насосы системы Вортингтон, у которых некоторое регулирование подачи может производиться, кроме того, еще и путем изменения, в небольших пределах, длины хода поршня.

Следует отметить, что удобство регулировки подачи воды в центробежном насосе помощью задвижки имеет и свою отрицательную сторону, в том отношении, что понижает коэффициент полезного действия установки и притом иногда в весьма больших пределах.

6) Пуск центробежного насоса производится при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, а поршневого — обязательно при открытой задвижке, во избежание могущей произойти в последнем случае аварии.

7) Благодаря тому, что центробежный насос, в отличие от поршневого, может при определенном числе оборотов и закрытой задвижке работать без повышения величины давления сверх его $_{max}H_г$ обусловленного конструкцией насоса, имеется возможность подавать воду непосредственно в разводящую сеть без опасения повредить последнюю.

8) Подача воды в центробежных насосах производится равномернее, чем в поршневых. Однако, и в поршневых насосах многократного действия в случае правильной установки и выбора размеров воздушных колпаков, равномерность подачи по трубопроводу практически получается, примерно, такой же как и в центробежных.

9) Центробежные насосы могут иметь значительно большее число оборотов, чем поршневые, в силу чего передача им движущей силы от быстроходных двигателей может осуществляться проще и с меньшими потерями, а вся установка может иметь большую компактность.

10) Мощность на валу двигателя, потребная для приведения в действие поршневых насосов, меньше мощности, потребной для центробежных той же производительности, на 20 — 100%.

В ж.-д. насосных установках указанная разница в потребляемых мощностях колеблется в иных случаях еще в больших пределах, вследствие уменьшения коэффициента полезного действия центробежных насосов от применения регулировки с помощью задвижки, недостаточно полного соответствия типа насоса и числа оборотов условиям работы всей установки, изменения режима работы и т. д. Вообще же разница в мощностях, потребляемых поршневыми и центробежными насосами, сглаживается по мере увеличения производительности их и высоты подачи.

НБ УДУНТ (ДИТ)

11) Площадь помещения, занимаемого центробежными насосами, по сравнению с поршневыми одинаковой производительности, меньше, примерно, в 2—10 раз; вес центробежных насосов меньше поршневых, примерно, в 2—20 раз, и стоимость их—в 1,5—4 раза. Все вместе взятое уменьшает помещение и фундаменты, облегчает установку центробежных насосов и значительно понижает первоначальные строительные затраты.

12) В центробежных насосах отсутствуют клапаны, что создает более благоприятные условия для их эксплоатации.

Из всего вышеизложенного видно, что как поршневые, так и центробежные насосы имеют свои преимущества и недостатки, с которыми приходится считаться каждый раз при выборе оборудования. Одновременно с этим приходится учитывать и специфические условия работы железнодорожных водоснабжений, особенностью которых, как уже отмечалось ранее, являются: многочисленность пунктов водоснабжения, сравнительно небольшая мощность насосных станций, разбросанность их по всей громадной территории СССР, следствием чего является трудности инструктажа и надзора за эксплоатацией установок, возможность и неизбежность переброски оборудования с одной станции на другую и, наконец, необходимость введения, больше чем где-либо, стандартизации и типизации оборудования и обеспечения бесперебойности в его работе. Сопоставляя между собой положительные и отрицательные стороны того и другого класса насосов и учитывая указанные выше особенности железнодорожного водопроводного хозяйства, приходим к следующим выводам:

1. Применение поршневых насосов в ж.-д. водоснабжениях может быть вполне рациональным в тех случаях, когда:

а) производительность насосных аггрегатов сравнительно невелика (примерно, не свыше 50 — 100 *куб. м* в час);

б) имеет место большое колебание гидродинамического напора;

в) двигатель — тихоходный;

г) приходится забирать грунтовые воды из скважин или колодцев в сравнительно небольшом количестве и с незначительной глубины (примерно до 100 *м*).

2. Применение центробежных насосов целесообразно в тех случаях, когда:

а) производительность насосных аггрегатов сравнительно велика (примерно, свыше 50 — 100 *куб. м* в час) и режим работы их более или менее постоянен;

б) приходится в насосных станциях устраивать дорого стоящие шахты и место, отводимое под установку оборудования, ограничено в размере;

в) двигатель — быстроходный (например, электродвигатель или паровая турбина);

г) имеется дешевая электроэнергия, с обеспечением бесперебойности подачи ее на станцию, сводящая влияние пониженного коэффициента полезного действия центробежных насосов малых мощностей к незначительным перерасходам;

д) подачу воды насосом приходится нагнетать непосредственно в напорно-разводящую сеть;

е) имеет место последовательная работа насосов или последовательное включение насосов в сеть со свободным напором для повышения давления.

ОТДЕЛ IV

ЭРЛИФТЫ, ПУЛЬЗОМЕТРЫ, СТРУЙНЫЕ И КОЛОВРАТНЫЕ НАСОСЫ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТАРАНЫ И СИФОНЫ

ЭРЛИФТЫ

§ 25. Общие понятия о работе и устройстве эрлифтов.

Для подачи воды из глубоких скважин в ж.-д. водоснабжениях, кроме глубоководных штанговых поршневых насосов и вертикальных артезианских центробежных насосов, рассмотренных в §§ 10, 11 и 21, применяются насосы, работающие сжатым воздухом. Сущность устройства и работы последних за-

НБ УГЛТ (ДГТ)

ключается в следующем: в скважину опускаются две трубы—одна с меньшим диаметром ($d_а$), по которой нагнетается компрессором сжатый воздух под некоторым давлением, и другая — с большим диаметром ($d_в$), по которой нагнетается вода из скважины (фиг. 131).

Конец первой трубы, называемой **„воздушной“**, входит во внутрь нижнего конца второй трубы, называемой **„водяной“, „напорной“** или **„выкидной“.**

Сжатый воздух под давлением поступает в напорную трубу и устремляется вверх мелкими пузырьками через находящийся там столб воды. Пузырьки, расширяясь и перемешиваясь с водой, производят перемещение последней тем, что:

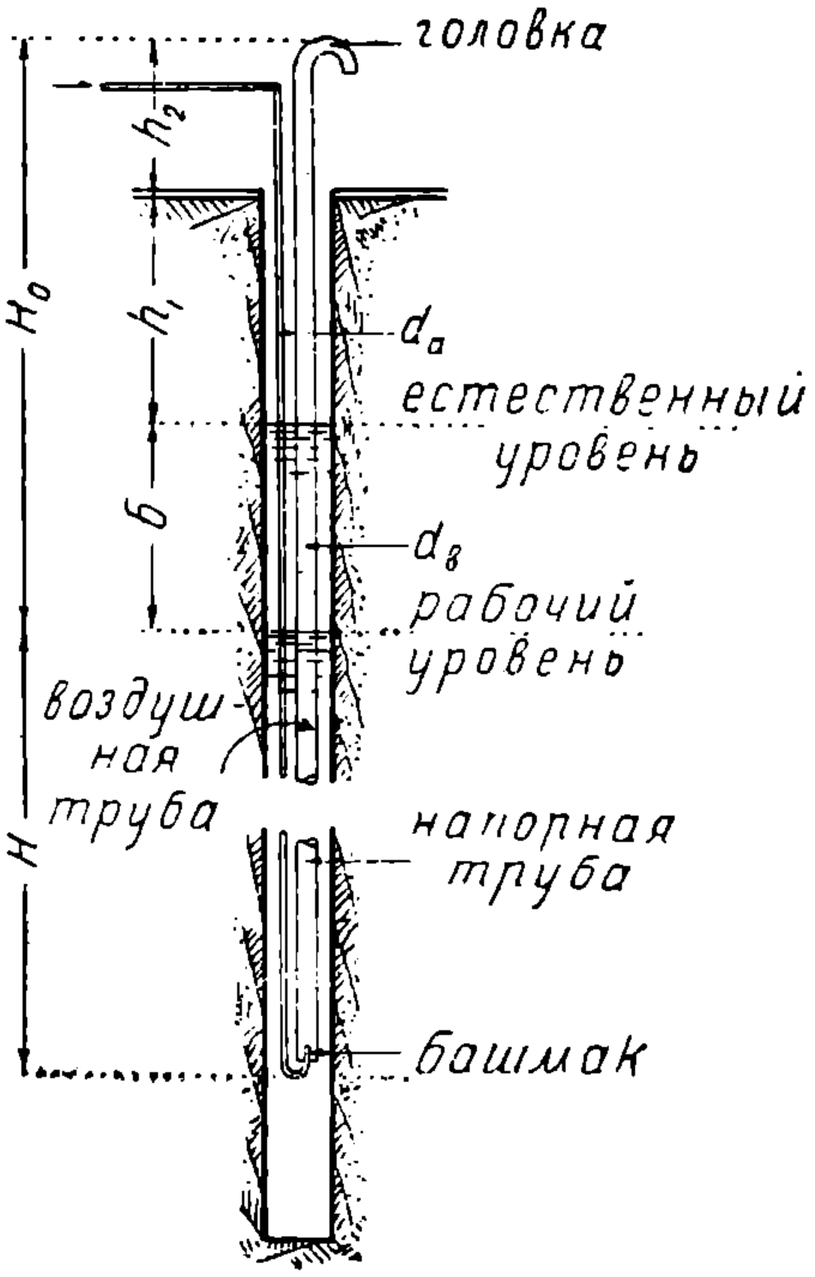
1) уменьшая удельный вес жидкости и действуя на нее целым рядом мелких воздушных поршней, поднимают жидкость вверх по напорной трубе;

2) образовывая вакуум в напорной трубе, уходящей смесью воды и воздуха, вызывают всасывание жидкости.

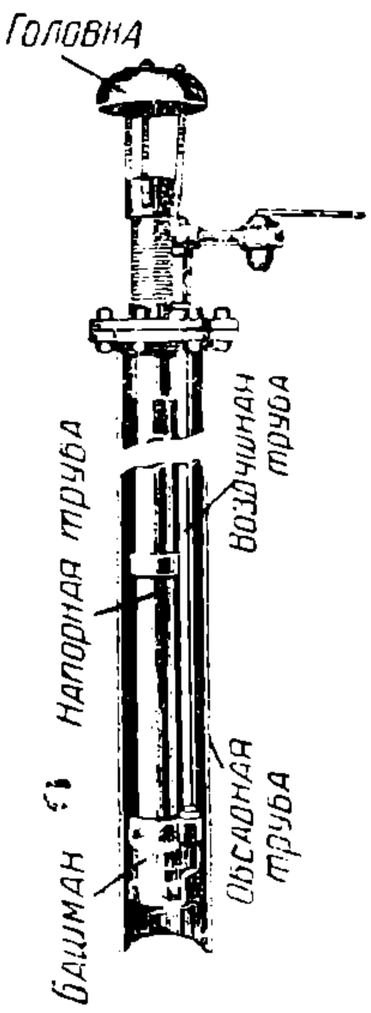
Роль насоса в данном случае выполняют воздушная и напорная трубки.

В технической литературе насосы такого типа известны под названием Маммут-насосов или эрлифтов (Air-Lift).

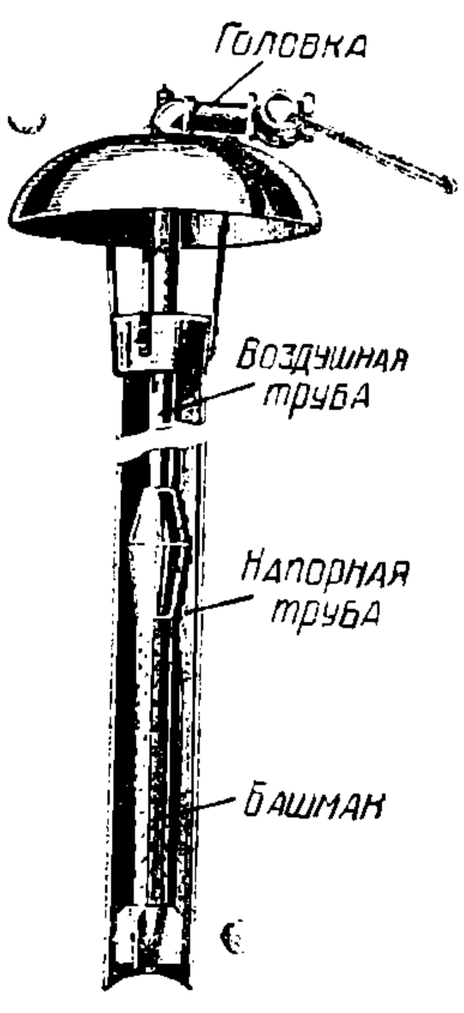
Переходя к рассмотрению отдельных деталей устройства этих насосов, следует отметить, что впуск воздуха в напорную трубку производится обычно через особые наконечники, а иногда и без них, непосредственно из воздушной трубки, путем простого ввода загнутого кверху конца ее.



Фиг. 131. Схема установки эрлифта.



Фиг. 132. Эрлифт с параллельным (боковым) расположением трубок фирмы Сулливан.



Фиг. 133. Эрлифт с концентрическим расположением трубок фирмы Сулливан.

Воздушную трубку опускают во внутрь скважины или рядом с нагнетательной линией (параллельное или боковое расположение трубок),[1] или же в средине ее (концентрическое или центральное расположение рубок).[2]

Иногда вместо водяной трубки используются обсадные трубы скважины, путем опускания внутрь их одной лишь воздушной трубки. Последнего рода установки следует избегать, так как обсадные трубы, а особенно фильтры, под действием смеси воздуха и воды могут от окисления (ржавления) быстро придти в негодность.

Эрлифты состоят из трех частей: **наконечника,** располагаемого в самой пониженной точке насоса, **напорной и воздушной** трубок и **головки,** изображенных на фиг. 132, 133.

Водозаборные наконечники, форсунки или так называемые **„башмаки“** служат для впуска сжатого воздуха из воздушной трубки в нагнетательную и забора воды из скважины.

[1] Известное под названием „системы Поле“ — предложенное изобретателем Поле.
[2] Известное под названием „системы Саундерса“ — предложенное изобретателем Саундерсом.

НБ УДУНТ (ДПТ)

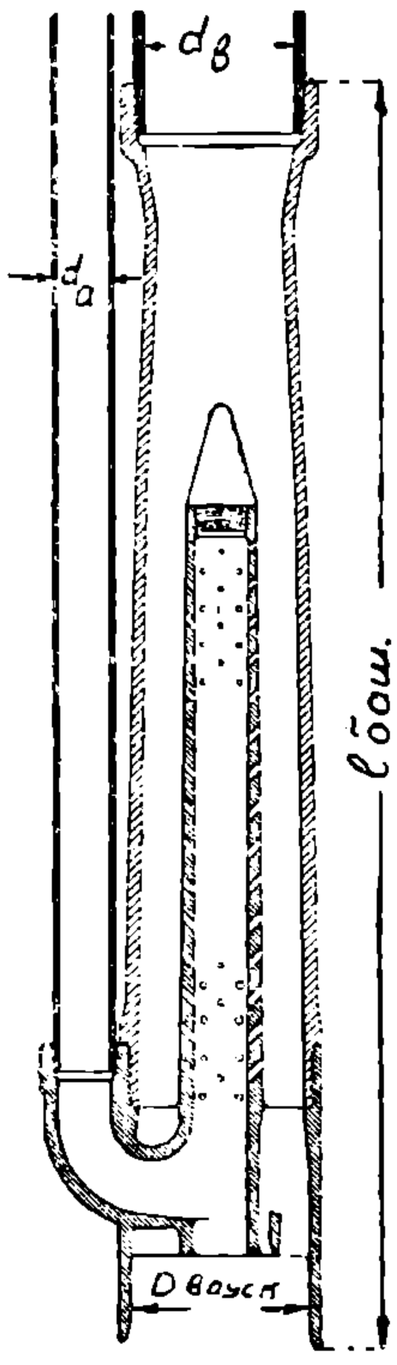
Ниже показаны два основных типа таких башмаков — при параллельном (фиг. 134) и при концентрическом (фиг. 135) расположении воздушных и напорных трубок, изготовляемых в настоящее время в Америке фирмой Sullivan.

Башмаки делаются из бронзы. Сжатый воздух подается сначала в вертикальное сопло, откуда через мелкие отверстия поступает в нагнетательную трубку, где он смешивается с водой и, образуя с ней эмульсию, выталкивает ее вверх.

В нижней части сопла устраивается отверстие с той целью, чтобы песок или другие вещества, вымытые из скважины и собравшиеся в сопле, могли выпасть из него после остановки работы насоса.

На фиг. 136, 137 изображены башмаки для концентрического расположения трубок, пользующиеся распространением в СССР благодаря простоте своего устройства.

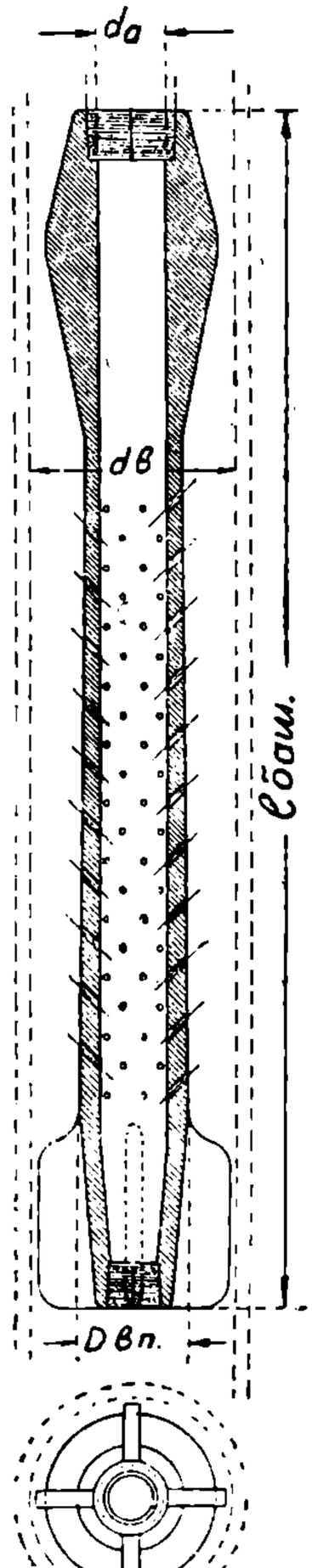
Снизу башмаки заглушены. Отверстия для воздуха сделаны сбоку. Размеры прямоугольных отверстий (фиг. 136) — 6×26 *мм*, диам. круглых (фиг. 137) — 3 *мм*, причем в стенках воздушных трубок они просверлены под углом в 45° к горизонтали. [1]



Фиг. 134. Башмак эрлифта с параллельным (боковым) расположением трубок фирмы Сулливан.

На фиг. 138 и 139 показано устройство головок эрлифта. Через фланец, закрывающий верх обсадной трубы скважины, проходят воздушные и напорные трубки. Верх напорной трубки заканчивается зонточной головкой. На воздушной трубке устанавливаются регулирующий пробковый кран и тройник для манометра. Вода из напорной трубки собирается или в железные баки, с дальнейшим отводом в сборный резервуар (как это показано на фиг. 138 и 139), или же, в случае значительного дебита скважины, непосредственно из напорной трубки в резервуар, с последующей перекачкой ее как в том, так и в другом случае центробежными или поршневыми насосами в водоемное здание.

Вопрос о влиянии формы и конструкции башмака на производительность эрлифта в настоящее время достаточно полно не разработан. До сего времени среди исследователей существуют два взаимно противоположных течения, из которых одно склоняется к тому, что форма башмака весьма мало влияет на производительность насоса, а другое, наоборот, уверяет, что форма башмака играет весьма существенную роль в производительности насоса. [2]



Фиг. 135. Башмак Эрлифта с концентрическим расположением трубок фирмы Сулливан.

Верхняя часть эрлифта (или головка) устраивается фирмой Сулливан для быстрого отделения воздуха от воды в виде зонта; при концентрическом расположении трубок воздушная труба входит в напорную через зонточную головку (фиг. 139), а при параллельном (боковом) — через фланец, закрывающий верх скважины. При расположении головки вне здания, верх ее, для предохранения от загрязнения и для возможности наблюдений, покрывают иногда ящиком со стеклянными стенками, как это показано на фиг. 140.

---

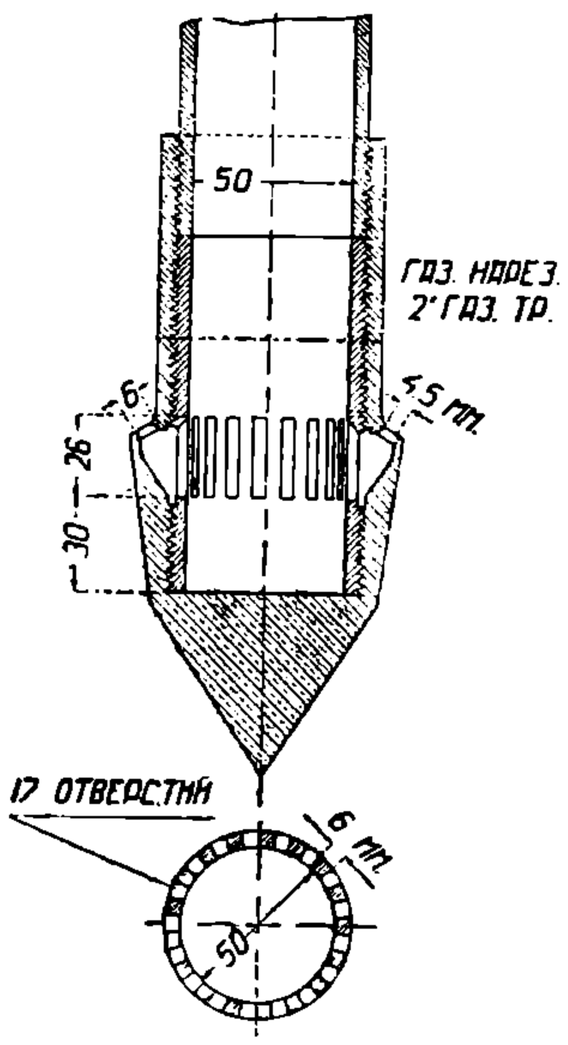
[1] Инж. Д. Д. Тиц. — „Применение воздухоподъемников (эрлифтов) для извлечения воды из буровых скважин водоснабжения гор. Харькова.“ Труды 2-го Всесоюзн. водопров. и санитарно-технич. съезда в Харькове 1927 г., выпуск 2, ч. 1, 1929 г.

[2] Сторонниками первого мнения являются Юлиус Поле, Давис, Вайднер и др., и второго мнения — Р. Мак-Грат, И. Фриццель, Саундерс и др.

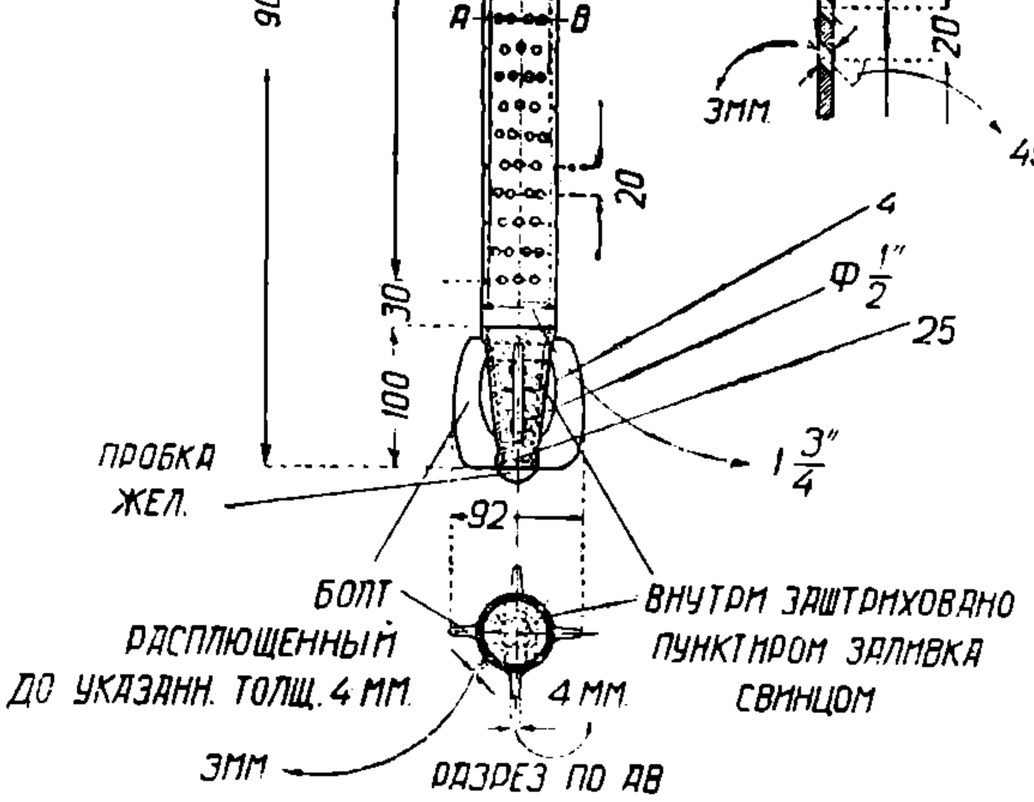
НБ УДУНТ (ДГТ)

Что касается воздушных и напорных трубопроводов, то они устраиваются из стальных или железных труб, причем величина их диаметров берется обычно, на основании опытных данных, в соответствии с производительностью установки; скорости движения воды и воздуха колеблются здесь в больших пределах (в водяной трубе — до 3 *м*/сек. и воздушной $\backsim$ 15 *м*/сек.).

Насосы системы эрлифт, будучи чрезвычайно просты по своей конструкции, в нашем Союзе до сего времени выполняются еще пока кустарным способом, заграницей же имеются специальные фирмы по изготовлению и установке их. Наибольшей известностью у нас пользуются эрлифты, строящиеся американскими фирмами Сулливан (Sullivan Machinery Company) и Ингерсолл-Рэнд (Inhersoll-Rand). Производительность и главнейшие размеры насосов фирмы Сулливан приведены в таблицах 41 и 42.



Фиг. 136.



Фиг. 137.

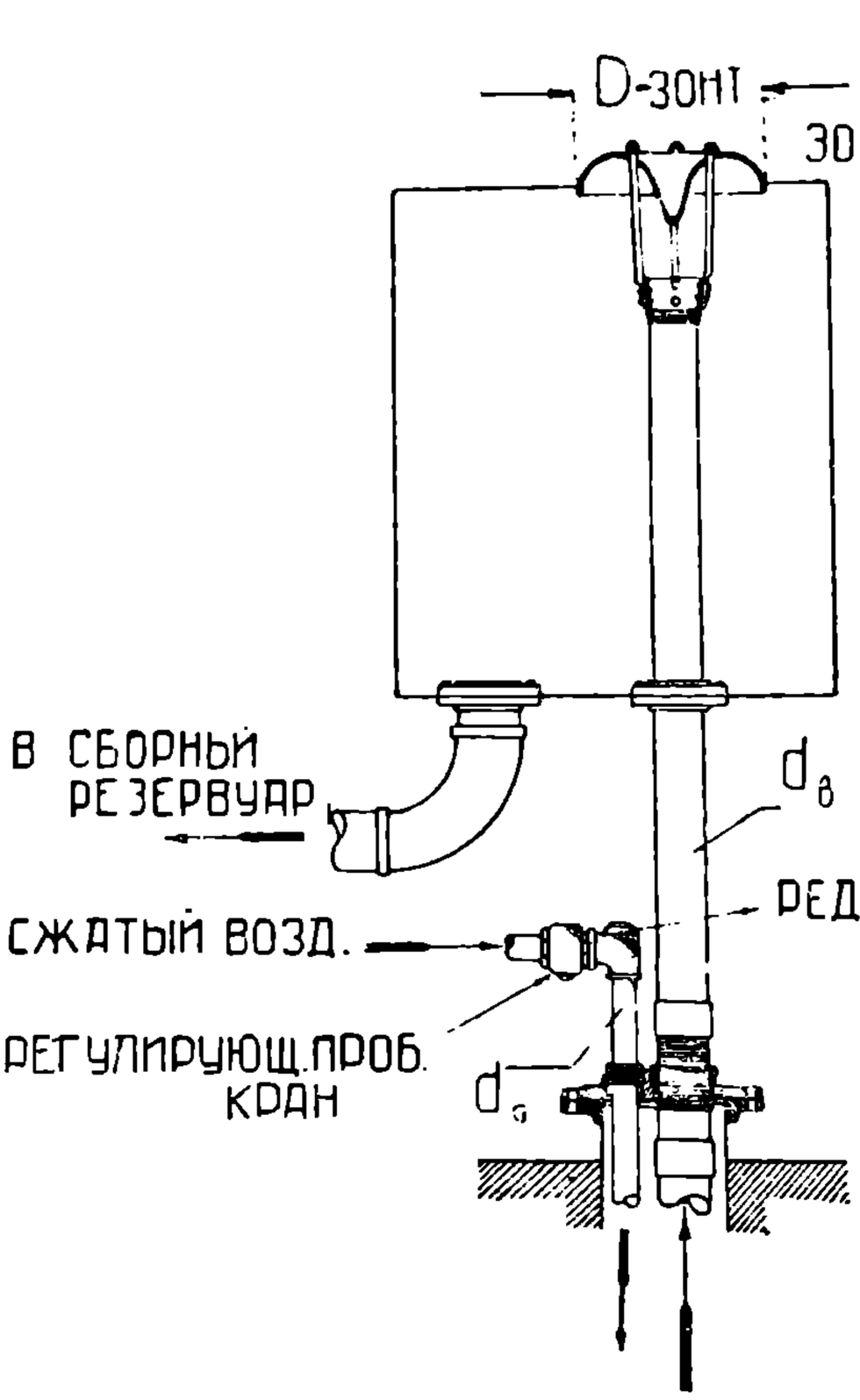
Фиг. 136—137. Башмаки эрлифта с концентрическим расположением трубок.

ТАБЛИЦА 41

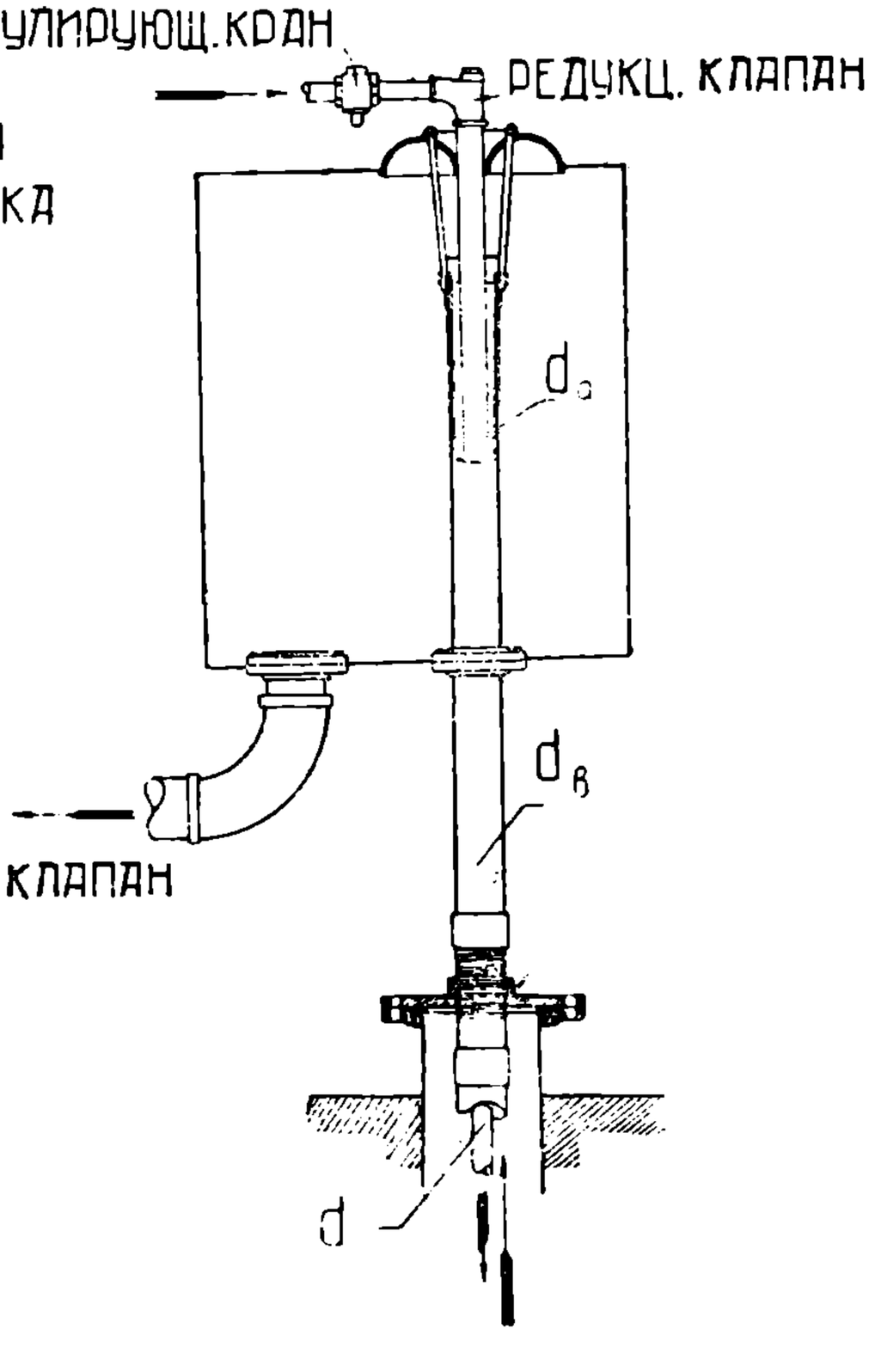
Производительность и размеры насосов системы эрлифт при параллельном (боковом) трубопроводе, строящихся фирмой Sullivan (к фиг. 132, 134 и 138)

Приблизительная производительность насоса в *куб. м* в ч.	Диаметр нагнетательной трубы в *мм*	Наименьший диам. обсадных труб скв. в *мм*	Диаметр воздушной трубки в *мм*	Диаметр впуска в *мм*	Общая длина водозаборного башмака в *мм*	Наружный диаметр водозаборного башмака	Диаметр зонточной головки в *мм*
$Q_{м^3/час}$	$d_к$	$d_{скв}$	$d_а$	d	$l_{баш}$	$d_{баш}$	$D_{зонт}$
4,5	38	102	13	51	400	98	152
11,4	51	102	19	63	416	108	229
14,4	63	152	25	76	552	127	229
23— 34	76	152	32	89	660	146	305
34— 45	89	203	32	102	825	175	381
45— 68	102	203	38	114	940	187	381
68— 79	114	023	38	127	1 086	200	457
79—114	12	254	51	152	1 264	240	457
114—170	152	304	63	178	1 575	279	610
170—227	178	355	63	203	1 803	305	610
227—454	203	355	76	229	1 829	—	610

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 138.



Фиг. 139.

Фиг. 138—139. Головки эрлифта фирмы Сулливан с переливными баками.

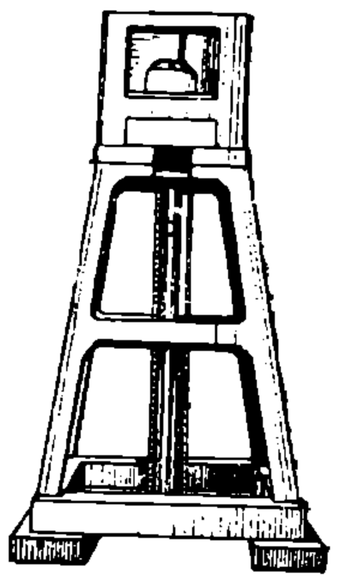
ТАБЛИЦА 42

Производительность и размеры насосов системы эрлифт при концентрическом трубопроводе, строящихся фирмой Sullivan (к фиг. 133, 135 и 139)

Приблизительная производительность насоса в *куб. м* в час	Диаметр нагнетательной трубы в *мм*	Наименьший диаметр обсадных труб в *мм*	Диаметр воздушной трубки в *мм*	Диаметр впуска в *мм*	Общая длина водозаборного башмака в *мм*	Диаметр зонточной головки в *мм*
Q *м*³/час.	$d_в$	$d_{скв}$	$d_а$	d	$l_{баш.}$	$D_{зонт.}$
3,4— 6,8	38	76	9,5	36	203	152
6,8—11,4	51	76	13	44	305	228
11,4—16	63	102	19	57	355	228
16—23	76	102	27	70	406	305
23—34	89	127	25	83	457	305
34—45	102	152	32	95	508	381
45—57	114	157	32	108	508	381
57—68	127	178	38	120	610	457
68—102	152	203	51	146	711	457
102—136	178	228	63	117	813	609
136—182	203	254	76	197	914	609
182—227	228	279	76	222	1 016	609
227—284	254	304	89	248	1 128	762
284—341	279	330	89	273	—	762

НБ УДУНТ (ДПТ)

Из сравнения таблиц 41 и 42 видно, что, при одном и том же диаметре обсадных труб скважины, производительность эрлифта при концентрическом трубопроводе может быть больше в 1,5—3 раза, чем при параллельном трубопроводе. Несмотря на это обстоятельство все же, благодаря меньшему количеству расходуемого воздуха, некоторым распространением пользуются и эрлифты с параллельным расположением трубок.



Фиг. 140. Головка эрлифта, закрытая остекленным ящиком.

§ 26. Количество расходуемого воздуха и глубина погружения эрлифтов.

Обозначим через:

H — глубину рабочего погружения башмака в *м*, считая ее от рабочего уровня воды в скважине до места впуска воздуха в башмак (см. фиг. 131);

H_0 — рабочую высоту подъема воды в *м*, считая ее от рабочего уровня воды в скважине до верха нагнетальных труб;

δ — величину понижения рабочего уровня в *м* от естественного уровня воды в скважине при работе эрлифта;

h — глубину стояния естественного уровня воды в скважине от поверхности земли в *м*;

h_2 — высоту подачи воды эрлифтом, считая ее от поверхности земли над скважиной в *м*;

$\gamma_в$ — удельный вес воды, поднимаемой из скважины;

$\gamma_а$ — удельный вес смеси воды с воздухом (эмульсии), образующейся в напорной трубе.

Нетрудно видеть, что для возможности перемещения жидкости из скважины с рабочего уровня до верха нагнетательной трубы должно быть выполнено условие:

$$\gamma_в H > \gamma_а (H + H_0)$$

или

$$\frac{H}{H + H_0} \gamma_в > \gamma_а,$$

т. е., если погрузить башмак ниже рабочего уровня на величину $H = H_0$, то для подачи воды из скважины с рабочего уровня на высоту H, потребуется сообщить такое количество сжатого воздуха, чтобы удельный вес эмульсии в напорной трубе был по величине меньше $0{,}5\ \gamma_в$. Наоборот, если подать такое количество сжатого воздуха, чтобы удельный вес эмульсии в напорной трубе был равен $\gamma_а = 0{,}5\ \gamma_в$, то для подачи воды на высоту H_0 потребуется погрузить башмак на такую глубину, чтобы

$$\frac{H}{H + H_0} > 0{,}5,$$

откуда

$$H > H_0,$$

т. е. величина рабочего погружения должна быть более рабочей высоты подъема.

Отношение

$$\beta = \frac{100 \cdot H}{H + H_0} \qquad (68)$$

называют обычно **процентом погружения** эрлифта.

Из всего изложенного видно, что чем больше рабочая высота подъема воды, тем: а) меньше должен быть удельный вес смеси, т. е больше объем расходуемого воздуха на единицу объема выкачиваемой жидкости, и б) тем больше должна быть рабочая глубина погружения, и обратно, — чем больше будет подано воздуха на единицу объема выкачиваемой жидкости, тем меньше

НТБ УДУНТ (ДПТ)

будет удельный вес эмульсии и тем меньше потребуется рабочая глубина погружения.

Опытами, однако, установлено, что чрезмерное увеличение как глубины рабочего погружения H, так и количества подаваемого воздуха W, ведет к падению коэффициента полезного действия установки и даже к полному прекращению подачи воды. Поэтому на практике процент погружений берут в пределах $\beta = 40 - 70\%$, т. е. $H =$ от $0{,}43\,H_0$ до $2\,H_0$, и расход воздуха, отнесенный на 1 *куб. м* поднимаемой воды, в пределах от 1,5 до 8,0 *куб. м* и более.

Наилучшему коэффициенту эрлифтной установки, подающей воду на определенную для каждого данного случая рабочую высоту, соответствуют вполне определенные величины рабочего погружения башмака и расхода воздуха, для отыскания которых существует ряд формул и опытных таблиц.

По данным американской фирмы Ингерсолл (Ingersoll Rand), наивыгоднейшая рабочая глубина погружения башмака эрлифта может быть взята из таблицы 43.

ТАБЛИЦА 43

Наивыгоднейший процент погружения башмака β, в зависимости от рабочей высоты подъема H_0 по данным фирмы Ингерсолл

Примерная рабочая высота подъема в *м* H_0	Процент погружения башмака β		Тип компрессора	Примерная рабочая высота подъема в *м* H_0	Процент погружения башмака β		Тип компрессора
	Допустимые пределы	Наивыгоднейший			Допустимые пределы	Наивыгоднейший	
6	55—70	65—70	Одноступенчатый	76	40—60	55—60	Двуступенчатый
9	55—70	65—70		91	37—55	50—55	
12	50—70	65—70		107	37—55	50—55	
15	50—70	65—70		122	37—50	45—50	
18	50—70	65—70		137	35—45	40—45	
22	50—70	65—70		152	35—45	40—45	
31	45—70	65—70		168	35—45	40—45	
38,0	45—65	65		183	35—45	40—45	
46	40—65	60—65		198	35—45	40—45	
53	40—60	55—60		213	35—40	40	
61	40—60	55—60	Двуступенчатый				

По данным другой американской фирмы (Сулливан), наивыгоднейший процент погружения имеет следующие значения:

при $H =$ от 0 до 15 *м* — β от 70 до 66%
„ $H =$ „ 15 „ 30 „ — β „ 66 „ 55%
„ $H =$ „ 30 „ 60 „ — β „ 55 „ 50%
„ $H =$ „ 60 „ 90 „ β „ 50 „ 43%
„ $H =$ „ 90 „ 120 „ — β „ 43 „ 40%
„ $H =$ „ 120 „ 150 „ — β „ 40 „ 33%

Переходя к вопросу определения расхода воздуха, необходимо отметить, что до настоящего времени теоретических или практических формул, могущих дать точное решение этого вопроса для всех случаев работы и установки эрлифта, — еще не имеется.

Существующие формулы и опытные данные по определению расхода воздуха в наивыгоднейших условиях работы эрлифта дают обычно приближенные значения, отличающиеся от действительных иногда на весьма значительную величину, как, например, формулы Г. Лоренца,[1] В. С. Меликова,[2] Александра Пирини[3] и др. Поэтому рекомендуется до перехода на постоянную

[1] Ф. Виттенберг. — „Сборник задач по гидромеханике", перевод с немецкого.
[2] В. С. Меликов. — „Воздушный подъемник жидкостей, расчет и применение его при эксплоатации нефтяных скважин". „Азерб-Нефтян. хоз.", № 10 — 1923 г.
[3] Alexander Perényi. — „Rationelle Konstruktion und Wirkugsweise dem Druskluft—Wasserhebers für Tiefbrunnen".

НБ УДУНТ (ДГТ)

эксплоатацию эрлифтной установки произвести на месте весьма несложные опыты, о которых будет сообщено ниже, имеющие целью отыскание наивыгоднейших условий работы насоса.

В настоящее время для определения расхода воздуха иногда пользуются формулой проф. Андерсона (Anderson R. M.), имеющей вид [1]

$$W_a = \frac{K H_0}{23 \lg \frac{H + 10}{10}}, \qquad (69)$$

где

W_a — объем воздуха (в кубических метрах при атмосферном давлении), необходимый для подъема 1 *куб. м* воды,

K — опытный коэффициент, равный

$$K = 2{,}17 + 0{,}0164\ H_0$$

H и H_0 — имеют значения, указанные ранее.

По сравнению с опытными данными американской фирмы Сулливан, приведенная формула (69) дает равнозначущее решение лишь для случаев $H_0 = 15 - 60$ *м*; при $H_0 < 15$ *м*, расходы воздуха, исчисленные по формуле, получаются меньше, а при $H_0 > 60$ *м* — больше данных, сообщаемых этой фирмой (см. таблицу 44).

Кроме формулы Андерсона (69), в Америке часто применяется эмпирическая формула Рикс-Абрамса (Rix-Abrams'a), имеющая вид [2]:

$$W_a = \frac{H_0}{C \lg \frac{H + 10}{10}} \qquad (70)$$

где C — опытный коэффициент, изменяющийся в зависимости от величины процента погружения эрлифта β следующим образом:

$\beta\% =$	75	70	65	60	55	50	45	40	35
$C =$	14,3	13,9	13,6	13,1	12,4	11,5	10,6	9,6	8,4

Сравнивая формулу (70) с формулой (69), видим, что по существу она является той же формулой Андерсона и отличается от нее лишь значениями опытных поправочных коэффициентов. На практике иногда пользуются значениями W_a, найденными чисто опытным путем. Так, например, фирма Сулливан пользуется определением расхода воздуха на основании своих опытных данных, приведенных в таблице 44. Для сравнения в той же таблице даны значения W_a, исчисленные по формулам (68) и (70) для двух значений β, по данным фирмы Сулливан и фирмы Ингерсолл.

Из таблицы 44 видно, что данные фирмы Сулливан почти совпадают с результатами, найденными по формуле (70).

Практические и теоретические исследования работы эрлифта, произведенные рядом исследователей (д-р инж. К. Гефер; Е. Ивенс, Г. И. Сорокер, П. А. Бережанов и др.), показали, что „результаты существующих теорий не совпадали с практическими данными". [3] Причиной такого расхождения является сложность явлений, происходящих с эмульсией внутри напорной трубки эрлифта. Дело в том, что сжатый воздух, смешиваясь с водой и поднимаясь вверх, увеличивает скорость движения вследствие своего расширения, происходящего от уменьшения давления. Распыливаясь по всей массе воды, он не всегда и не по всей длине трубки равномерно запол-

---

[1] Вывод формулы Р. М. Андерсона имеется в труде Г. И. Сорокер и П. А. Бережанов. — „Эксплоатация скважин компрессорами", статья в книге „Эксплоатация нефтяных скважин", 1932 г., стр. 89.

[2] Инж. Д. Д. Гиц. — „Труды съезда", 1929 г., стр. 193.
Инж. А. Н. Будников. — „Водоснабжение", 1930 г., стр. 356.

[3] Д-р инж. К. Гефер. — „Исследование движения воды в подъемных трубах воздушного подъемника жидкости", перев. с немецкого, „Азерб. нефтян. хоз.", № 8, 1932 г.

НБ УДУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА 44

Расход воздуха W на 1 *куб. м* поднимаемой воды в зависимости от изменения β и H_0

Рабочая высота подъема в *м*	H_0	15	15	30	30	60	60	06	06	120	120
Значения β по данным фирмы Сулливан.	β%	65	70	55	65	50	53	45	50	40	45
W_a по данным Сулливан	W_a	2,0	1,8	3,6	2,9	5,8	5,3	8,6	7,9	11,2	10,4
W_a по формуле (69)	W_a	1,4	1,3	3,15	3,1	9,8	9,3	15,5	14,3	22,6	20,8
(70)	W_a	1,9	1,7	3,6	2,7	6,2	5,6	9,7	7,8	13,8	11,0
Значения β по данным фирмы Ингерсолл	β%	65	70	65	70	55	60	50	55	45	50
W_a по формуле (69)	W_a	1,4	1,3	3,1	2,5	9,2	8,2	14,3	13,2	20,8	19,3
(70)	W_a	1,9	1,7	2,7	2,3	5,5	4,6	7,8	6,7	11,0	9,4

няет эту массу, выходя наружу то в виде мелких, то больших воздушных пузырей; воздух, поднимаясь вверх вместе с жидкостью, обгоняет последнюю (скользит относительно воды), вызывая относительное движение. Явление относительного движения воздуха в эрлифте и является одной из главнейших причин уменьшения коэффициента полезного действия эрлифтных установок.

Г. И. Сорокер и П. А. Бережанов, исследовавшие работу эрлифтов и производившие критический обзор ряда существующих теорий и формул. относящихся к эрлифтным установкам, пришли, в результате своей работы, к следующему выводу: [1]

„Необходимой предпосылкой для математического анализа работы воздушного подъемника должны быть опытные данные, добытые путем постепенного варьирования по возможности всех независимых переменных величин эрлифта. Исследование эрлифта должно быть поставлено по возможности приближающееся к действительным условиям работы воздушного подъемника.

Постановка таких опытов настоятельно необходима как в лабораторных условиях, так и в конкретных заводских условиях.

В настоящее время мы вынуждены ограничиться лишь следующими общими положениями:

1. Относительное движение воздуха в подъемной трубе эрлифта существует независимо от того, заполнено ли воздухом все сечение трубы, или воздух поднимается отдельными пузырьками.

Столбики воздуха, заполняя сечение трубы, не являются герметичными и движутся вверх (независимо от общей скорости смеси), причем жидкость стекает по стенкам подъемной трубы вниз.

3. В общем балансе потерь энергии сжатого воздуха в эрлифте потери относительного движения воздуха играют доминирующую роль, во много раз превышая потери на трение смеси в подъемной трубе.

4. Без учета потерь относительного движения воздуха всякая попытка дать расчет эрлифта заранее обречена на неудачу.

5. Потери относительного движения воздуха в эрлифте являются функцией, главным образом, следующих переменных величин: а) скорости смеси, б) уд. веса смеси (или, что то же самое, процента погружения), в) длины пути смеси и г) вязкости жидкости.

а) С увеличением скорости смеси потери относительного движения воздуха уменьшаются.

б) С уменьшением уд. веса смеси потери относительного движения воздуха увеличиваются.

---

[1] Г. И. Сорокер и П. А. Бережанов.—„Эксплоатация скважин компрессорами", 1932 г. стр. 79—80.

НБ УДУНТ (ДГТ)

в) С увеличением длины пути смеси потери относительного движения воздуха возрастают.

г) С увеличением вязкости жидкости потери относительного движения воздуха уменьшаются.

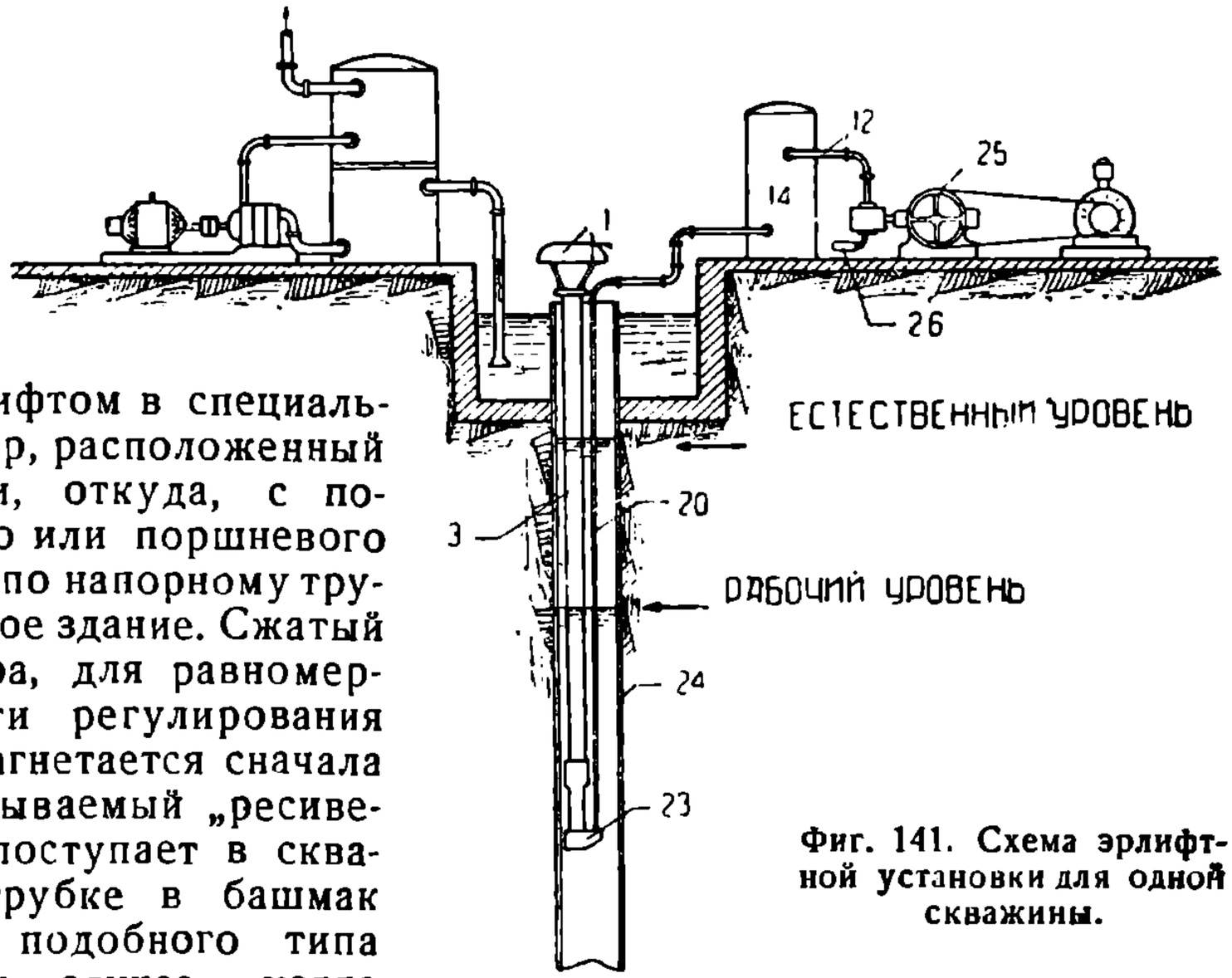
6. Потери трения смеси в эрлифте и потери относительного движения находятся во взаимном антагонизме, т. е. условия, уменьшающие потери трения (например, меньшая скорость), увеличивают потери относительного движения воздуха и обратно".

Все эти обстоятельства свидетельствуют о том, что в настоящее время при отсутствии возможности точного решения задач с эрлифтами теоретическим путем, необходимо результаты теоретических подсчетов корректировать опытной проверкой. Для отыскания опытным путем наиболее выгодных условиях значений H и W_a поступают следующим образом: длину напорной трубы делают несколько больше на 5 — 8 *м*) против длины ее, вычисленной с помощью указанных выше таблиц. После опускания напорных труб в скважину, их закрепляют таким образом, чтобы нижний конец труб был расположен ниже проектной отметки башмака на 5 — 8 *м* (т. е. на взятый излишек труб). После этого, пользуясь созданным запасом напорных труб, производят испытание эрлифта при различных заглублениях башмака, опуская вниз или поднимая вверх, по мере надобности, только лишь воздушную трубку, как более легкую. Сравнивая результаты испытания при различных глубинах погружения башмака, берут из них наиболее выгодный случай, т. е. тот, при котором расход воздуха на 1 *куб. м* поднятой воды оказался наименьшим и дебит скважины был использован в должных размерах. При этом следует иметь в виду, чтобы при окончательной установке башмак был расположен от конца напорной трубы выше на 1 — 2 *м*, во избежание могущего произойти проникновения сжатого воздуха в скважину вне пределов напорной трубы.

§ 27. Установка и испытание эрлифтов

Эрлифтные установки приводятся в действие сжатым воздухом, получаемым от отдельной или центральной компрессорной станции.

На фиг. 141 изображена схема эрлифтной установки при устройстве одной скважины. Сжатый воздух подается от собственной компрессорной станции. Вода из скважины нагнетается эрлифтом в специальный сборный резервуар, расположенный у поверхности земли, откуда, с помощью центробежного или поршневого насоса, перемещается по напорному трубопроводу в водоемное здание. Сжатый воздух из компрессора, для равномерности и возможности регулирования давления и подачи, нагнетается сначала в воздушный бак, называемый „ресивером", откуда затем поступает в скважину по воздушной трубке в башмак эрлифта. Установки подобного типа применяются в том случае, когда имеется одна скважина, могущая по своему дебиту обеспечить все нужды водоснабжения железнодорожной станции.



Фиг. 141. Схема эрлифтной установки для одной скважины.

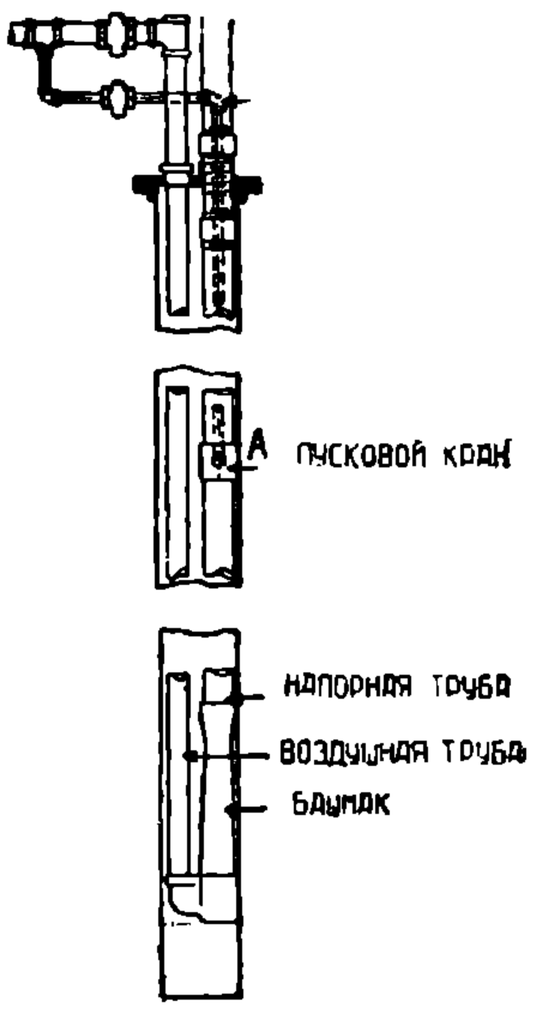
При откачке воды из скважины уровень грунтовых вод в последней понижается; это понижение бывает тем больше, чем больше размеры забора воды и чем меньше, при равных количествах подаваемой воды, дебит самой сква-

НВ УДУНТ (ДИТ)

жины. Вследствие такого понижения уровня первоначальное давление сжатого воздуха, соответствующее естественному уровню воды, всегда бывает больше последующего рабочего давления, которое устанавливается на длительный период, в соответствии с положением рабочего уровня воды в скважине.

Отмеченное обстоятельство понижает эффект установки, так как вынуждает брать компрессоры и двигатели на большую мощность, потребную лишь на короткий промежуток времени в период пуска эрлифта, чем это требуется в дальнейшем в течение всей длительной работы насоса.

Для устранения указанного дефекта при крупных установках ставят добавочные компрессоры специально для пуска в ход эрлифтов, а при малых установках, где пусковые компрессоры могут быть слишком большим накладным расходом в общей стоимости оборудования, применяют ступенчатый пуск в работу, заключающийся в следующем: сжатый воздух подается не только через башмак в наиболее пониженную часть эрлифта, но еще в одну или две точки напорной трубы, расположенные выше башмака. При пуске сжатый воздух подводится по дополнительным трубкам сначала в верхнюю точку напорной трубы, а затем, после некоторого падения уровня, в пониженную точку и, наконец, в башмак.



Фиг. 142 Установка в эрлифте пускового крана.

Фиг. 143. Пусковой кран-форсунка.

На фиг. 142 показан случай одиночного дополнительного впуска воздуха. Подводка воздуха производится в точке *A* по отдельной трубке, питающейся от магистрального воздухопровода. В конце пусковой трубки ставится для распыления воздуха форсунка, называемая пусковым краном. Конструкция такого крана, изготовляемого фирмой Сулливан, показана на фиг. 143.

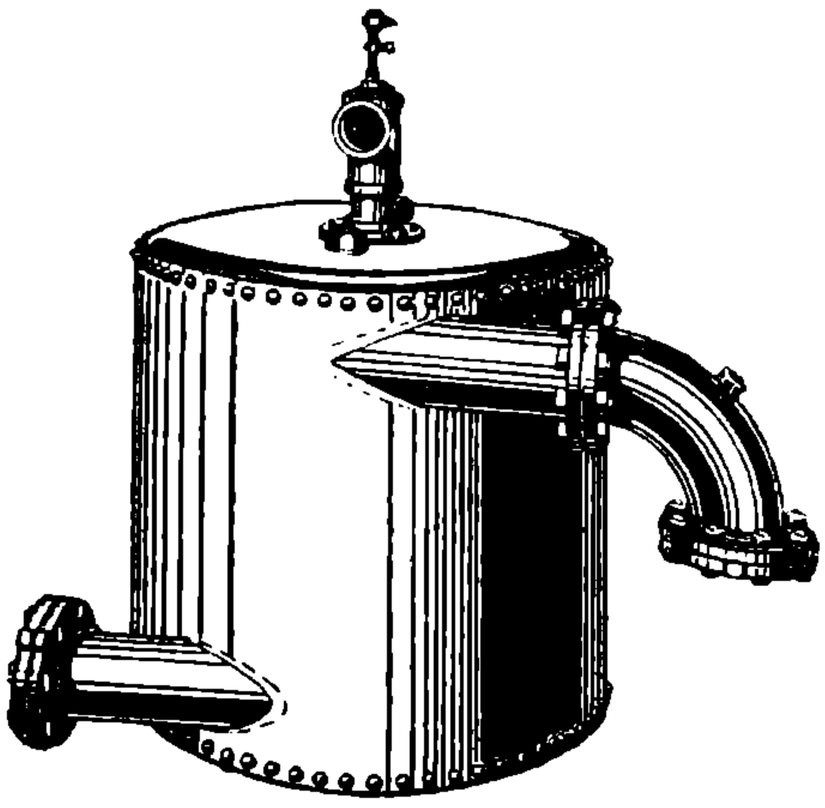
Воздух, сжатый до определенного давления в месте входа его в башмак постепенно, по мере поднятия его вверх и уменьшения давления, расширяется, отчего скорость движения и величина сопротивлений увеличиваются. Вместе с последними растет и стремление воздуха, как всякого газа, прорваться наружу; собираясь из отдельных распыленных в воде мелких частиц в более крупные прослойки, воздух начинает обгонять жидкость, задерживая подъем эмульсии и понижая эффект работы эрлифта. Для сохранения постоянства скорости движения эмульсии пришлось бы, рассуждая теоретически, сделать напорную трубу конусообразной, с увеличением диаметра по мере приближения к поверхности земли и в соответствии с ростом объема эмульсии.[1] Так как применение конусообразных напорных труб, помимо технических затруднений, вызывает значительные перерасходы на увеличение диаметра скважин, то на практике эта идея распространения не получила.

С целью удаления выделившегося из эмульсии воздуха и, отчасти, вторичного использования его для увеличения высоты подъема воды, при перемещении ее по горизонтальному направлению, применяются особые центробежные воздухоотделители или так называемые **сепараторы**, устройство которых видно из фиг. 144 а, б. Сепаратор представляет собой герметически устроенный металлический бак. Смесь воздуха и воды из напорной трубы поступает в верхний и выходит в нижний патрубки, прикрепленные по касательной линии к окружности стенок сепаратора, отчего создается круговращательное движение. Над верхним патрубком внутри сепаратора, вдоль его стенок, приделана винтообразная направляющая поверхность, опускающаяся к выходному

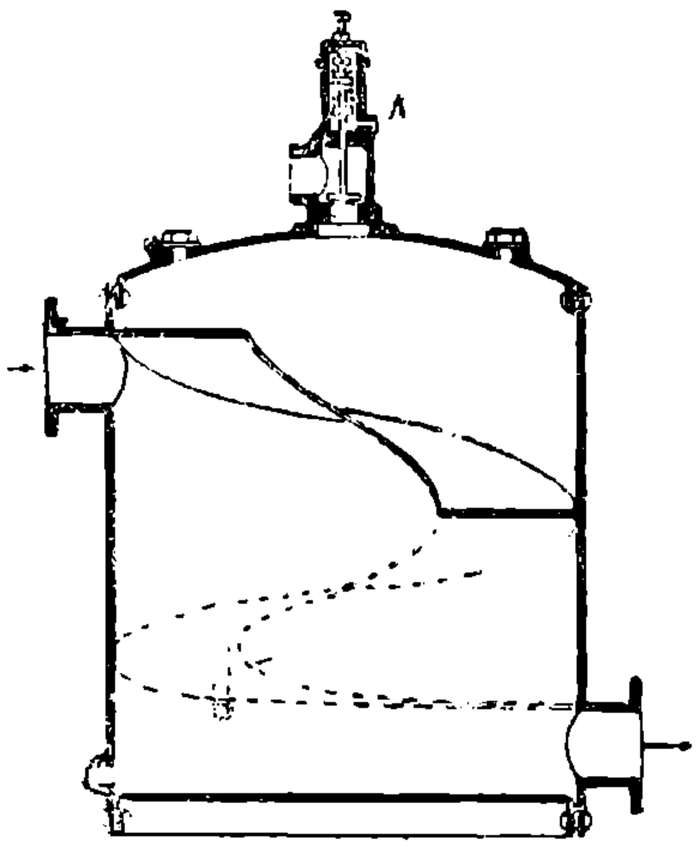
[1] Как это и было, например, предложено проф. Elmo G. Harris.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

патрубку. Под влиянием круговращательного движения и направляющей перегородки, вода, имеющая по сравнению с воздухом больший удельный вес,



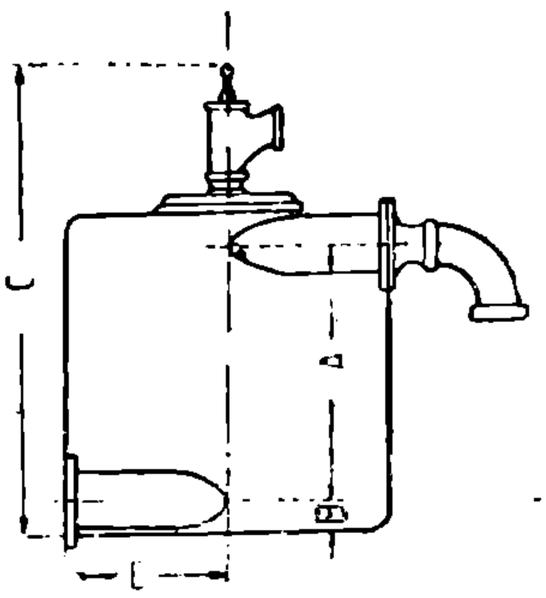
Фиг. 144-а



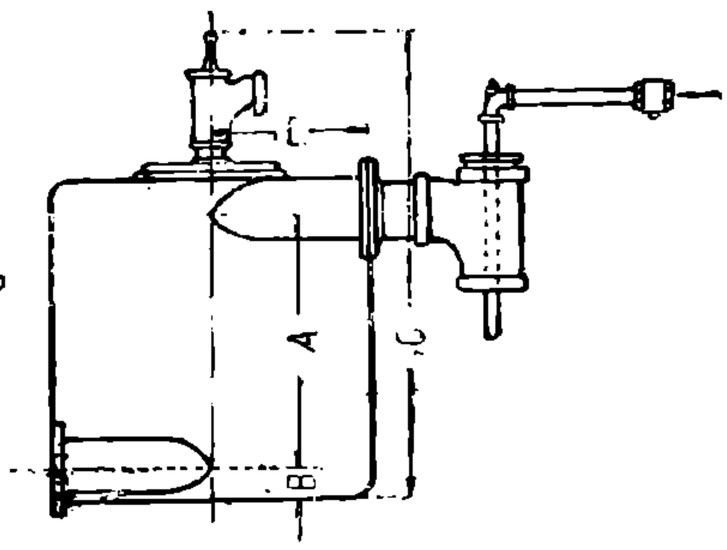
Фиг. 144-б.

Фаг. 144 а, б. Воздухсотделитель (сепаратор).

прижимается к стенке и, опускаясь вниз, выходит через нижний патрубок; воздух, как более легкий, занимает центральное положение и через среднее отверстие, имеющееся в направляющей перегородке, поднимается вверх, откуда уходит или в атмосферу через пружинный клапан, или по трубке 8 (фиг. 146), вновь подводится с помощью форсунки, указанной ранее на фиг. 143, к напорной линии, увеличивая высоту подъема воды.



Фиг. 145-а.



Фиг. 145 б.

Фиг. 145 а, б. Центробежные воздухоотделители (сепараторы)

На фиг. 145 а, б изображены сепараторы для концентрического и параллельного трубопроводов, строящиеся фирмой Сулливан. Основные размеры их даны в таблице 45.

ТАБЛИЦА 45

Основные размеры сепараторов, строящихся фирмой Сулливан (к фиг. 145 *а.б*).

Производительность *куб. м* час.	Наружные размеры в *мм*		Вентиляц. выпуск	Размеры в *мм*			
	Диаметр	Высота		*A*	*B*	*C*	*E*
11— 23	635	641	51	508	67	940	349
23— 45	791	800	64	635	83	1 245	394
45 – 90	946	959	76	762	98	1 397	473
90—136	1 080	1 092	89	788	168	1 575	533
136—182	1 232	1 270	102	864	203	1 803	610

На водопроводах, снабжаемых водой из нескольких скважин, оборудование каждой из них насосами-эрлифтами производится обычно по схеме, показанной на фиг. 146 *а*, как часть общей компрессорной станции—фиг. 146б. [1]

[1] По схемам, изображенным на фиг. 145 *а,б*, осуществлено оборудование эрлифтных установок железнодорожного водоснабжения в Тельфорде (Пенсильвания).

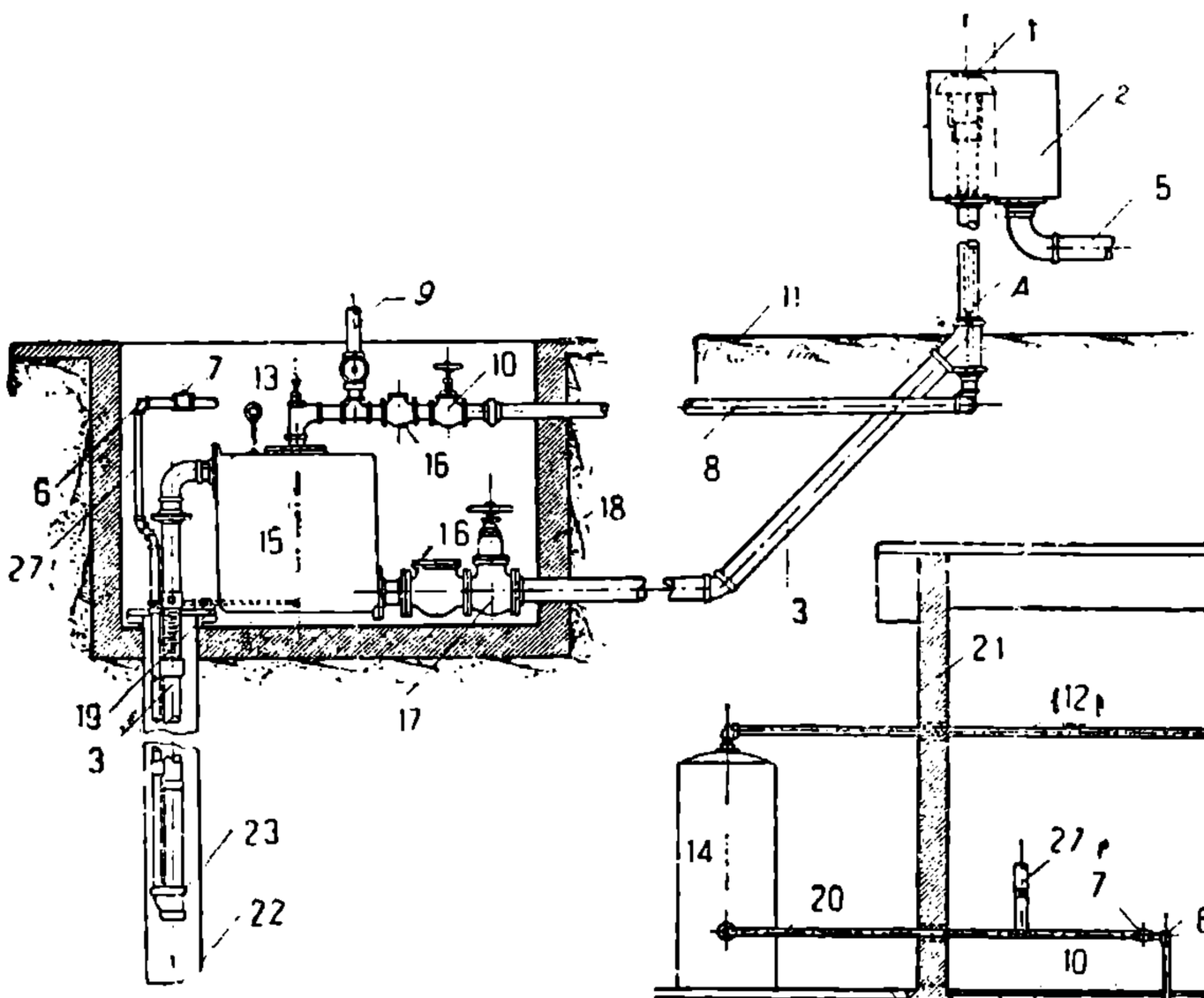
РГБ УДУНТ (ДШТ)

Сжатый воздух из ресивера 14 подводится по воздухопроводам 20 и 27 к отдельным скважинам. Над скважинами устроены сухие шахты, в которых установлены сепараторы с необходимым для работы и контроля оборудованием (манометр, задвижки и т. п.).

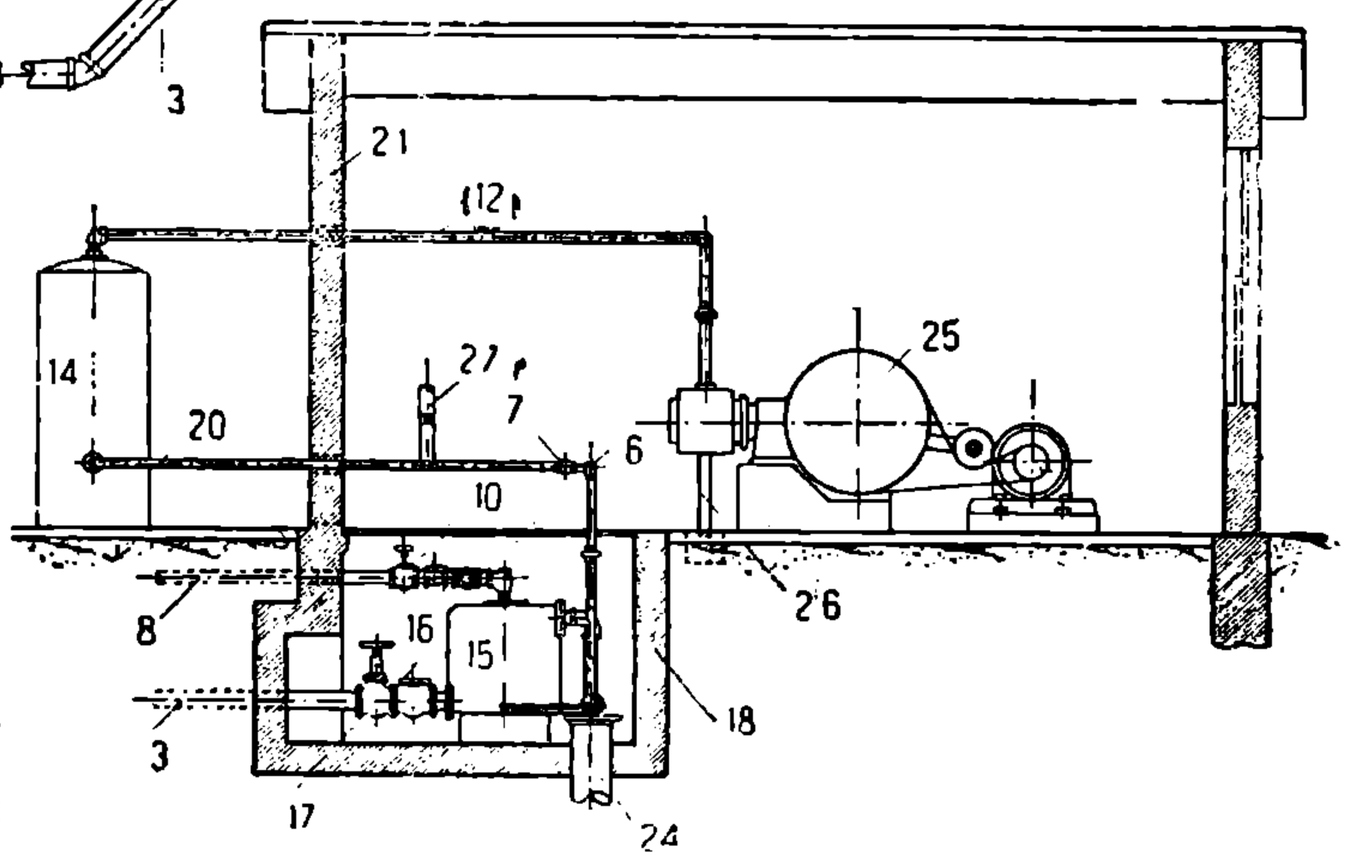
Собранный в сепараторе воздух частично используется второй раз для подкачки воды в переливной бачек 2. Из переливного бака вода по сливной трубе 5 отводится в сборный резервуар, откуда насосами второго подъема нагнетается в сеть. При остановке эрлифта вода, во избежание замерзания, спускается по спускной линии 19, соединяющей сепаратор с верхом скважины, во внутрь скважины.

Остальные части установки видны из фиг. 146 а, б.

На фиг. 147 показан внешний вид части „Артезианского Парка“ в мест-



Фиг. 146*а*.



Фиг. 146 *б*.

Фиг. 146 *а, б*. Схема оборудования эрлифтной установки и центральной компрессорной станции для случая одновременного обслуживания нескольких эрлифтов.

1—Зонточная головка
2—Переливной бачек
3—Напорная (водяная) труба
4—Вспомогательный кран форсунка
5—Сливная труба к сборному резервуару
6—Место установки манометра на воздушной трубе
7—Регулирующий пробковый кран
8—Воздушная труба от ресивера
9—Воздушная труба в атмосферу
10—Контрольная задвижка
11—Поверхность земли у скважины
14—Воздушный ресивер
15—Сепаратор
16—Ревизия
17—Задвижка
18—Сухая шахта
19—Дренажная линия
20 и 27—Воздушные линии к скважинам 21—22
21—Здание насосной станции
22 и 24—Артезианские скважины
23—Насос-эрлифт
25—Компрессор с двигателем
26—Воздушная всасывающая труба

сти Огден-Конен (Америка), имеющего 28 скважин, оборудованных эрлифтами, вода с которых поступает в сборные резервуары, откуда подается для водоснабжения города Огдена с помощью обычных насосов. Сжатый воздух нагнетается из центральной компрессорной станции.

На фиг. 148 изображен снимок переливных бачков с зонточными головками, установленными над артезианскими скважинами. Вода из бачков по сливной линии стекает в сборный резервуар для дальнейшей перекачки обычными насосами. Сжатый воздух здесь точно так же подается из центральной станции.

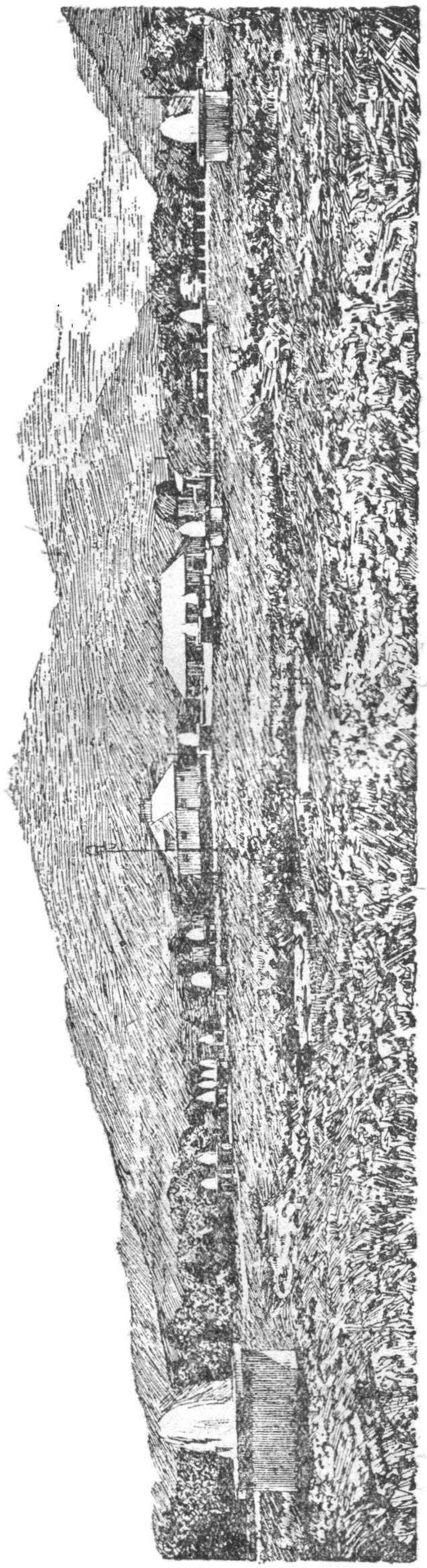
Опыты установки и работы эрлифтов в скважинах г. Харькова показали, что для пуска нескольких скважин, объединенных в одну группу и обслуживаемых общим компрессором, а также для получения наибольшего коэффициента полезного действия всей установки необходимо: [1]

[1] Инж. Д. Д. Тиц. 1929 г., стр. 200.

НТБ УДУНТ (ДПТ)

а) устранение дополнительных потерь давления от прикрытия вентилей на воздушном трубопроводе,

б) полное использование всего количества воздуха, могущего быть поданным компрессором.

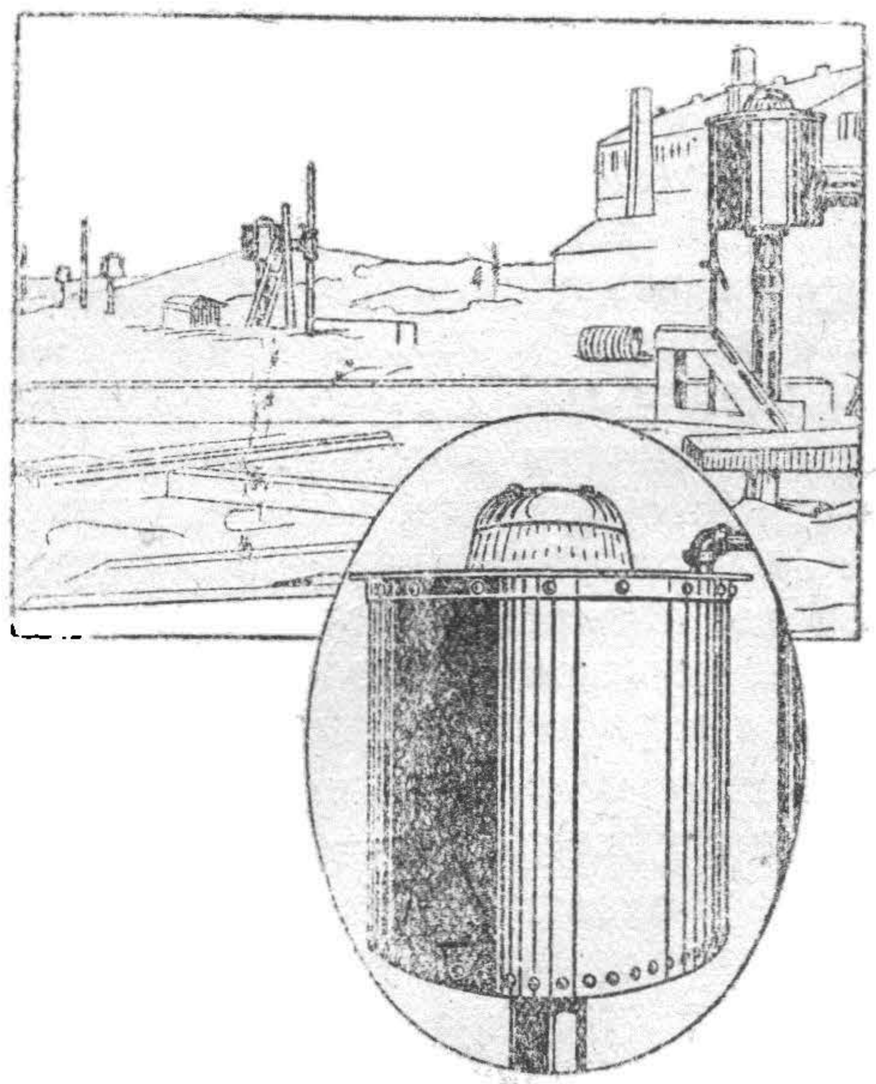


Фиг. 147. Часть „Артезианского Парка" в местности Огден-Конен (Америка) с 28 артезианскими скважинами, оборудованными эрлифтами.

Для выполнения первого условия необходимо так подобрать рабочую глубину погружения башмака в каждой скважине, чтобы сумма потерь на трение в каждом воздухопроводе — $h_{возд.}$, подводящем воздух к скважине с величиной рабочего погружения башмака H, была величиной постоянной для всех скважин и равной

$$H + h_{возд.} = a = \text{const.}$$

При небольших длинах воздухопроводов (примерно до 100 *м*) потери напора $h_{возд.}$ бывают обычно настолько незначительны[1] по сравнению с величиной H, что ими можно пренебречь и тем самым свести указанное выше равенство к примерному равенству величин погружения башмаков во всех скважинах. Для отыскания на практике среднего значения величины погружения башмаков испытывают сначала каждую скважину при различных погружениях башмака, для чего, как уже указывалось ранее, напорную трубу берут с некоторым запасом (5—8 *м*) и, закрепив ее наглухо, перемещают лишь вверх или вниз одну воздушную трубу, как более легкую. Из найденных таким путем наивыгодней-



Фиг. 148. Группа эрлифтных установок, обслуживаемых одной компрессорной станцией.

ших для каждой скважины величин H рабочих погружений башмака выбирают такое погружение, которое:

[1] См. § 44 и 45.

НБ УДУНТ (ДШТ)

а) по возможности одинаково с наивыгоднейшими величинами H других скважин,

б) возможно для всех скважин, объединяемых в одну рабочую группу,

в) для всех или по крайней мере для большинства скважин дает выгодный процент погружения, примерно, в пределах, указанных в таблице 43.

После того как будет найдена величина погружения башмака, общая для каждой скважины данной группы, складывают расход воздуха, соответствующий найденному погружению. Зная суммарный расход воздуха, определяют по нему достаточность производительности компрессора, если таковой уже имеется, или находят по нему, в случае предстоящего заказа, потребный компрессор из числа изготовляемых промышленностью.

Испытание скважин и работы эрлифта делают обычно с помощью передвижных компрессоров или временных паровых установок из компрессоров типа тормозов системы Вестингауза, описание которых приведено ниже, в V отделе.

После прокладки воздухопровода, установки постоянного компрессора и закрепления эрлифта в определенном положении, найденном при предварительном испытании, производится окончательная регулировка подачи воды и воздуха с помощью лишь одних задвижек на трубопроводах возле скважин. Замеряя при этом количество подаваемой воды и отмечая показания манометров, в результате находят наибольшую производительность скважин при их совместной работе. Отрегулированную таким образом систему и пускают в эксплоатацию; при пуске компрессора скважины будут вступать в работу автоматически все сразу или, чаще всего, одна за другой.

Для определения величины рабочего погружения башмака необходимо знать положение уровней воды в скважине. Естественный (статический) уровень воды в эрлифтных установках замеряется обычными способами замера уровней воды в скважинах, как, например, лентой, покрытой смывающейся краской (обычно голландской сажей с жидким мылом), водяным свистком, электрическим прибором Штокера (Stocker) и др.[1] Рабочий же уровень, вследствие заполнения напорной трубы эмульсией и малого расстояния между внутренней поверхностью обсадных труб скважины и наружной поверхностью напорных труб, в большинстве случаев обычным способом замерить не удается. Поэтому на практике, для определения рабочего уровня в скважине с эрлифтной установкой, применяют следующий способ, давший вполне удовлетворительные результаты при испытании эрлифтов в гор. Харькове.[2]

Во время установившейся работы эрлифта и скважины быстро закрывают задвижку на воздушной трубе и тщательно отмечают показания манометра. В первый момент после закрытия задвижки давление в воздушной трубе эрлифта упадет до M_{min}, после чего снова начнет повышаться. Объясняется это явление следующим образом: после закрытия задвижки, когда прекращается подача сжатого воздуха, воздух, находившийся в рабочей трубе эрлифта, поднимется наверх, благодаря чему уровень воды в этой трубе встанет на тот же уровень, который будет и в самой скважине, т. е. на рабочий; воздух, находящийся в воздушной трубе, в это время останется сжатым весом столба воды, имеющимся в рабочей трубе, поэтому показание манометра M_{min} будет обозначать в данный момент высоту столба воды над башмаком, равную высоте рабочего погружения H, откуда нетрудно видеть, что $M_{min} = H$. Последующее повышение показания манометра объясняется повышением горизонта воды в скважине от притока воды. При пуске эрлифта, когда уровень воды в напорной трубе стоит на той же высоте, что и естественный (статический) уровень в скважине, показание манометра будет наибольшим и равным согласно фиг. 131:

$$M_{max} = H + \delta = M_{min} + \delta$$

Откуда величина понижения рабочего уровня от естественного уровня определится

$$\delta = M_{max} - M_{min}.$$

---

[1] Проф. Н. Н. Г е н и е в. — „Водоснабжение железнодорожных станций", 1932 г. стр., 443 — 444.

[2] Инж. Д. Д. Т и ц — 1929 г., стр. 205 — 206.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Таким образом, путем непосредственного измерения находят величины h_1, h_2 и $H+H_0$ (см. фиг. 131), по манометру: в момент пуска—величину M_{max} и в момент остановки после закрытия задвижки на воздушной трубе — M_{min}. Остальные же величины находят путем вычислений по формулам

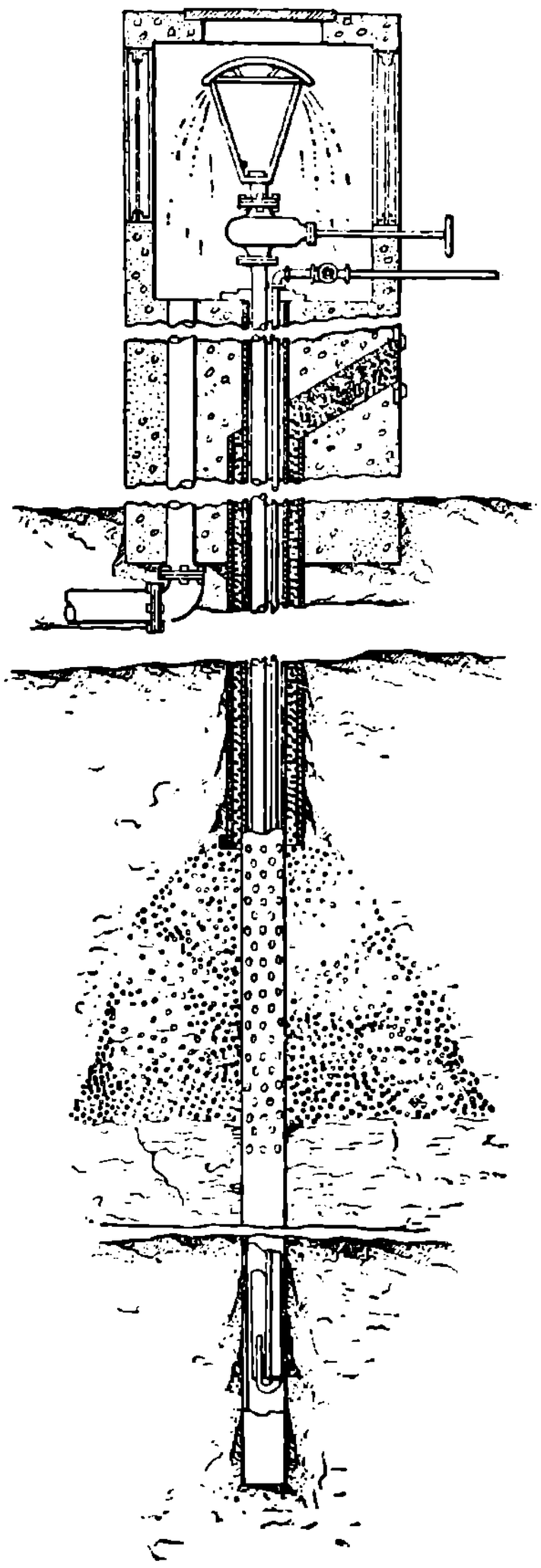
$$\delta = M_{max} - M_{min};\ H_0 = h_2 + h_1 + \delta;\ \beta = \frac{100 \cdot H}{H + H_0}$$

В скважинах, заложенных в песчаных и мелко-песчаных грунтах, состоящих из смеси песка с гравием, нередко можно наблюдать уменьшение дебита, после непродолжительной ее эксплоатации.

Такое падение дебита иногда происходит не от маломощности водоносного слоя, а от засорения фильтра скважины вымытыми из грунта частицами песка и грязи.

Для устранения указанного недостатка в настоящее время известно несколько способов специального устройства скважин. Так, например, для песчаных грунтов средней крупности весьма часто применяется следующий способ: при бурении скважин сначала закладываются временные обсадные трубы с диаметром, превышающим, примерно, на 10—15 *см* диаметр постоянных труб, и с доведением их ниже водоносного слоя до твердых формаций.

Внутрь временных труб опускаются постоянные обсадные трубы с фильтрами, соответствующими глубине залегания водоносных слоев (фиг. 149). Размер отверстий сетки фильтра берется с таким расчетом, чтобы они могли свободно пропускать песок и в то же время задерживать гравий. Когда опускание основных обсадных труб и установка внутри их оборудования насоса эрлифта полностью закончены, верх скважины и задвижку на напорной трубе закрывают и подают сжатый воздух, который вытесняет воду из скважины обратно в водоносных слой. Одновременно с нагнетанием воздуха в промежуток между временными и обсадными трубами набрасывают гравий, верхний слой которого выводят на повехность земли. После этого постепенно вытаскивают временные обсадные трубы, продолжая все время нагнетать в скважину воздух, для того чтобы смыть песок и, не давая ему осесть, занять его место гравием. В результате вокруг обсадных труб в том месте, где установлен фильтр, образуется вкрапление гравия, постепенно увеличивающееся, по мере удаления песка, во время работы скважины. Часть временных обсадных труб, поднятых кверху, оставляют в грунте так, чтобы они не заслоняли притока воды и в то же время служили вводом гравия с поверхности земли.



Фиг. 149. Искусственное вкрапление гравия в круг фильтра обсадных труб скважины при эрлифтном оборудовании.

По мере закрепления гравия в водоносный слой, столб гравия опускается вниз, а на место его сверху добавляют новый. Таким образом, водосборная площадь, охваченная гравием, увеличивается, а скорость притока грунтовых вод, приходящаяся на единицу площади заполнения гравия, уменьшается, вследствие чего вынос из грунта песка и грязи постепенно прекращается и дебит скважины сохраняется, а иногда даже возрастает.

При мелком песчаном водоносном грунте, во избежание засорения фильтра скважины, является более рациональным производить сбор грунтовой воды

НВ УДУНТ (ДПТ)

с помощью специальных колодцев, как, например, системы Simonet (Симоне), Vogt'a (Фогта) и пр., а также особых фильтров, как-то: системы Garde-Filter E. Rutsatz'a (Рутзатца) и др. [1]

При наличии в воде примесей железа, в виде растворимой двууглекислой закиси железа $Fe(HCO_3)_2$, последняя от соприкосновения с воздухом переходит в нерастворимую окись железа $Fe(OH)_3$ и выпадает в виде хлопьев на стенки труб и резервуаров, в которых она находится, образуя там наросты.

Во избежание заростания трубопроводов, в городских водоснабжениях обычно допускают содержание железа в воде не свыше 0,2—0,3 *мг* на 1 *л*. [1]

Поэтому в железистых водах применение эрлифтов будет вызывать вследствие аэрации интенсивное выпадение хлопьев окисей железа и образование наростов на стенках труб. В таких случаях, во избежание прекращения работы скважины, необходимо принимать следущие меры предосторожности:

1) ни в коем случае не допускать использования обсадных труб скважины в качестве напорных труб эрлифта путем опускания во внутрь только одной воздушной трубки. Особенно такого рода установка вредна и недопустима при расположении фильтров скважины выше башмака эрлифта;

2) для большей гарантии от возможности попадания в скважину сжатого воздуха из воздушной трубки необходимо применять лишь эрлифты с концентрическим расположением трубок и с опусканием концов напорных труб ниже башмака не менее, чем на 2 – 3 *м*;

3) над скважинами, в которые опущены эрлифты, предусмотреть устройство, могущее обеспечить удобство вытаскивания эрлифтов для периодической очистки его труб от наростов.

Пример 24. Подобрать насос системы эрлифт, производительностью $Q = 50$ *куб. м* в час для подачи воды на поверхность земли из артезианской скважины, указанной ранее в примере 18 и изображенной на фиг. 117, с переустройством ее в случае надобности в рабочую.

Решение. Рабочая высота подъема воды эрлифтом равна в данном случае (см. фиг. 117)

$$H_0 = 132 - 115 = 17 \text{ м}$$

Согласно таблице 43 принимаем $\beta = 70\%$, откуда рабочая глубина погружения определится

$$H = \frac{0{,}7\, H_0}{1 - 0{,}7} = \frac{0{,}7 \cdot 17}{0{,}3} = 39{,}7 \text{ м} \cong 40 \text{ м},$$

т. е. низ башмака должен находиться на глубине $17 + 40 = 57$ *м* от поверхности земли или на отметке $132 - 57 = 75{,}0$ *м*.

Из таблиц 41 и 42 находим, что для данного случая лучше всего подходит эрлифт с концентрическим трубопроводом и размерами диаметра воздушной трубы $d_a = 32$ *мм* и напорной $d_в = 114$ *мм*; длина башмака $l_{баш} = 508$ *мм* и диаметр зонточной головки $D_{зонт} = 381$ *мм*.

Наименьший диаметр обсадных труб скважины для установки такого эрлифта равен $d_{скв} = 157$ *мм*. Расход воздуха на 1 *куб. м* поднятой воды при погружении башмака до отметки 75,0 *м* определяется согласно формуле (69)

$$W_a = \frac{H_0}{C \lg \frac{H + 10}{10}} = \frac{17}{13{,}6 \lg \frac{40 + 10}{10}} = 1{,}8 \text{ куб. м},$$

откуда общий расход воздуха в час на подачу 50 *куб. м*

$$W'_a = 1{,}8 \cdot 50 = 90 \text{ куб. м}$$

Для погружения башмака до найденной отметки — 75,0 *м* пришлось бы верх скважины переделать на больший диаметр, с заменой 150 *мм* труб на протяжении 10 *м* трубами в 200 *мм*. Для того чтобы избежать такой переделки скважины, потребуется поднять башмак на 3 *м* выше конца 150 *мм* обсадных труб, [2] т. е. до отметки 85 *м*. При таком расположении башмака

$$H = 115 - 85 = 30 \text{ м}; \quad \beta = \frac{100 \cdot H}{H + H_0} = \frac{100 \cdot 300}{30 + 17} = 0{,}63$$

$$C = 13{,}4; \qquad W_a = \frac{17}{13{,}4 \lg \frac{30 + 10}{10}} = 2{,}1 \text{ куб. м}$$

и

$$W'_a = 2{,}1 \cdot 50 = 105 \text{ куб. м}.$$

---

[1] Проф. А. А. Сурин — „Вода и водосборные сооружения", 1926 г., стр. 377 — 379 и 29.

[2] 1 *м* — между концом 150 *мм* обсадных труб и концом напорных и 2 *м* — между концом напорных труб и низом башмака.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Таким образом, для получения наивыгоднейшей работы эрлифтной установки потребовалось бы несколько перестроить скважину. При оставлении же скважины без переделки придется увеличить расход воздуха на 16,6%, соответственно чему уменьшится и коэффициент полезного действия всей установки.

§ 28. Сравнение эрлифтов с артезианскими насосами: поршневыми и центробежными.

Сравнивая установку, работу и конструкцию эрлифтов с артезианскими поршневыми и центробежными насосами, видим, что положительными сторонами эрлифтов являются:

1) Возможность забора воды из скважин весьма малых диаметров (см. таблицы 41 и 42) и искривленных при производстве работ.

2) Чрезвычайная простота устройства, а также отсутствие клапанов, позволяющих устраивать эрлифты кустарным способом и подавать ими весьма загрязненную воду, облегчая тем самым условия их постройки и эксплоатации.

3) Возможность приведения в действие одновременно нескольких скважин с помощью общей компрессорной установки, причем за время эксплоатации не требуется особо усиленного надзора за скважинами, благодаря отсутствию каких-либо сложных механизмов в оборудовании эрлифтов, и, кроме того, включение новых скважин в общую систему часто никаких особых затруднений не вызывает.

4) Возможность весьма высокого использования дебита скважины в размерах, большей частью недостижимых при других способах откачки воды и особенно при тех, которые требуют периодического ремонта оборудования. Так, например, в Харькове общая подача воды 14 артезианских скважин, оборудованнных преимущественно центробежными насосами, была, после установки в них эрлифтов, увеличена в 2,9 раза; при этом удалось оживить 4 скважины, до того совершенно бездействовавшие, главным образом, из-за низкого падения уровня воды.

5) Понижение с течением времени первоначальных естественных и рабочих горизонтов воды в скважинах, являющееся во многих случаях причиной выхода из строя насосных установок, для эрлифтов не играет существенной роли, так как нарушенное соотношение между основными величинами ($H_1, H_0 W_a$) может быть сравнительно легко восстановлено путем соответствующего перемещения башмака.

Два последних отмеченных обстоятельства имеют особо важное значение в данный момент в условиях водоснабжения железных дорог Союза. Дело в том, что вследствие бурного роста грузооборота и культурных потребностей населения, обслуживающего железные дороги СССР, так же быстро растут водопотребление и требование к качеству воды, отчего все чаще и чаще мощность и качество воды открытых источников не удовлетворяют предъявляемым требованиям и с каждым годом все больше имеет место на дорогах переход на использование подземных вод. Вместе с тем гидрогеология по линии железных дорог на большем ее протяжении или совсем не изучена, или изучена в далеко недостаточных размерах, не позволяющих судить о мощности, глубине залегания и режиме подземных вод. В силу таких обстоятельств переход на использование подземных вод зачастую сталкивается или с опасностью нарушения бесперебойности работы водоснабжения, или с затратой большого количества времени на длительность изысканий; при этом часто, с целью крайне необходимого ускорения перехода на использование подземных вод, приходится заказывать насосное оборудование в тот момент, когда устройство и испытание скважин еще не закончено и точных данных о положении естественного и рабочего уровней воды не имеется.

В этих случаях применение эрлифтов, благодаря указанным выше положительным их свойствам, является не только рациональным, но зачастую и единственным выходом из положения.

К отрицательным сторонам эрлифтов относятся:

1) Низкий коэффициент полезного действия эрлифтной установки, изменяющийся в отдельных случаях в среднем от 0,2 до 0,3, (в американской литературе упоминается о случаях достижения эрлифтами коэффициента

НБ УГУНТ (ДГТ)

полезного действия $\eta_{эрл} = 0,51$)[1]. Однако, этот недостаток значительно сглаживается в случае использования одновременно нескольких скважин с общей компрессорной установкой, и общий коэффициент полезного действия всей группы позволяет в таких случаях конкурировать с оборудованием артезианскими поршневыми и центробежными насосами.

2) Необходимость применения, помимо эрлифта с компрессором, еще и насосной установки для второго подъема воды (см. § 27).

3) Требование погружения башмака на значительную глубину ниже рабочего уровня, делающее ино да невозможным, без дополнительного углубления скважины, установку и работу эрлифта.

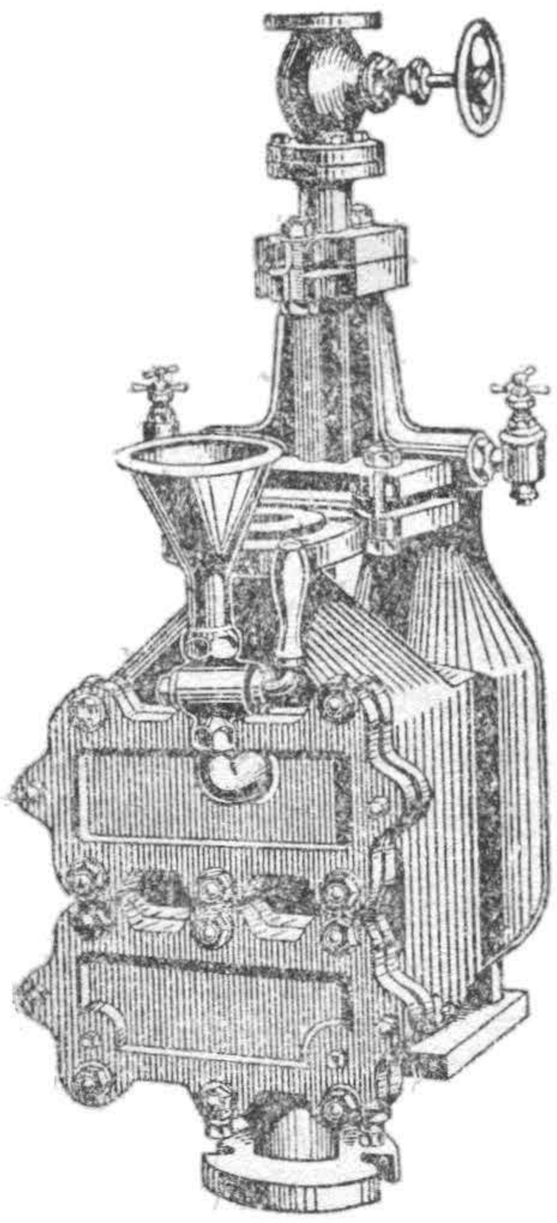
4) При железистых водах – наличие опасности засорения фильтров и внутреннего сечения обсадных труб отложениями окиси железа от недостаточно внимательной установки и ухода за воздушной трубой, могущими привести к тому, что сжатый воздух будет проникать во внутрь скважины и вызывать искусственную аэрацию воды; при водах, содержащих сероводород, происходит сильное разъедание труб эрлифта.

ПУЛЬЗОМЕТРЫ

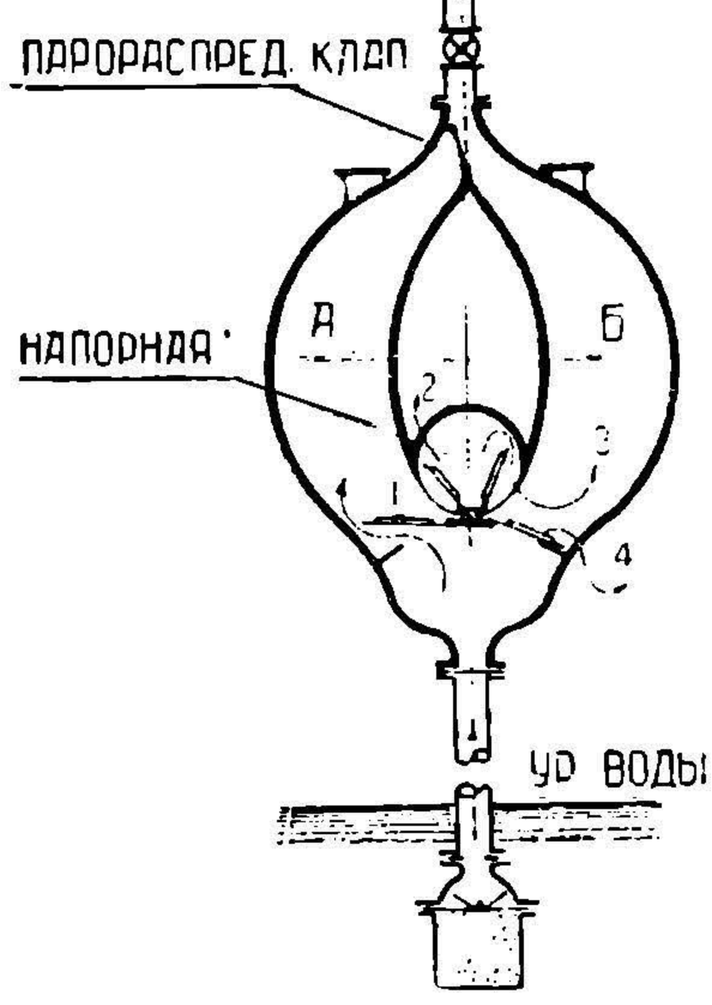
§ 29. Сущность работы и конструкции пульзометров. Расход пара.

Пульзометр представляет собой беспоршневой паровой насос с клапанами, работающими давлением пара.

Сущность устройства и работы его заключается в следующем: пар под давлением поступает по паровому трубопроводу в верхнюю часть пульзометра, откуда пораспределительным клапаном направляется в одну из двух камер *А* или *Б* (фиг. 150 а, б).

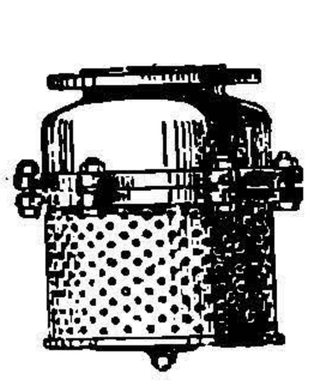


Фиг. 150-б.



Фиг. 150 а, б. Пульзометр.

При входе в камеру *Б* пар, силой давления, выталкивает воду через клапан 3 в напорную трубу. Всасывающий клапан 4 в это время закрыт. Пар, проходя всю камеру и соприкасаясь с водой, конденсируется, т. е. сам обращается в воду, отчего давление в камере падает. Особенно быстро эта конденсация протекает в период соприкосновения пара в нижней части камеры, где он имеет наибольшую поверхность соприкосновения с холодной водой. В результате в камере *Б*, в тот момент, когда уровень воды понизится до верхней части напорного клапана 3, получается вакуум, вследствие чего пораспределительный клапан закроет вход пара в камеру *Б*. Одновременно с этим откроется впуск пара в камеру *А*, где в дальнейшем произойдет то же, что было в камере *Б*, и т. д.



Фиг. 150-а.

[1] О способах определения коэффициента полезного действия эрлифтов см. § 45.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

Паровых вентилей имеется два: один—около пульзометра для регулировки притока пара, другой—возле котла для пуска пара. Первый вентиль после его отрегулировки остается постоянно открытым, а второй открывается и закрывается каждый раз при пуске и окончании работ.

Внешний вид пульзометров завода „Красное знамя“ (Ленинград) изображен на фиг. 150-а. Наружный корпус его делается чугунным; размеры и производительность указаны в таблице 46.

ТАБЛИЦА 46

Размеры и производительность пульзометров завода „Красное знамя“ (фиг. 150).

№ пульзометра		1	2	3	4	5	6	7	8	9
	$H_г$	Производительность *куб. м* в час								
При полной высоте подъема в *м*	8	9	14,4	21	36	45	78	108	14	198
	13	7,8	13,2	19,8	33	42	72	102	132	180
	27	6	9,6	14,4	27	33	48	78	114	150
	33	5,4	7,8	12	24	30	42	66	102	132
Диаметр паровой трубы в *мм* .		13	19	19	25	31	38	51	64	64
Диаметр всасывающей и напорной трубы в *мм* .		38	51	76	89	102	127	152	178	229

Указанная в таблице 46 нормальная производительность дана в предположении, что вакуумметрическая высота всасывания не превышает 3 *м*. Пульзометр может работать и под водой в случае затопления его высокими водами. Давление пара в котле для подачи воды пульзометром должно быть на 1,5—2,5 атм. больше гидродинамической высоты напора.

Опытом установлено, что давление пара в котле должно быть не менее 2 атм. при гидродинамической высоте подъема воды на 8 *м*, 4 атм. — на 17 *м*, 5 атм. — на 23 *м* и 6,5 атм. — на 30 *м*.

Нагнетание воды пульзометром может быть произведено не более чем на 30—35 *м*; наибольшая вакуумметрическая высота всасывания пульзометра достигает 5—6 *м*.

Перед пуском пульзометр должен быть залит водой через воронку.

Пульзометр не требует фундамента и особого здания и может быть подвешен на стене, береговом мостовом устое или быке, балке и т. п., благодаря чему насосные установки пульзометров дешевы, просты и быстро устанавливаются.

Пульзометры обладают большим недостатком—значительным расходом пара (от 60 до 80 *кг* на 1 лош. силу в час в поднятой воде). Поэтому они употребляются лишь во временных водоснабжениях, для откачки воды из шахт, опускных колодцев и кессонов и т. д., т. е. там, где из-за простоты и непродолжительности эксплоатации не дорожат расходом пара.

На железных дорогах чаще всего встречаются пульзометры, указанные в табл. 46 под №№ 3—5, т. е. производительностью 20—45 *куб. м* в час, причем пар для приведения их в действие обычно подается от котла паровозов, берущих воду.

Пример 25. Пополнение воды в тендере паровоза в количестве 10 *куб. м* предположено производить пульзометром, устанавливаемым для этой цели под ж.-д. мостом на перегоне. Диаметр паровой трубы пульзометра равен 31 *мм* всасывающей и напорной по 102 *мм*. Гидродинамическая высота подачи равна 18 *м*. Пар предполагается брать от паровоза.

Определить время, потраченное на водоснабжение, и расход пара на работу пульзометра.

Решение. Из таблицы 46 находим, что указанным размерам диаметров труб соответствует пульзометр № 5, производительность которого при $H_{гидр} = 18$ *м* равна

$$Q_e = 42 - \frac{42 - 33}{27 - 13}(18 - 13) = 38{,}8 \text{ куб. м в час.}$$

Паровоз будет пополняться в течение

$$t = \frac{10 \cdot 60}{38{,}8} \cong 16 \text{ минут.}$$

Учитывая потерю времени на соединение и разъединение паропровода с паровозным котлом до и после работы пульзометра, ввод выливного отверстия напорного трубопровода в люк

НБ УДУНТ (ДИТ)

тендера, заливку водой пульзометра, трогание поезда с места и т. д., на что потребуется около 7 минут, время занятия перегона паровозом для водоснабжения будет равно

$$t \equiv 16 + 7 = 23 \text{ минуты.}$$

Принимая расход пара в 70 *кг* на 1 лош. силу в поднятой воде, общий расход пара определится по формуле (см. § 14)

$$Q_{\text{п}} = \frac{C_{\text{e}} \quad Q_{\text{в}} H_{\text{гидр}}}{270} \equiv \frac{70 \cdot 38{,}8 \cdot 18}{270} = 181 \text{ кг в час.}$$

СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

§ 30. Классификация струйных насосов.

В § 15, при рассмотрении случая истечения жидкости из сосуда по трубе, с разными сечениями, отмечалось, что в суженном сечении, при определенных его размерах и скорости движения воды, будет образовываться вакуум. Поэтому, если в упомянутом месте сделать отверстие в стенке трубы и вставить в нее трубку, опущенную другим концом в воду, то эта вода под действием наружной атмосферы будет засасываться по трубке образовавшимся вакуумом и перемещаться по главной трубе вместе с движущейся струей жидкости.

Насосы, работающие на указанном принципе, носят название **струйных насосов.**

Если назвать жидкость (капельную или газообразную), протекающую по главной трубе и являющуюся источником энергии для работы насоса, **движущей,** а жидкость перемещаемую — **поднимаемой,** то, в зависимости от характера и рода движущей и поднимаемой жидкости, а также от назначения насоса, можно классифицировать наиболее часто применяемые струйные насосы следующим образом [1].

№№ по пор.	Движущая жидкость	Поднимаемая жидкость	Характер перемещения жидкости	Главнейшее применение насоса	Название струйного насоса
1	Пар	Вода	Равномерн.	Для питания паровых котлов	Паровой инжектор
2				Для выкачивания воды, преимущественно грязной	Паровой эжектор (элеватор или водогон)
3	Вода	Пар		Для конденсации пара и подогрева воды	Струйный конденсатор
4		Воздух		Для откачивания воздуха из сифонов и т. п. с целью создания вакуума	Водоструйный воздушный конденсатор
5	Пар			То же — из конденсаторов паровых турбин	Пароструйный воздушный насос
6	Вода	Вода		Для выкачивания грязных и грунтовых вод	Водоструйный эжектор (элеватор)
7	Воздух	Сыпучее тело (зерно)		Для подъема и транспортировки зерна	Струйный элеватор

Ниже рассмотрены из струйных насосов лишь паровые инжекторы и паровые и водоструйные эжекторы, как имеющие сравнительно распространенное применение в ж.-д. водоснабжениях.

§ 31. Паровые инжекторы.

В железнодорожных водоснабжениях паровыми инжекторами пользуются лишь для вспомогательных целей в качестве насосов для подачи питательной воды в паровой котел.

На фиг. 151 изображены вертикальный разрез и наружный вид так называемого „Рестартинг-инжектора".

[1] Доцент А. А. Лаговский. — „Паровые поршневые насосы", литографир. изд. 1932 стр. 7.

НБ УДУНТ (ДИТ)

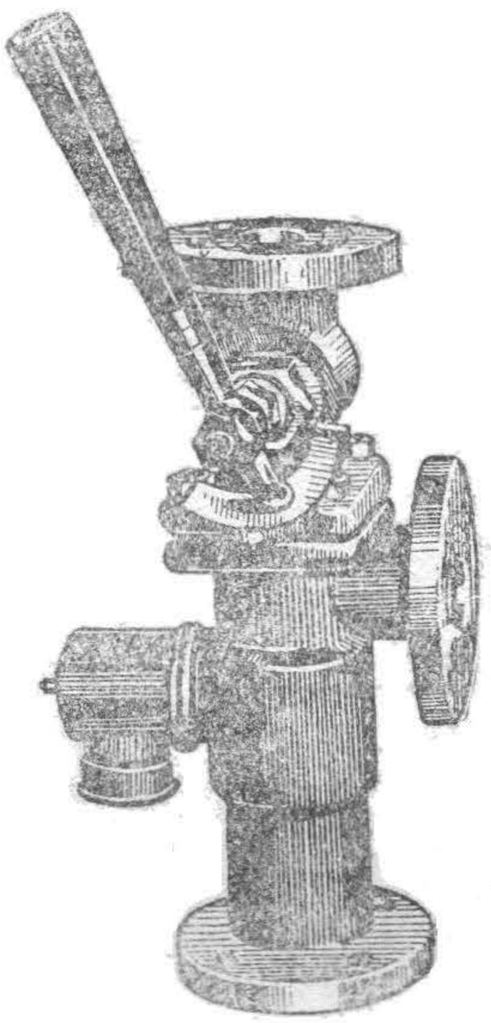
Пар из котла подводится сверху, поступает в паровое сопло *n*, откуда, вследствие сужения, выходят с большей скоростью в сопло *d*, где встречается с водой, смешивается и частично конденсируется. Смесь пара и воды в конце сужающего сопла *d* приобретает большую скорость, которая в расширяющемся нагнетательном сопле преобразуется в давление.

Вода поступает сбоку по всасывающему патрубку.

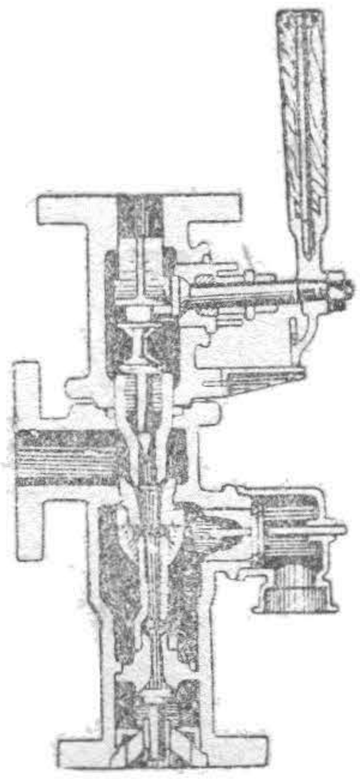
Благодаря большему разряжению, получающемуся в камере, расположенной в месте перехода парового сопла в водяное, вода и воздух, находящиеся во всасывающей линии, засасываются паром. Поэтому проникновение воздуха во всасывающую линию в инжекторе Рестартинг не вызывает полной остановки насоса, а лишь временно прекращает его действие на период всасывания воздуха и заполнения трубы водой. По этой причине инжектор и получил свое название „Re-Star-ting", или „вновь насасывающий".

Излишняя смесь конденсата и воды при пуске в ход инжектора отводится в пространство теряемой воды, откуда она уходит по боковому раструбному штуцеру в сливную линию. Производительность инжектора регулируется рукояткой, соединенной с паровым клапаном.

Инжекторы Рестартинг подают воду в котел с давлением пара от 2 до 12 атм., допуская наивысшую температуру подаваемой воды от 60 до 30°Ц, соответствии с указанным выше давлением в котле.



Фиг. 151-а.



Фиг. 151-б.

Фиг. 151 *а*, б. Паровой Рестартинг-инжектор.

В таблице 47 приведены размеры и производительность инжекторов Рестартинг, применяемых в ж.-д. водоснабжениях.

ТАБЛИЦА 47

Производительность и размеры инжекторов Рестартинг (к фиг. 151 а, б)

№ инжектора	1—1/2	2	3	4	5
Производительность литров в/мин.	4	7,5	12,5	25	37,5
Диаметр фланцевого чугунного инжектора .	80	80	80	110	110
паровой трубы *мм* .	10	13	13	25	25
водяной трубы .	10	13	13	25	25

Расход пара на работу инжектора очень велик, но так как теплота, сообщенная паром питательной воде, не пропадает для котла напрасно, то, в общем, потери тепла получаются незначительными.

Кроме инжекторов Рестартинг существуют сдвоенные инжекторы „Кертинг", которых один инжектор всасывает, а другой нагнетает воду, благодаря чему он может подавать воду от 65 до 50° Ц. Питание котла таким инжектором производится без регулировки пара.

§ 32. Паровые эжекторы (водогоны).

Устройство парового эжектора (иногда еще называемого паровым элеватором или водогоном) видно из схематического разреза и наружного вида, показанных на фиг. 152 а, б.

Пар входит сбоку и поступает в паровое сопло *П*, откуда, вследствие сужения, выходит с большой скоростью и переходит в водяное сопло *d*. Вода поднимается по всасывающей трубке, смешивается с паром и нагнетается в напорную трубу. Причины, создающие всасывание и нагнетание жидкости

НБ УГЛТУ (ДШТ)

в данном случае, те же, что и в паровом инжекторе (см. § 31). Водогоны могут работать как в воде, так и под водой, причем подача воды при высоте всасывания, не превосходящей 2 *м*, может быть произведена на высоту от 15 до 30 *м*, а при высоте всасывания до 6 *м* — на высоту от 5 до 12 *м*, при давлении пара в 3 — 6 атм.

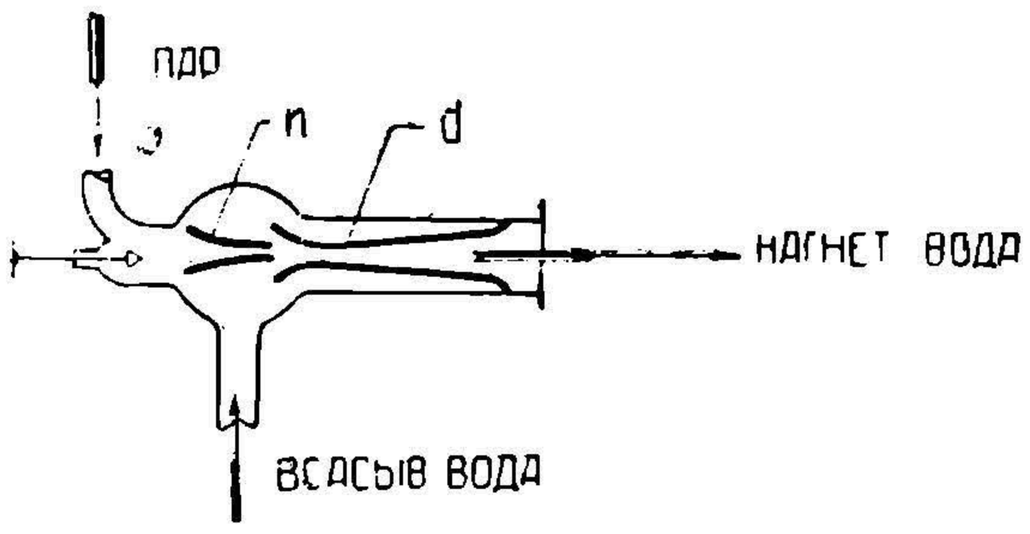
Водогоны с регулирующим шпинделем (фиг. 152) допускают всасывание до 6 *м* и нагнетание до 24 *м*.

Пуск водогона производится следующим образом: пар в водогон сначала пускают при закрытом шпинделе. Как только пар дойдет до водогона, немного вывинчивают шпиндель и, когда вода дойдет до водогона, быстро вывинчивают его на величину, при которой вода пойдет по нагнетательной трубе полной струей.

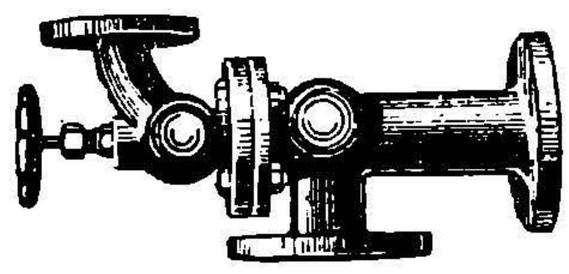
На напорной трубе, рядом с водогоном, для того чтобы можно было промывать всасывающую линию паром, ставят задвижку.

Наивысшая температура воды для всасывающих водогонов не должна превосходить 20 — 25°Ц и у опущенных в воду — 60°Ц. Перекачиваемая водогоном вода нагревается от 6 до 15°Ц.

В таблице 48 даны размеры и производительность паровых



Фиг. 152-а.



Фиг. 152-б.

Фиг. 152 а, б. Паровой эжектор (водогон).

эжекторов завода „Красное знамя".

Производительность указана для высоты напора в 10 *м* при давлении в 4 атм.

ТАБЛИЦА 48

Производительность и размеры паровых эжекторов (водогонов) завода „Красное знамя" (к фиг. 152)

№ водогона	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Произв. *куб. м* в час .	0,6	0,9	1,5	3	6	10	16	24	35	48	72
Диам. паровп. труб . .	13	13	19	25	32	32	38	44	51	63	63
водопров. труб .	20	25	30	35	40	45	50	60	10	80	100

Расход пара эжекторами с регулирующими шпинделями типа фиг. 152 часто определяется по формуле

$$Q_п = aQ_e\sqrt{H_г} \qquad (71)$$

где

$Q_п$ — расход пара в *кг* в час,

Q_e — подача воды эжекторам в *куб. м.* в час,

$H_г$ — гидродинамический напор в *м*,

a — коэфф., равный 5—7, в зависимости от величины давления пара, высоты подачи и характера установки.

Сравнивая формулу (71) с формулой расхода пара паровыми насосами сист. Вортингтон (57), видим, что

$$aQ_e\sqrt{H} = \frac{c_e Q_e H_г}{270}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Откуда расход пара эжекторами, приходящийся на 1 л.с. час в поднятой воде, будет равен

$$c_e = \frac{270\ a}{\sqrt{H_г}}\ кг, \qquad (72)$$

т. е., примерно, в 8—12 раз больше расхода пара насосами сист. Вортингтон.

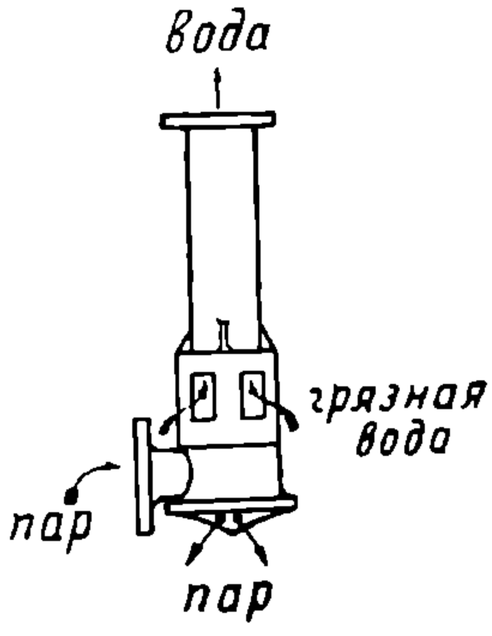
Для удаления грязной воды, ила и песка из береговых (водосборных) колодцев, мокрых шахт насосных станций и т. д. применяются специальные так называемые грязевые паровые эжекторы. На фиг. 153 показан один из таких эжекторов. В нижней части у него устроены отверстия, через которые в момент работы вытекает с большой скоростью часть пара, разрыхляющего и смывающего ил. Засасывание грязной воды происходит через боковые отверстия.

На фиг. 154 показан артезианский паровой эжектор (элеватор) Кертинга, который при высоте всасывания не более 2 *м* может подать воду на следующую высоту:

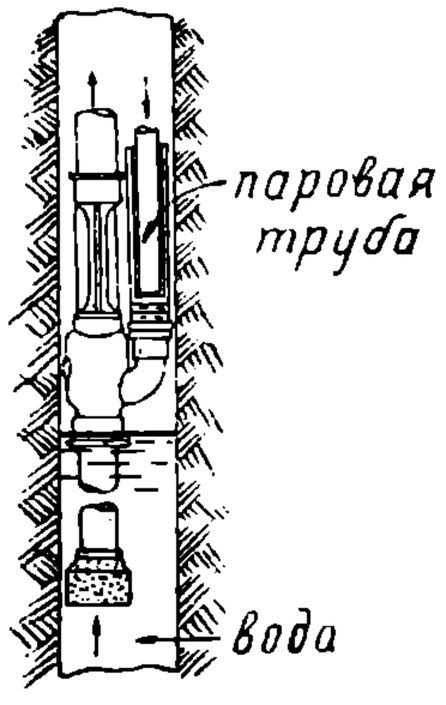
Давление пара в атмосфере	1	2	3	4	5
Высота подъема воды в *м*	4	12	20	30	38

Вообще же элеватор при регулировке может засосать воду и на большую высоту (до 6 *м*), за счет уменьшения высоты подачи (до 10—24 *м*) и увеличения давления пара.

Размеры и производительность артезианского парового элеватора указаны в таблице 49.



Фиг. 153. Паровой грязевой эжектор.



Фиг. 154. Артезианский паровой эжектор Кертинга.

ТАБЛИЦА 49

Часовая производительность в *куб. м*	1	2	4	6	8	12	15	30	60
Наименьший диаметр труб:									
паровых в *мм*	15	20	25	30	40	40	50	60	80
водяных	20	25	30	40	50	50	60	80	120

Громадным недостатком паровых эжекторов является большой расход пара и весьма низкий коэффициент полезного действия, не превосходящий обычно $\eta = 0{,}2$ и равный в среднем $\eta = 0{,}1 — 0{,}15$. Поэтому паровые эжекторы применяются исключительно для временных и непродолжительных работ, как то: временных водоснабжений, очистки колодцев, испытаний дебита скважин и т. п.

§ 33. Водоструйные эжекторы (водяные элеваторы).

Струйные насосы, перемещающие воду под действием воды большого давления, называются водоструйными эжекторами или водяными элеваторами.

Обозначим через:

Q — расход воды в *куб м* в час с большим напором H, израсходованным на работу эжектора;

q — производительность водоструйного эжектора в *куб. м* в час, т. е. количество воды, засосанное эжектором и поданное на полную высоту h;

$\eta_п$ — коэффициент полезного действия эжектора.

Тогда из равенства затраченной и полученной работ найдем

$$Q\ (H — h) = \frac{qh}{\eta_п},$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

откуда

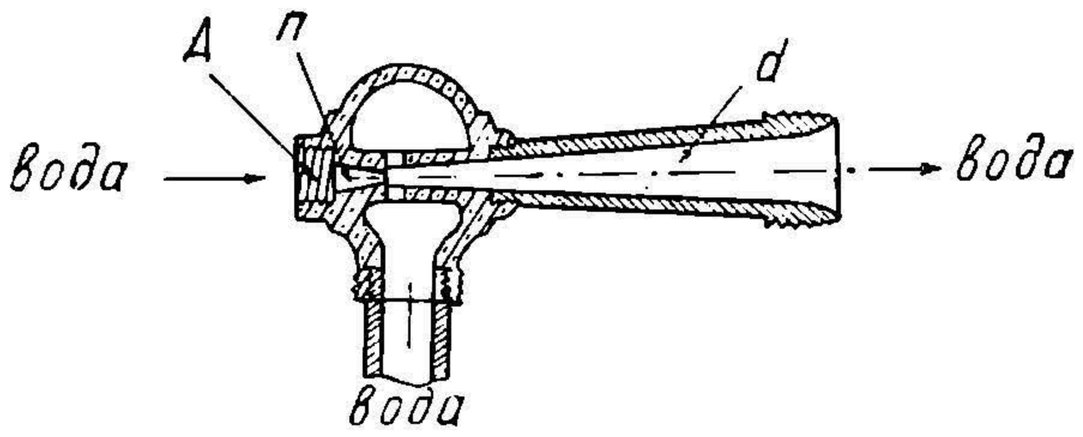
$$\eta_{п} = \frac{qh}{Q\,(H-h)} \tag{73}$$

$$q = \frac{\eta_{п}\,Q\,(H-h)}{h} \tag{74}$$

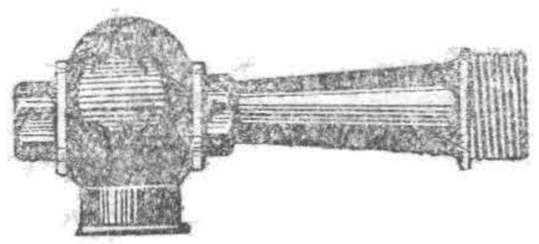
$$Q = \frac{qh}{\eta_{п}\,(H-h)}. \tag{75}$$

Опытами установлено, что коэффициент полезного действия водоструйных эжекторов в среднем равен $\eta_{п} = 0{,}1 - 0{,}15$. Для определенных местных условий величины q, H и h обычно бывают известны; поэтому, задаваясь $\eta_{п}$, находят Q.

На фиг. 155—156 показано устройство простых водоструйных эжекторов. Концом *Д* эжектор приключается к водопроводной трубе, подводящей воду с большим давлением. Нагнетающая вода протекает через суживающее сопло, в конце которого скорость во-



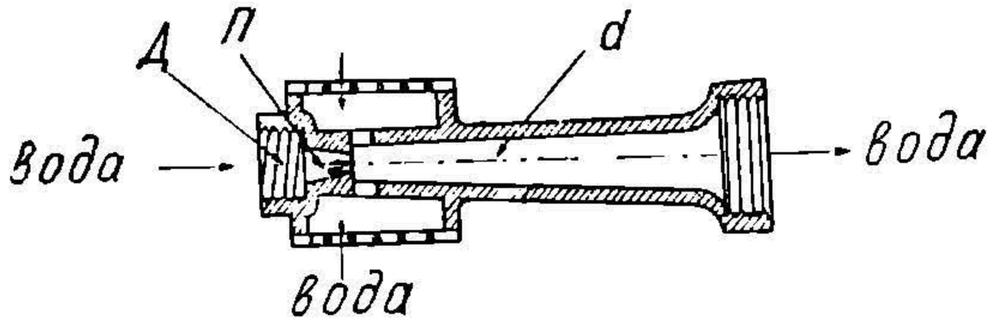
Фиг. 155-а.



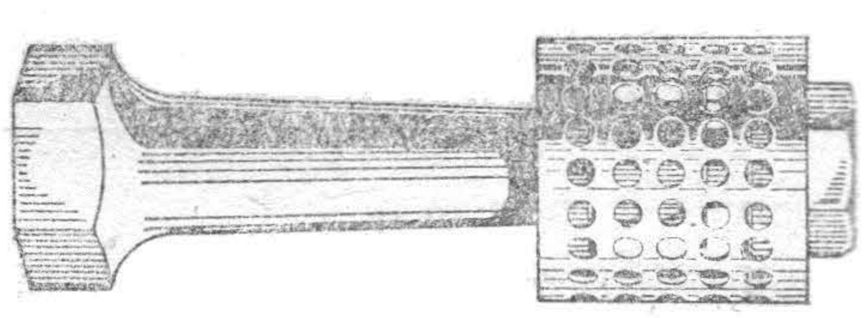
Фиг. 155-б.

Фиг. 155 а, б. Водоструйный эжектор (водяной элеватор).

ды сильно возрастает. При давлении нагнетающей воды от 4 до 5 атм. возможна подача воды на высоту от 8 до 10 *м* и всасывание до 3 *м*. Лучше всего



Фиг. 156-а.



Фиг. 156-б.

Фиг. 156-а—156-б. Простой водоструйный эжектор.

насос погружать в выкачиваемую им воду. Для этой цели и предназначен насос. показанный на фиг. 156 а, б. Вода поступает в него через отверстия, сделанные в стенках всасывающей камеры.

Производительность и размеры эжекторов даны в таблице 50.

ТАБЛИЦА 50

Производительность и размеры простых водоструйных эжекторов (фиг. 156 а, б)

№ эжектора	1	2	3	4
Производительность *куб. м* в час q	1,3	2,9	5,8	11,8
Диаметр трубы водопроводной *мм*	10	13	19	32
Диаметр напорной трубы *мм*	19	25	38	51

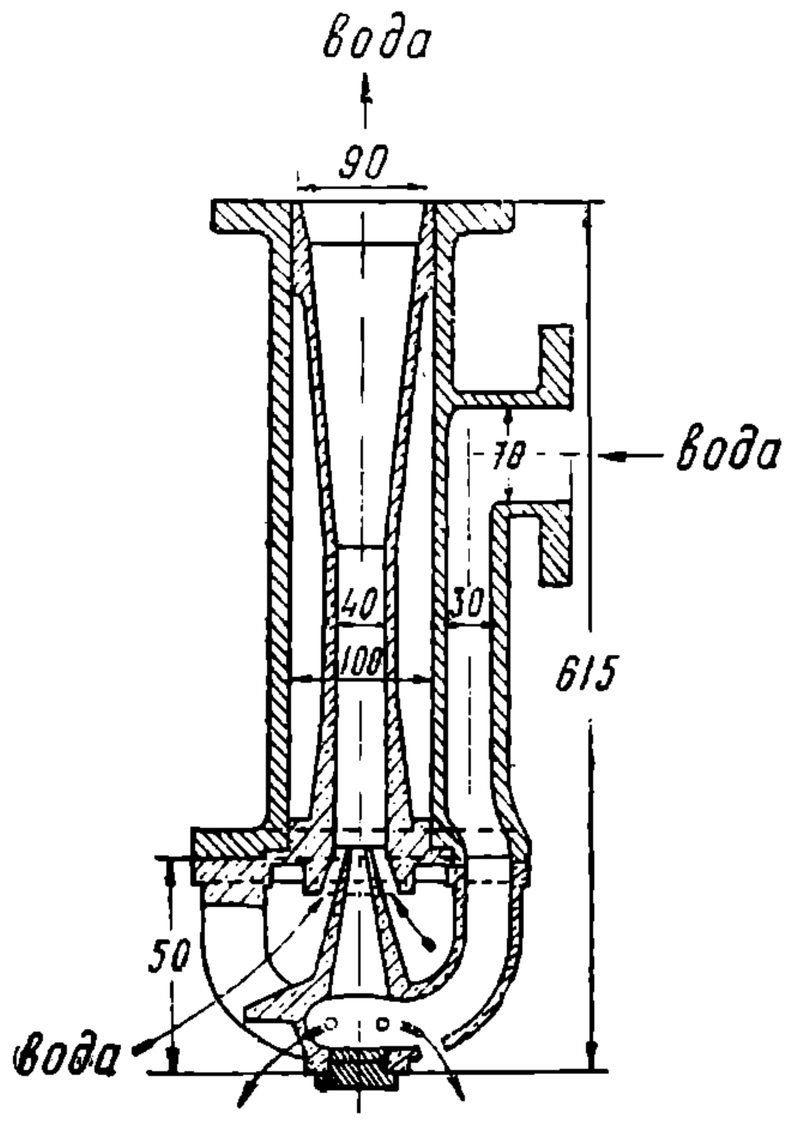
Коэффициент полезного действия такого эжектора равен $\eta_{п} = 0{,}1—0{,}15$.

На фиг. 157 показан грязевой водоструйный эжектор (элеватор), работающий с одновременным разрыхлением ила силой удара мелких водяных струй, вытекающих из нижних отверстий. Указанные выше водяные элеваторы употребляются лишь для вспомогательных целей, как-то: откачки воды из шахт, ям и пр.

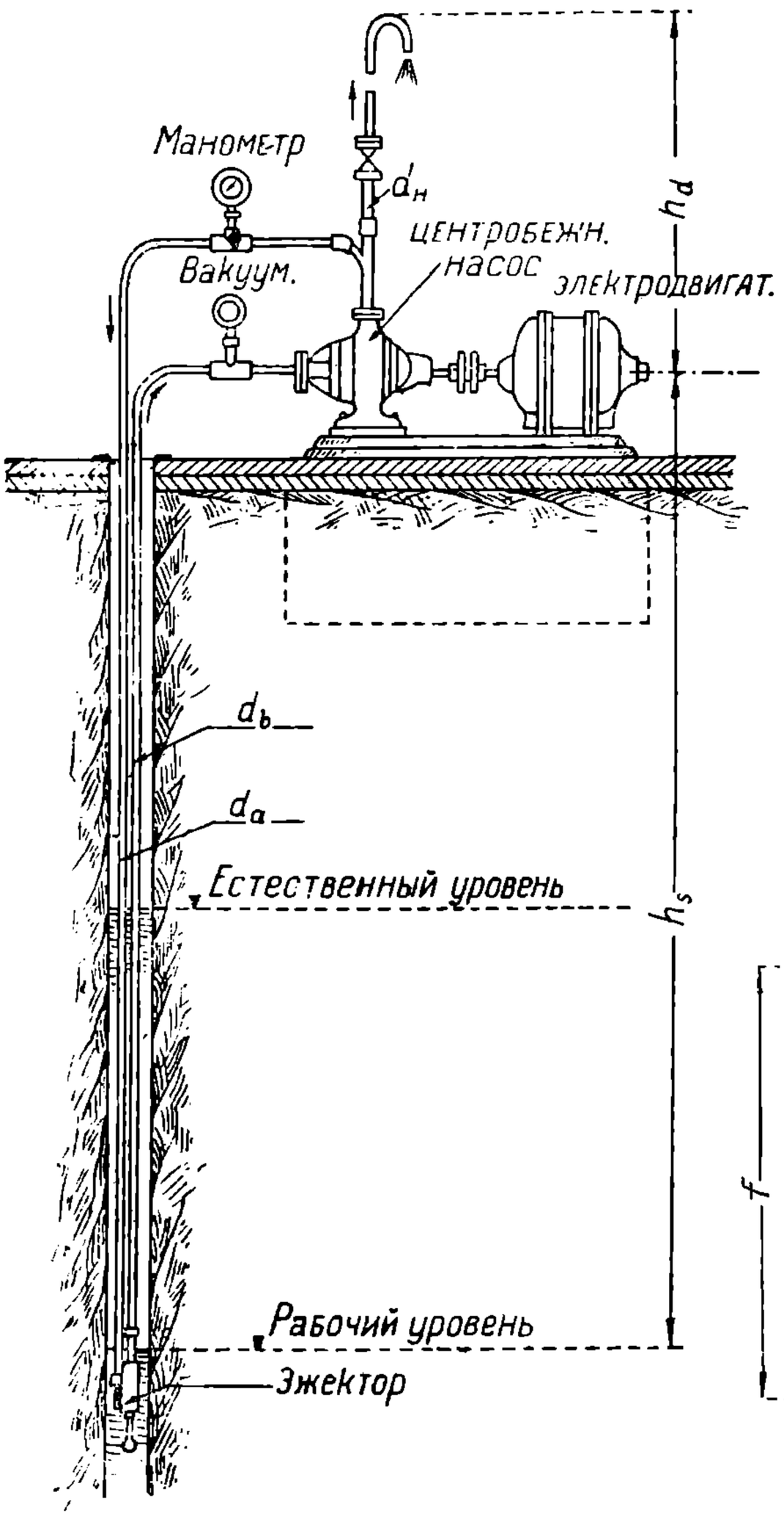
НТБ УДУНТ (ДИТ)

Для подачи воды из глубоких колодцев и артезианских скважин заслуживает внимания изготовляемый в Германии специальный артезианский эжектор, называемый там водоструйным глубоководным эжектором (Wasserstrahl — Tefibrunnen — Elevatoren). Характер установки, размеры и производительность его видны из фиг. 158 а, б и таблицы 51.

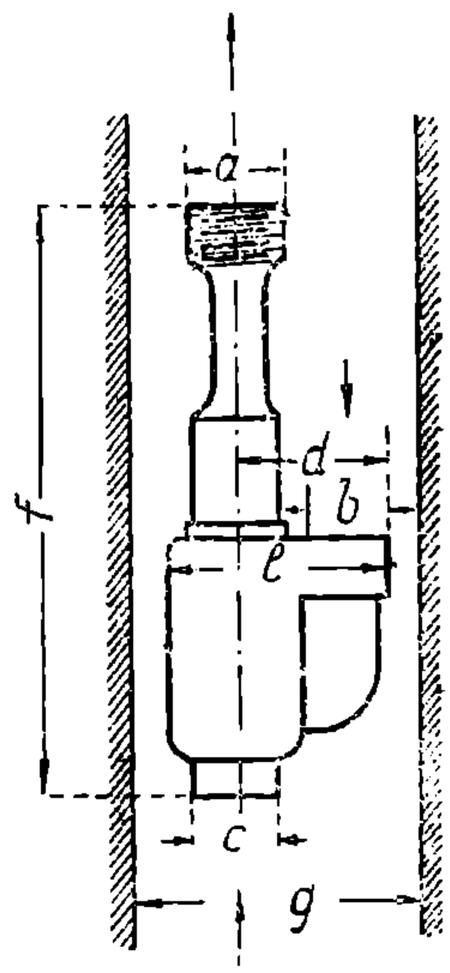
Вода высокого давления берется от напорного трубопровода и подводится к эжектору по отдельной трубке d_a. Перемещению воды вверх, помимо действия эжектора, способствует еще и разрежение, создаваемое центробежным насосом в трубе $d_в$,



Фиг. 157. Грязевой водоструйный эжектор.



Фиг. 158-а.



Фиг. 158-б.

Фиг. 158-а—158-б. Глубоководный водоструйный эжектор.

являющейся для насоса всасывающей. Поднятая, таким образом, из скважин вода нагнетается центробежным насосом частью в водоемное здание, а частью возвращается обратно к эжектору, для нового захвата и поднятия воды из скважины и т. д.

В скважине эжектор располагается под водой на 0,5—1,0 *м* ниже рабочего уровня грунтовых вод. На конце эжектора со стороны всасывания ставится всасывающая сетка с обратным клапаном.

С помощью такого элеватора, устанавливаемого на всасывающей линии центробежного насоса, глубина забора воды может быть достигнута, по данным фирмы, $H = H_{вак} = 20—30$ *м*.

Пример 26. Для очистки водосборного (всасывающего) колодца на дне его устанавливается грязевой водоструйный эжектор производительностью $q = 6$ *куб. м* в час. Давление в напорной водопроводной сети, подающей к эжектору рабочую воду, равно 4 атм. на поверхности земли

НБ УДУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА

Производительность и размеры глубоководных водоструйных элеваторов (к фиг. 158 а,

Производительность в *куб. м* в час	Размеры в *мм*						
q	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*
3,6	32	25	25	45	96	260	100
6.0	43	32	32	56	116	315	120
9,0	51	43	43	66	135	385	150
12,0	68	51	51	85	170	440	190
15,0	76	68	68	105	210	520	230

у колодца. Полная высота подачи воды, откачиваемой эжектором, равна $h = 11$ *м*.

Требуется определить:

1) расход высоконапорной воды (рабочей) и

2) продолжительность откачки грязной воды из колодца в количестве 9 *куб. м*.

Решение.

Гидравлическое давление в подводящем водопроводе на уровне расположения эжектора

$$H = 40 + 11 = 51 \text{ } м \text{ водяного столба.}$$

Принимая $\eta_п = 0{,}1$, расход рабочей воды из водопровода согласно формуле (75) будет равен

$$Q^1 = \frac{6 \cdot 11}{0{,}1\ (51-11)} = 16{,}5 \text{ } куб.\ м \text{ в час.}$$

В грязевом эжекторе часть рабочей воды тратится на разрыхление ила в колодце. Принимая эти потери равными 20% от количества расходуемой воды, расходы высоконапорной воды определятся в размере

$$Q = \frac{16{,}5}{1-0{,}2} = 20{,}1 \text{ } куб.\ м \text{ в час,}$$

т. е., часть воды в количестве $20{,}1 - 16{,}5 = 3{,}6$ *куб. м* в час будет оставаться в колодце. Продолжительность откачки $t = 9 : (6 - 3{,}6) = 3{,}8$ часа.

Общее количество высоконапорной (рабочей) воды, израсходованное на очистку колодца:

$$20{,}1 \cdot 3{,}8 = 76{,}4 \cong 80 \text{ } куб.\ м.$$

Пример 27.

Артезианскую скважину, указанную ранее в примере 18 и изображенную на фиг. 117, предполагается оборудовать горизонтальным центробежным насосом и водоструйным эжектором по типу фиг. 158 а, с целью подачи 50 *куб. м* в час на полную (гидродинамическую) высоту в 60 *м*.

Требуется определить:

1) необходимую производительность центробежного насоса и

2) коэффициент полезного действия всей насосно-эжекторной установки.

Решение.

Примем для данного случая:

а) коэффициент полезного действия эжектора $\eta_п = 0{,}12$,

б) вакуумметрическую высоту всасывания центробежного насоса $H_{вак} = 3{,}5$ *м*,

в) отметку оси центробежного насоса — 132,5 *м* (см. фиг. 117),

г) отметку рабочего уровня воды в скважине — 115 *м*,

д) отметку расположения оси эжектора — 114 *м*.

Допустим для начальных подсчетов, что потери напора на сопротивления во всасывающей линии равны $h_{вс} = 2$ *м* и в напорной линии, подводящей воду от насоса к эжектору (фиг. 158), равны $h_н = 1{,}5$ *м*

При этих условиях:

1) гидравлическое давление на уровне расположения эжектора

$$H = 60 - h_{вс} - h_н + (115 - 114) = 60 - 2 - 1{,}5 + 1 = 57{,}5 \text{ } м,$$

Полная высота подачи воды эжектором

$$h = 132{,}5 - 115 + h_{вс} - H_{вак} = 132{,}5 - 115 + 2 - 3{,}5 = 16 \text{ } м.$$

Пользуясь формулой (73), находим

$$\frac{q}{Q} = \eta_п \frac{H-h}{h} = 0{,}12 \frac{57{,}5 - 16}{16} = 0{,}3.$$

Так как по заданию $q = 50$ *куб. м* в час, то

$$Q = \frac{50}{0{,}3} = 167 \text{ } куб.\ м \text{ в час,}$$

Откуда полная часовая производительность центробежного насоса определится

$$Q_ц = q + Q = 50 + 167 = 217 \text{ } куб.\ м.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Часть воды, подаваемой центробежным насосом, в количестве 167 *куб. м* будет находиться в кругообороте для приведения в действие эжектора, а остальная часть в количестве 50 *куб. м* а час будет забираться из скважины и подаваться в водонапорную башню. Коэффициент полезного действия всей насосно-эжекторной установки (включая центробежный насос, эжектор и трубопровод) будет равен

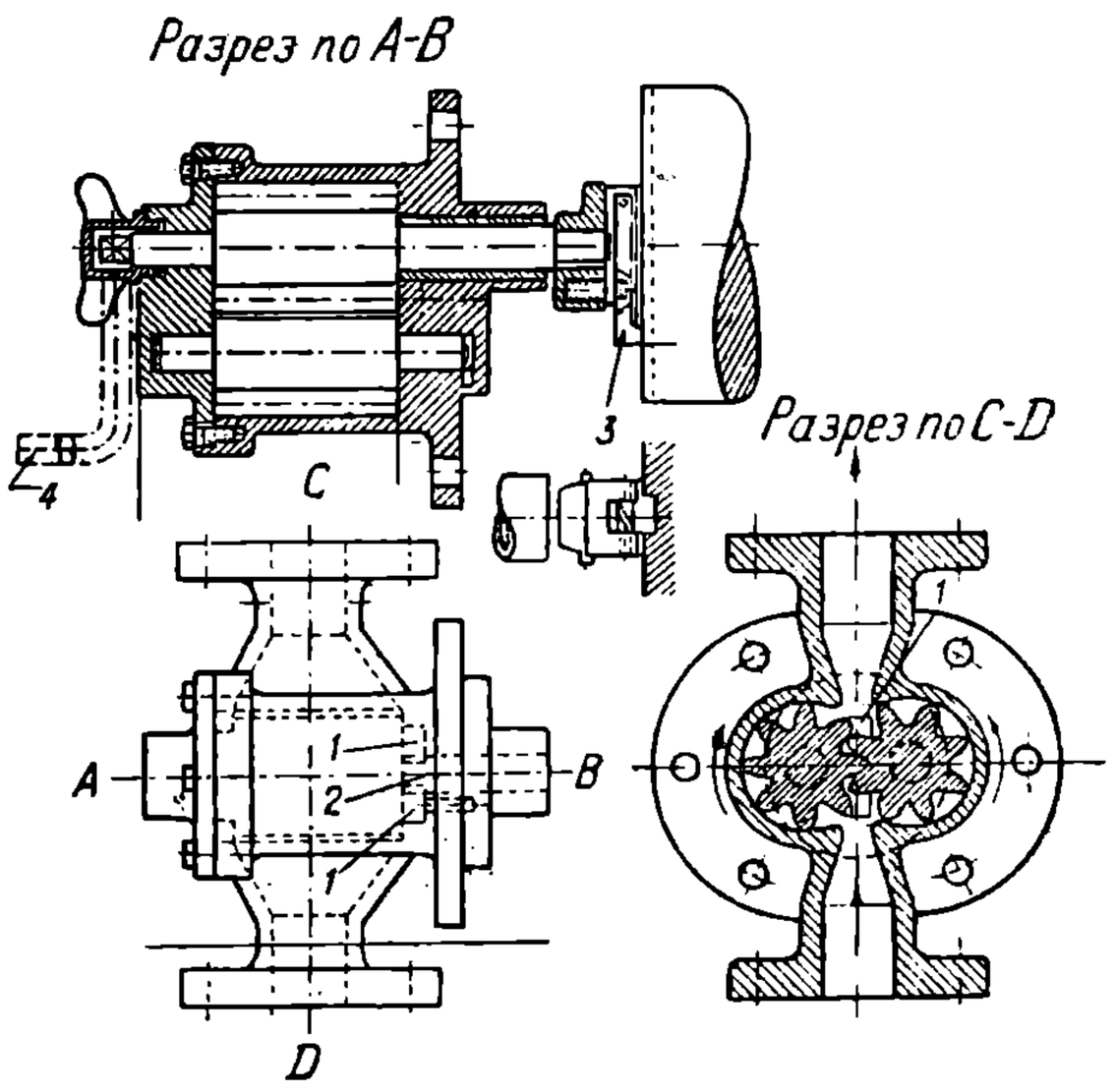
$$\eta_{уст} = \frac{q \cdot H_г \ \eta_н}{(Q+q)\, H_г} = \frac{50 \cdot 0{,}6}{217} \cong 0{,}13.$$

Зная распределение воды, подаваемой насосом, можно после подбора диаметра труб напорной, питающей эжектор, и всасывающей — питающей центробежный насос, определить более точно потери $h_н$ и $h_{вс}$ (принятые ранее произвольно равными $h_н = 1{,}5$ *м* и $h_{вс} = 2$ *м*), по которым вновь найти Q и $\eta_{уст}$, помощью аналогичных вычислений.

КОЛОВРАТНЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) НАСОСЫ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТАРАНЫ. СИФОНЫ.

§ 34. Устройство и действие коловратных насосов.

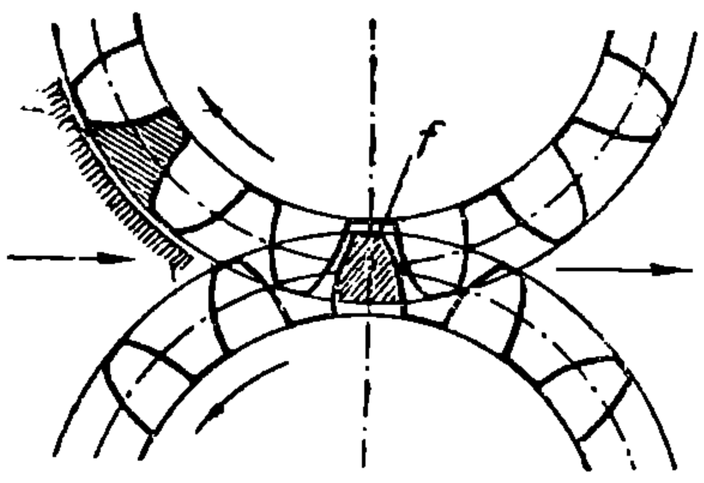
Коловратные, зубчатые или шестеренчатые насосы состоят из двух шестеренок, находящихся в зацеплении и расположенных внутри рабочей камеры таким образом, что концы зубьев почти касаются внутренней поверхности камеры (фиг. 159).



Фиг. 159. Коловратный насос.

При вращении шестеренок в направлениях, указанных стрелками, жидкость засасывается по нижнему патрубку и нагнетается по верхнему.

Перемещение жидкости в самом насосе происходит в промежутках между зубьями по внутренней периферии рабочей камеры. Два углубления 1—1 внутри камеры сделаны для приема выдавливаемой в сторону жидкости, а перегородка 2 между ними для предотвращения возможности попадания жидкости со стороны нагнетания на сторону всасывания. Насос приводится в данном случае непосредственно от главного вала двигателя, с помощью поводка 3. В случае надобности насос может быть включен, путем разъединения осей, ручным поворотом рычага 4.



Фиг. 160. Шестерня коловратного насоса

При вращении шестеренок жидкость, расположенная между двумя зубьями и плотно прилегающими к ним боковыми стенками камеры, будет выжиматься зубом, входящим в этот промежуток, в объеме, соответствующем погружению зуба (фиг. 160).

Обозначим через:

f — площадь сечения зуба в пределах внешней окружной, прилегающей шестерни;

e — длину зуба;

z — число зубьев по одной шестерне;

n — число оборотов вала в минуту;

η_0 — объемный коэффициент насоса или коэффициент подачи, равный для шестеренчатого насоса $\eta_0 = 0{,}9—0{,}95$

НБ УДУНТ (ДПТ)

Часовая производительность коловратного насоса определится

$$Q_e = \eta_0 \cdot 2 \cdot z \cdot f \cdot e \cdot 60 \cdot n \qquad (70)$$

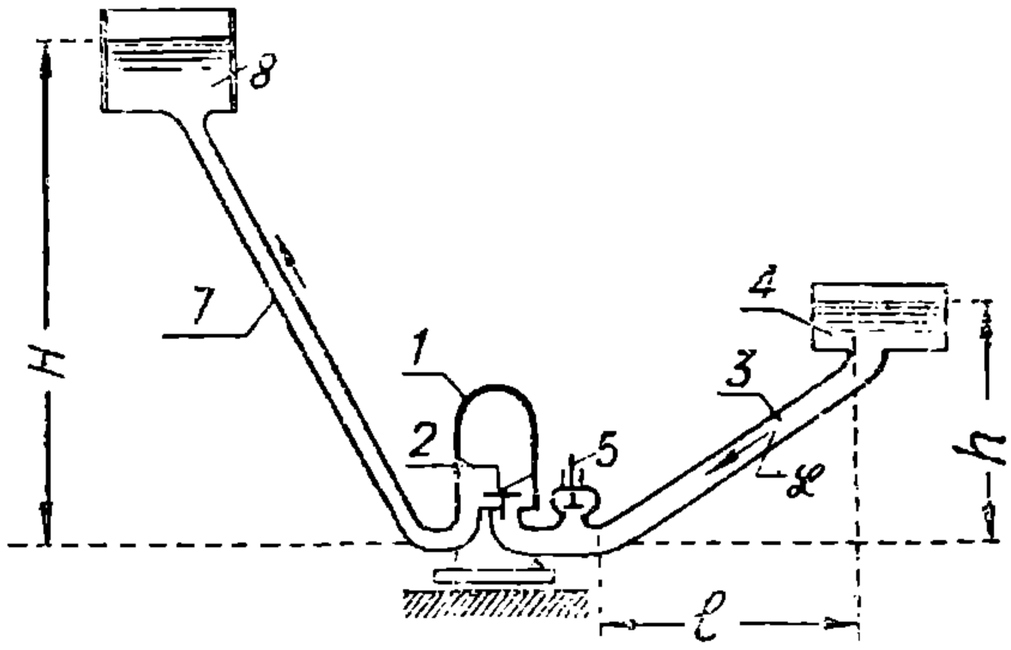
Полный коэффициент полезного действия коловратных насосов при очень хорошем выполнении достигает $\eta_п = 0{,}6—0{,}7$. При среднем выполнении он снижается до 0,3—0,4. Кожух насоса обычно делается из чугуна или бронзы, а шестерни — из стали.

Для удовлетворительной работы насоса требуется весьма тщательное изготовление и пригонка его частей, во избежание быстрого износа и уменьшения производительности. Коловратные насосы применяются лишь в тех случаях, когда бывает необходима особая надежность в бесперебойной работе, как, например, при подаче топлива и смазки в двигателях внутреннего сгорания, мыльной воды для машин по обработке металла, морской воды, разного рода кислот и пр. Непосредственно же для водоснабжения, т. е. для подачи воды, коловратные насосы обычно не применяются.

§ 35. Устройство и действие гидравлических таранов.

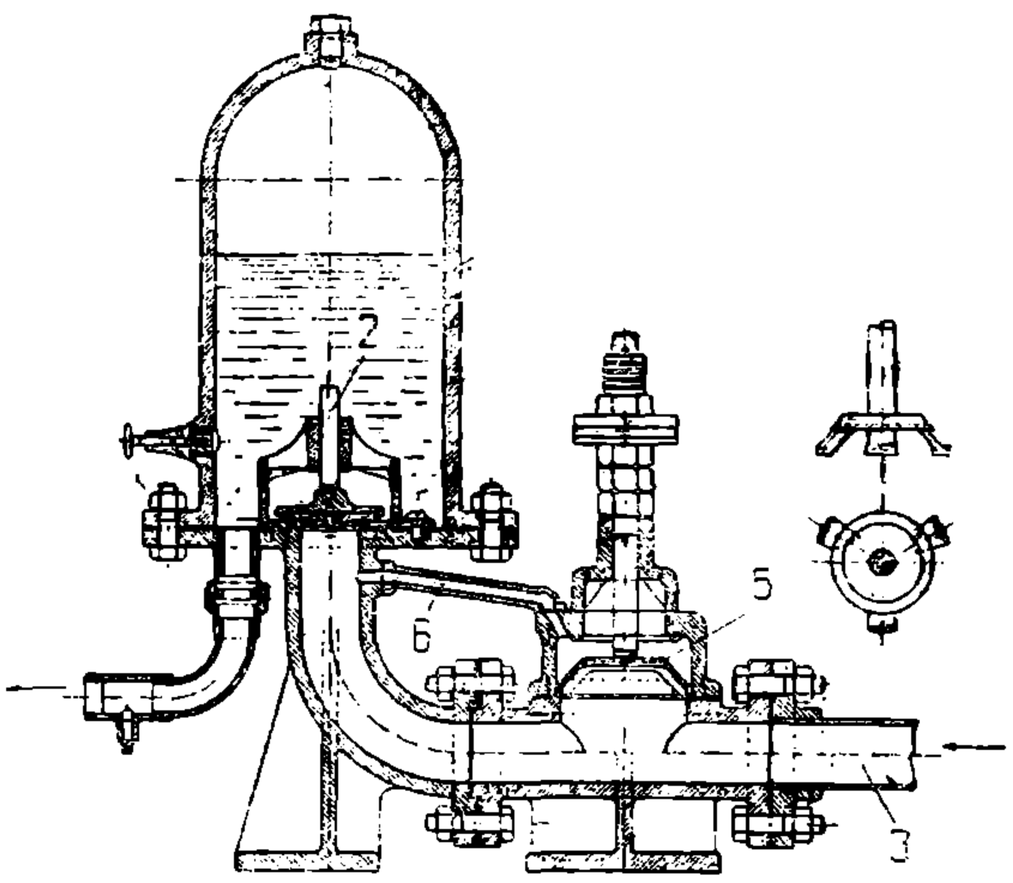
Сущность устройства и работы гидравлического тарана заключается в следующем (фиг. 161 и 162).

Таран состоит из чугунного воздушного колпака 1 с напорным клапаном 2. На питательной линии 3, подводящий воду из нижнего резервуара 4 к тарану,



Фиг. 161. Схема установки гидравлического тарана.

1—Воздушный колпак
2—Напорный клапан
3—Питательная труба
4—Нижний резервуар
5—Ударный клапан
7—Напорная линия
8—Верхний резервуар



Фиг. 162. Гидравлический таран конструкции инж. Д. И. Трембовельского.

установлен второй небольшой колпак с помещающимся внутри его вторым клапаном 5, называемым ударным клапаном или просто ударником. Полость колпака для ударного клапана соединена трубкой 6, с питательной трубкой 3. Если пустить воду из нижнего резервуара по питательной трубе к тарану, то вода, дойдя до ударника, приподнимет его кверху, что вызовет появление гидравлического удара в протекающей струе жидкости. Под действием удара клапан 2 поднимается вверх, часть жидкости войдет в колпак и сожмет находящийся там воздух. После удара жидкость несколько отхлынет назад, отчего давление в питательной трубе упадет и клапаны 2 и 5, под действием собственного веса, опустятся вниз и сядут на свои прежние места; одновременно с этим воздух в колпаке 1, сжатый вошедшей водой, будет расширяться и выталкивать воду из колпака по напорной линии 7 в верхний резервуар 8.

В следующий момент вода по питательной трубе вновь подойдет к ударному клапану, поднимет его, вызовет удар, отчего опять и в том же порядке будут повторяться все явления, описанные выше. Каждый раз, как только ударный клапан поднимется вверх, он вытеснит часть воздуха, собравшегося

[1]) Инж. Ф. Зассс. — Бескомпрессорные двигатели Дизеля. 1931 г., стр. 390.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

в малом колпаке в питательную трубу 3. Воздух, попав в трубу 3, вталкивается от действия гидравлического удара в колпак 1 вместе с водой, автоматически пополняя, таким образом, колпак воздухом, необходимым для нагнетания воды. Чем больше высота h, тем больше будет сила удара водяного столба, находящегося в питательном трубопроводе, тем больше будет сжиматься воздух в клапане 1, и тем выше высота подъема H.

Обозначим через:

Q — количество притекающей воды к тарану из нижнего резервуара в *л*/сек.;

Q_e — количество подаваемой тараном в верхний резервуар воды, т. е., производительность тарана в *л*/сек.;

h — высоту падения воды в *м*;

H — высоту подъема воды в *м*;

l — длину питательной трубы в *м*.

Тогда полный коэффициент полезного действия тарана определится из равенства затраченной и полученной работ

$$(Q-Q_e)\,h=\frac{Q_e\,(H-h)}{\eta_n}$$

откуда

$$\eta_n=\frac{Q_e\,(H-h)}{(Q-Q_e)\,h}=\left(\frac{Q_e}{Q-Q_e}\right)\left(\frac{H}{h}-1\right) \qquad (77)$$

Количество безвозвратно израсходованной воды (утекшей через клапаны тарана) равно

$$Q-Q_e=\frac{Q_e}{\eta_n}\left(\frac{H}{h}-1\right)$$

Величина $Q-Q_e$ = от 70 до 95% Q, поэтому таранами пользуются обычно при наличии большего количества дешевой воды.

Опытным путем установлено, что наибольший коэффициент полезного действия таранов достигает $\eta_n=0{,}5-0{,}8$ при условии [1]

$$\frac{H}{h}=\text{от 5 до 8;}\qquad \frac{h}{l}>0{,}25—0{,}3$$

Коэффициент полезного действия тарана может быть принят в зависимости от соотношения $\frac{H}{h}-1$ следующих размеров:

$\frac{H}{h}-1$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	16	20
η_n	0,92	0,84	0,77	0,72	0,67	0,63	0,59	0,56	0,52	0,49	0,43	0,35	0,32	0,23

а диаметры и длина подводящей трубы при различных местных условиях и пропускной способности тарана определены по следующей таблице: [2]

Диаметр трубы в *мм*	Пропускная способность таранов в *л* в минуту при высоте падения (длине подводящей трубы), равной:											
	$h=1$ *м*			$h=2{,}5—3$ *м*			$h=4—5{,}5$ *м*					
—	5	10,5	21	10,5	21	35,5	10,5	21	35,5	71		
25	18	12	9	18	15	9	25	18	14	11		
32	34	25	18	37	25	12	49	37	27	21		
38	55	43	27	62	43	25	83	65	51	37		
50	86	62	49	98	62	40	135	98	68	52		
62	172	123	86	185	123	86	246	197	135	98		
75	246	185	123	246	185	135	418	258	197	148		
100	357	209	154	517	357	197	800	517	418	320		
125	910	640	258	984	515	431	1 230	984	615	492		

[1]) Проф. Н. Н. Гениев. — „Водоснабжение городов и промышленных предприятий", 1931 г., стр. 732—733.

[2] Проф. Бубекин „Дешевое водоснабжение посредством тарана".

НБ УДУНТ (ДПТ)

В среднем считают, что таран пропускает около 20—30% того количества воды, которое могла бы пропустить его питающая труба при том же напоре h.

Зная производительность установки и подобрав по ней, в зависимости от высоты падения, величину диаметра питающей (ударной) трубы, находят номер тарана и диаметр нагнетательной трубы. Для примера в нижеследующей таблице приведены номера американских таранов и советских системы инж. Трембовельского и диаметры питающих и нагнетательных трубок к ним.

№№ тарана	Диаметр питающей (ударной) трубы в *мм*	Диаметр нагнетательной трубы в *мм*	№№ тарана	Диаметр питающей (ударной) трубы в *мм*	Диаметр нагнетательной трубы в *мм*
Американские тараны			Советские тараны системы инж. Трембовельского		
2	19	10	3	25	12
3	25	12	4	38	19
4	38	12	5	50	25
5	50	19	6	162	32
6	62	25	7	175	43
8	100	50	8	100	50

Практикой установлено, что: [1]

1) обычно таран может подать воду на высоту H, в 20 раз большую высоты падения h;

2) наименьшая высота падения, во избежание вредных гидравлических ударов, не должна превышать 6—7,5 *м*;

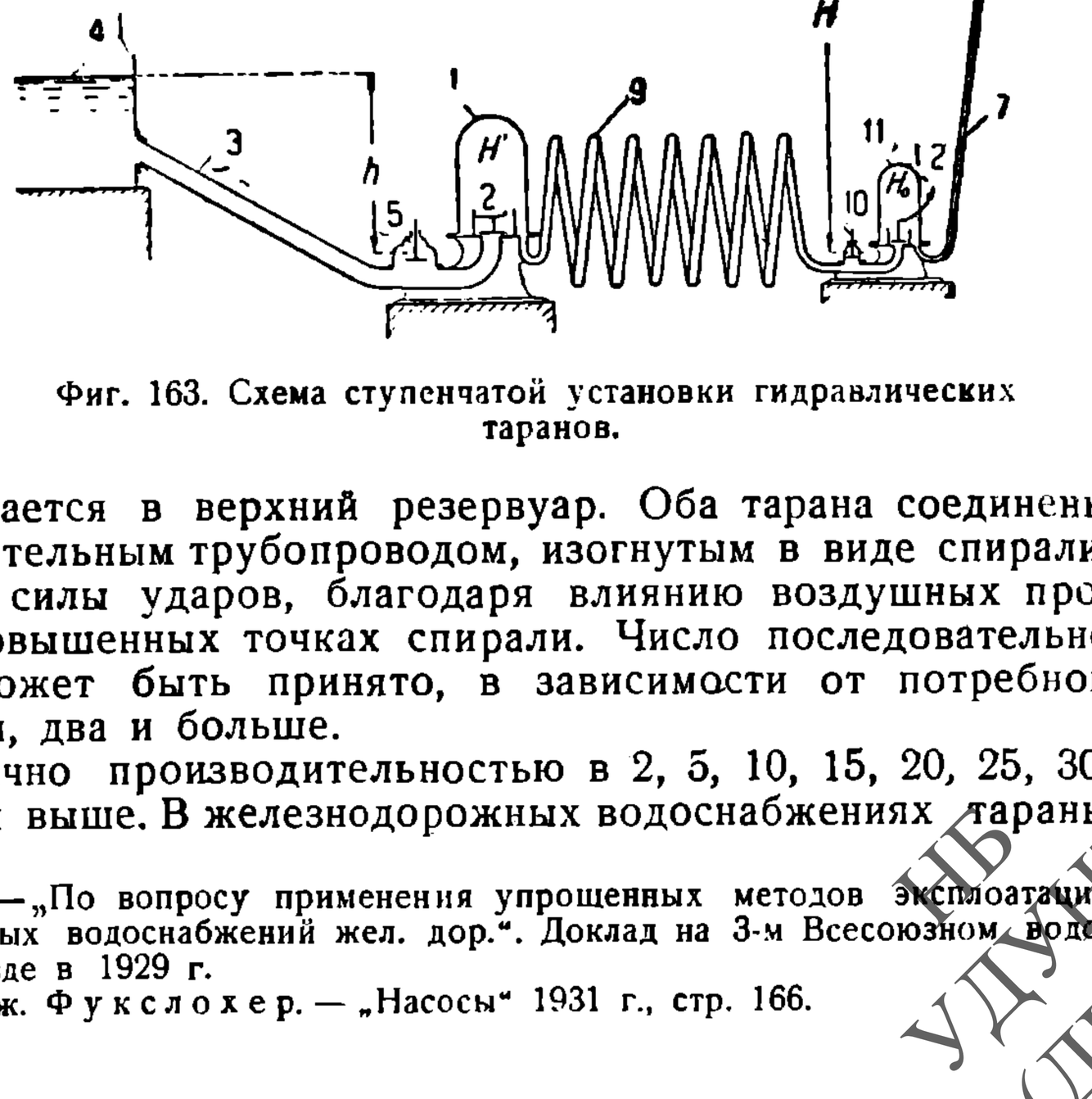
3) длина подводящей трубы не должна быть менее 7 *м* и более 100 *м*; если отношение $H:h$ не превосходит 10, то длину достаточно брать в 5—8 раз больше падения;

4) диаметр подводящих труб берется, примерно, в 2 раза больше напорных

По данным проф. Матиссен и инж. Фукслохер [2], длина питательного трубопровода должна быть, по возможности, не более $L=20$ *м*.

Пуск тарана производится путем многократного надавливания от руки ударного клапана до тех пор, пока весь напорный трубопровод будет наполнен водой.

На фиг. 163 изображена схема ступенчатой таранной установки, предложенная инж. Д. И. Трембовельским, сконструировавшим и таран, показанный ранее на фиг. 162.



Фиг. 163. Схема ступенчатой установки гидравлических таранов.

Вода из тарана первого подъема A поступает под напором H' в таран второго подъема B, которым уже и нагнетается в верхний резервуар. Оба тарана соединены между собой напорно-питательным трубопроводом, изогнутым в виде спирали, с целью лучшей передачи силы ударов, благодаря влиянию воздушных прослоек, образующихся в повышенных точках спирали. Число последовательно установленных таранов может быть принято, в зависимости от потребной высоты подъема H, — один, два и больше.

Тараны строятся обычно производительностью в 2, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 *куб. м* в час, а иногда и выше. В железнодорожных водоснабжениях тараны

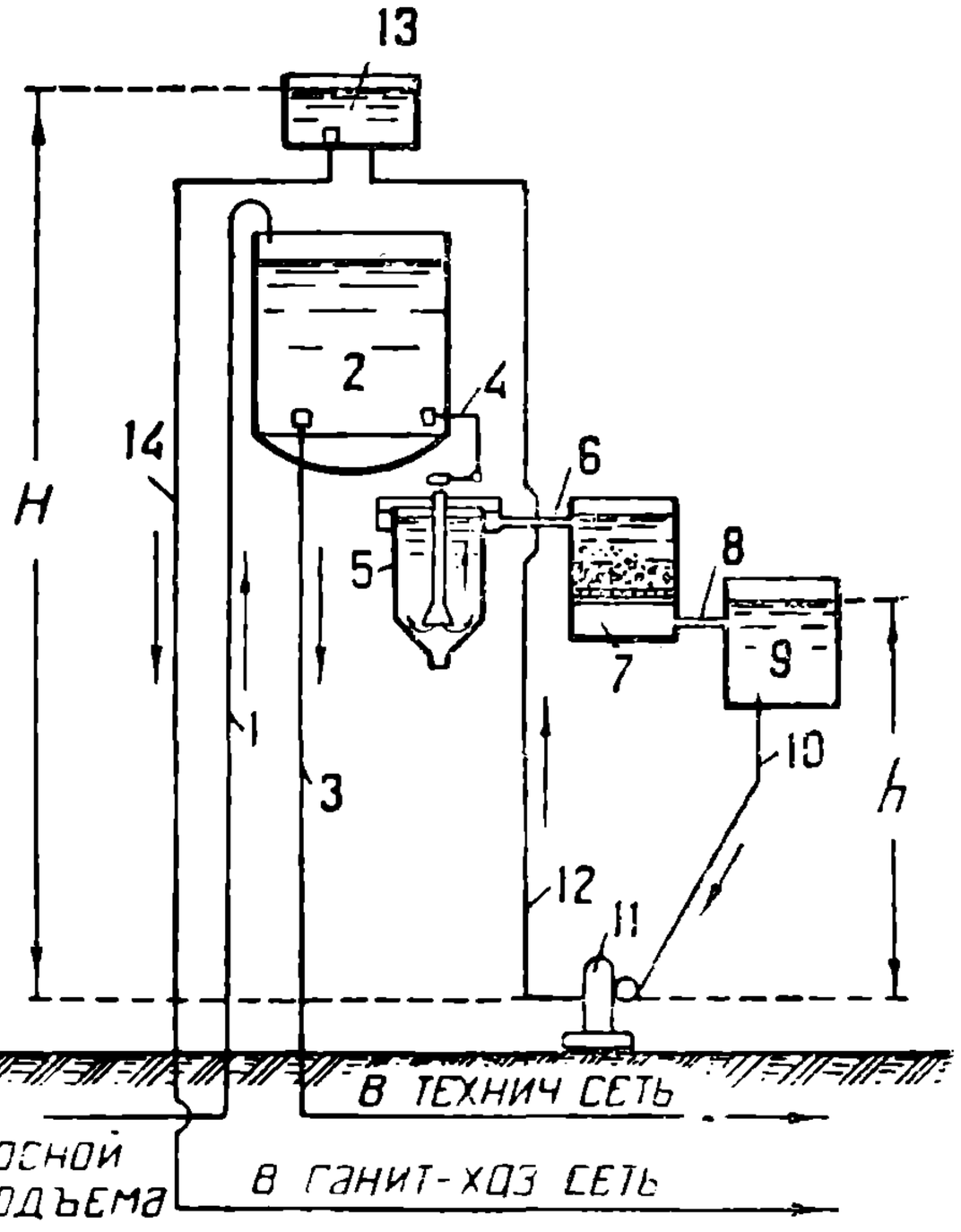
[1] Инж. Н. А. Дерюгин. — „По вопросу применения упрощенных методов эксплоатации хозяйственно-питьевых и резервных водоснабжений жел. дор.". Доклад на 3-м Всесоюзном водопроводном и санитарн.-техн. съезде в 1929 г.

[2] Проф. Матиссен и инж. Фукслохер. — „Насосы" 1931 г., стр. 166.

НБ УДУТ (ДИТ)

применяются редко и притом почти исключительно для хозяйственно-питьевых водоснабжений для первого подъема и реже — для второго.

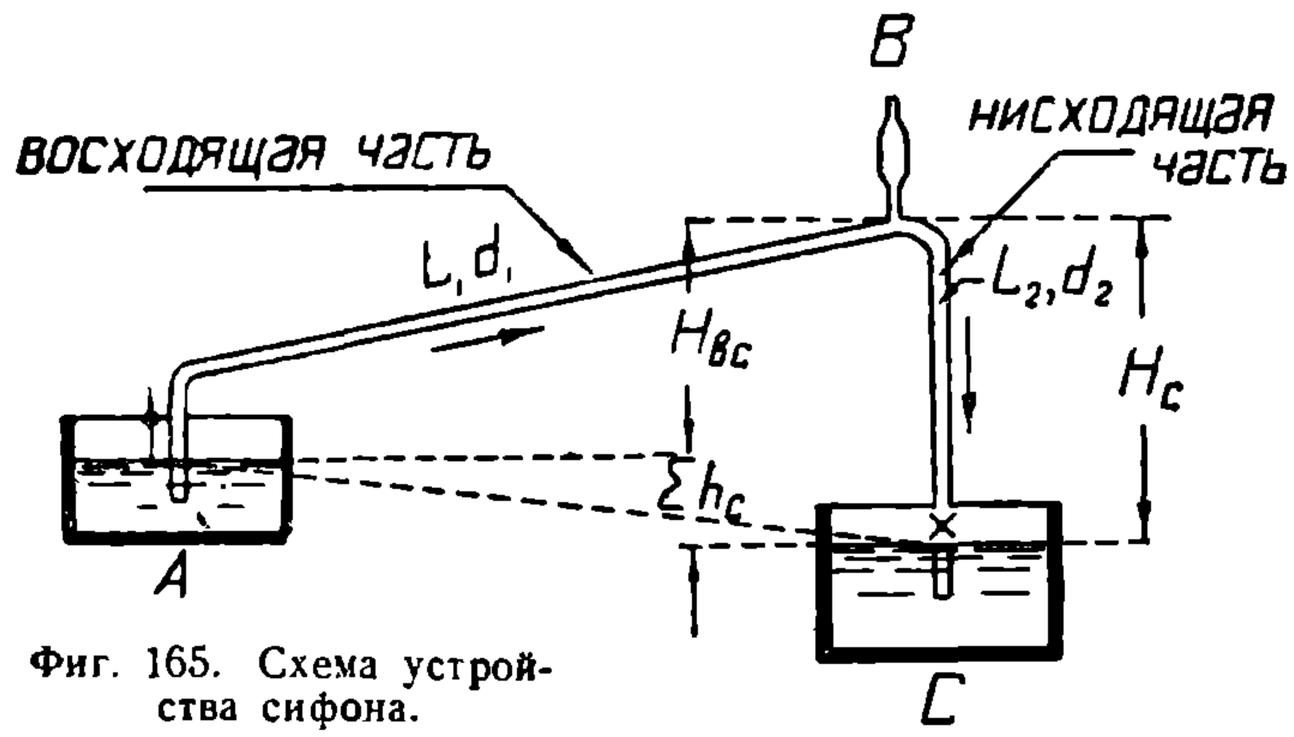
На фиг. 164 схематически изображена насосная установка с применением гидравлических таранов в качестве насосов второго подъема для перекачек небольших количеств воды, прошедших их очистку.



Фиг. 164. Схема установки тарана в качестве насоса второго подъема в очистных сооружениях.

1—Напорный трубопровод из насосной ст. 1-го подъема
2—Нижний резервуар с неочищенной водой
3—Разводящий трубопровод для технических нужд
4—Трубопровод, питающий отстойник
5—Отстойник
6—Трубопровод, питающий фильтры
7—Фильтры
8—Трубопровод, питающий резервуар чистой воды
9—Резервуар чистой воды
10—Питательная труба
11—Таран
12—Напорная труба тарана
13—Верхний резервуар с очищенной водой
14—Разводящая сеть очищенной воды

Вода из источника водоснабжения нагнетается насосами первого подъема на железнодорожную станцию по напорной линии 1 в водонапорный бак 2, откуда большая ее часть уходит по разводящей линии 3 на удовлетворение технических нужд станции (питание паровозов, охлаждение двигателей и т. д.), а меньшая часть поступает на очистные сооружения: по трубе 4 на отстойник 5, по трубе 6 на фильтры 7 и по трубе 8 — в сборный резервура чистой воды 9. Из резервуара вода по питательной трубе 10 подводится к тарану 11 и нагнетается последним по трубе 12 в небольшой верхний бак 13, откуда, по самостоятельной разводящей линии 14, разводится на хозяйственно-питьевые нужды (в жилые дома, бани, больницы и т. д.). Очистные сооружения с тараном могут быть поставлены как внутри водонапорной башни, так и вне ее, в отдельном помещении. Сброс очищенной воды из тарана собирается в подземные резервуары, устроенные для противопожарных целей (на чертеже не показаны), откуда противопожарными насосами периодически, с целью ее освежения, перекачивается в верхний водонапорный бак.



Фиг. 165. Схема устройства сифона.

СИФОНЫ

В § 1 отмечалось, что сифоны, в отличие от всех ранее рассмотренных насосов, перемещают воду с помощью лишь одного всасывающего процесса. Сущность устройства и действия их заключается в следующем. Сифон состоит из простой изогнутой трубы, оба конца которой опущены в воду (фиг. 165). Линия *AB* носит название **„восходящей части сифона“**, а линия *BC* — **„нисходящей части сифона“**. Вода перемещается из верхнего водоисточника в нижний, поднимаясь по сифону

РГБ УЧЕТ (ДЦТ)

сначала вверх до точки *B*, по восходящей части, а затем опускается вниз по нисходящей части. Для приведения в действие сифона необходимо предварительно выполнить два условия:

1) создать внутри сифона вакуум для того, чтобы дать возможность воде, под давлением наружной атмосферы, заполнить сифон, т. е. выполнить всасывающий процесс;

2) иметь разность в расположении уровней воды между обоими источниками — Σh_c, необходимую для гидравлического напора, могущего заставить воду двигаться по сифону.

Как только в сифоне образуется разрежение, т. е. будет удален из него воздух, вода из обоих источников *A* и *C* заполнит сифон одновременно с двух концов. После заполнения сифона водой, имеющаяся разность уровней воды Σh_c между источниками создаст движущуюся силу, под действием которой вода начнет непрерывно перемещаться по сифону из верхнего источника *A* в нижний *C*. При этом столб движущейся воды под влиянием собственного веса будет стремиться разорваться на две части. Но так как в месте разрыва будет немедленно возникать вакуум, то давление наружной атмосферы заставит прервавшийся столб воды соединиться вновь. Благодаря отмеченным обстоятельствам сифон, пущенный в ход, будет продолжать работать до тех пор, пока воздух, выделившийся из воды, не наберется в повышенной точке *B* и не уничтожит вакуум. Отсюда видно, что для беспрерывной работы сифона необходимо периодически удалять из него воздух. Так как действие сифона основано на давлении атмосферного воздуха, то наибольшая высота поднятия воды $H_{вак}$ с помощью сифона теоретически может достигнуть высоты водяного столба, равного по давлению наружной атмосфере. В действительности же предельная вакуумметрическая высота подачи вследствие причин, отмеченных в § 7, будет меньше (около 7—8 *м*) и может быть найдена из той же общей формулы, что и для остальных насосов

$$H_{вак} = H_{вс} + h_{вс} = A - h_A - h_t - h_o - h_{jвс} - W_{нас} \qquad (28)$$

где

$H_{вс}$ — превышение наивысшей точки сифона *B* над наинизшим уровнем воды в верхнем источнике;

$h_{вс} = h_{восх}$ — сумма потерь напора на сопротивления в восходящей части сифона;

A, h_A, h_t и h_o — имеют те же значения, что и в формуле (28), рассмотренной в § 7.

Вследствие того, что в рабочей камере сифона обычно отсутствуют какие-либо клапаны, резкие изменения сечений и т. п., а сама жидкость движется равномерно, можно принять, что для большинства случаев работы и устройства сифонов, в отличие от поршневых и центробежных насосов, значения $h_{jвс} = W_{нас} = 0$. Благодаря этому общая формула предельной вакуумметрической высоты всасывания у сифонов примет вид

$$H_{вак} = H_{вс} + h_{восх} = A - h_A - h_t - h_o \qquad (28'')$$

Если из повышенной точки сифона регулярно удалять собирающиеся там газы, то величина h_o не будет достигать большого значения. Наоборот, при большом скоплении газов величина h_o может настолько возрасти, что превзойдет величину $A - h_A - h_t$ и тогда $H_{вак} = 0$, т. е. всасывание прекратится. Оттого, что в сифонах $h_{jвс} = W_{нас} = 0$, а величине h_o можно, путем регулярного отсасывания воздуха, не давать сильно увеличиваться (обычно не более 2—3 *м* водяного столба), и объясняется способность сифонов засасывать воду на большую вакуумметрическую высоту (7—8 *м*) по сравнению с поршневыми и центробежными насосами.

Гидравлические потери напора на сопротивления в восходящей части сифона $h_{восх}$ находятся тем же путем, что и во всасывающем трубопроводе, указанном в § 7, т. е.

$$h_{вс} = h_{восх} = W_1 + il_1 + W_{восх}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

где

W_1 — потери напора в метрах на сопротивления во всасывающей сетке, на вход воды в трубу и на образование скоростей в ней, соответственно равные

$$W_1 = m\frac{v^2}{2g} + k\frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} = (1 + k + m)\frac{v^2}{2g}.$$

Значения коэффициентов m и k даны в § 7.
В среднем можно принять, что $m = 1{,}5$; $k = 0{,}5$ и $v = 0{,}8$ *м*.
Откуда

$$W_1 = \frac{3v^2}{2g} \cong 0{,}17 \text{ м}.$$

Как уже отмечалось ранее, выполнение одного условия возможности засасывания воды до точки B — для работы сифона недостаточно, в силу того, что кроме засасывания необходимо иметь движущую силу в виде гидравлического напора. Последний же равен

$$\Sigma h_c = W_1 + i_1 l_1 + W_{\text{восх}} + i_2 l_2 + W_{\text{нисх}} = h_{\text{восх}} + h_{\text{нисх}}, \qquad (78')$$

где

il — потери напора на прямых участках восходящей части сифона;

$W_{\text{восх}}$ — потери напора на местные сопротивления в восходящей части сифона;

$i_2 l_2$ — потери напора на сопротивления на прямых участках нисходящей части сифона;

$W_{\text{нисх}}$ — потери напора на местные сопротивления нисходящей части сифона;

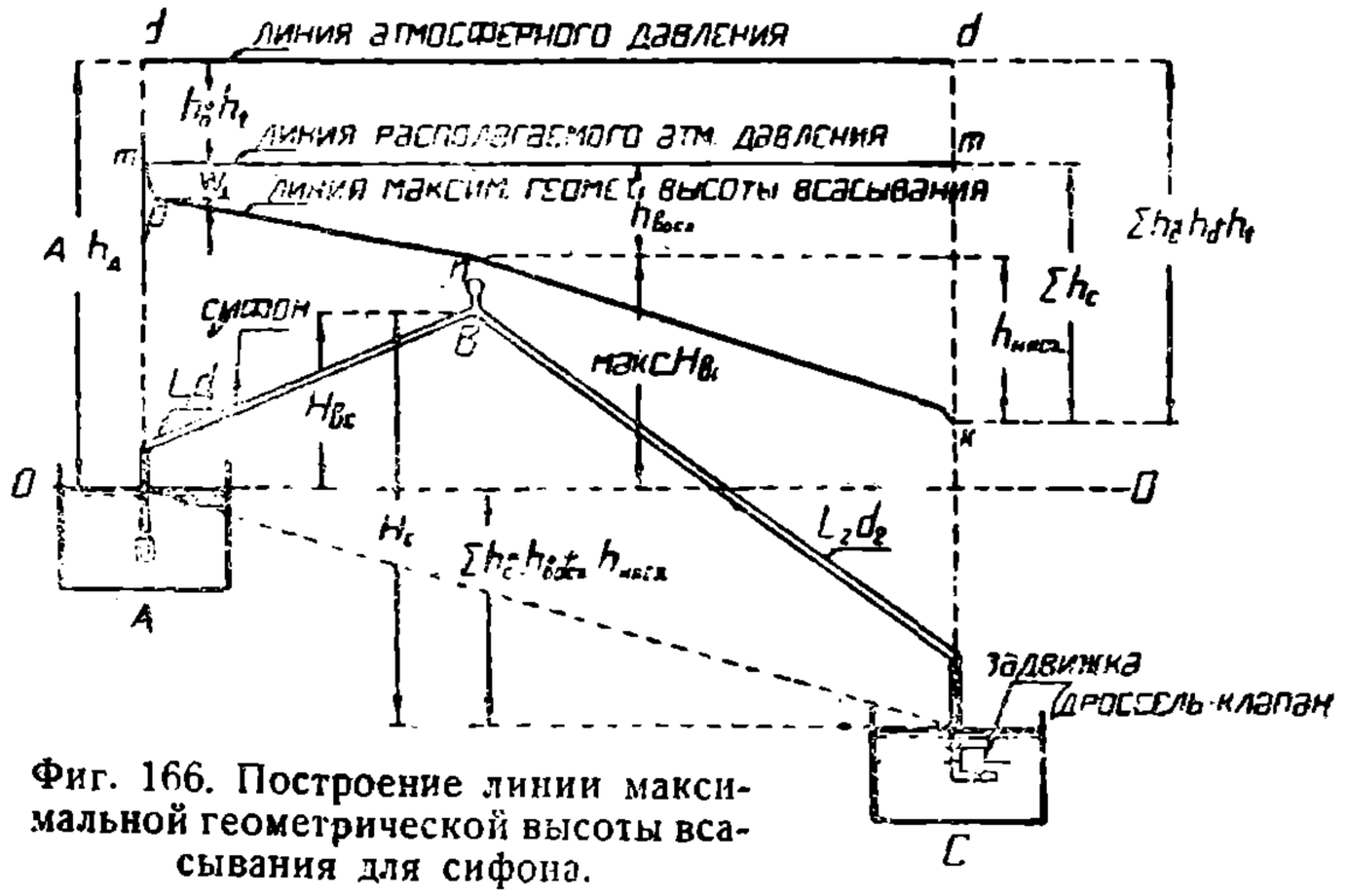
$h_{\text{нисх}} = i_2 l_2 + W_{\text{нисх}}$ — общие потери напора в нисходящей части сифона.

Итак, в конечном итоге выяснилось, что оба условия, необходимые для работы сифона — создание всасывания и движущей силы, — могут быть выражены формулами

$$H_{\text{вс}} + h_{\text{восх}} < H_{\text{вак}} = A - h_A - h_t - h_o \qquad (79)$$

$$\Sigma h_c = h_{\text{восх}} + h_{\text{нисх}} = H_c - H_{\text{вс}} \qquad (78)$$

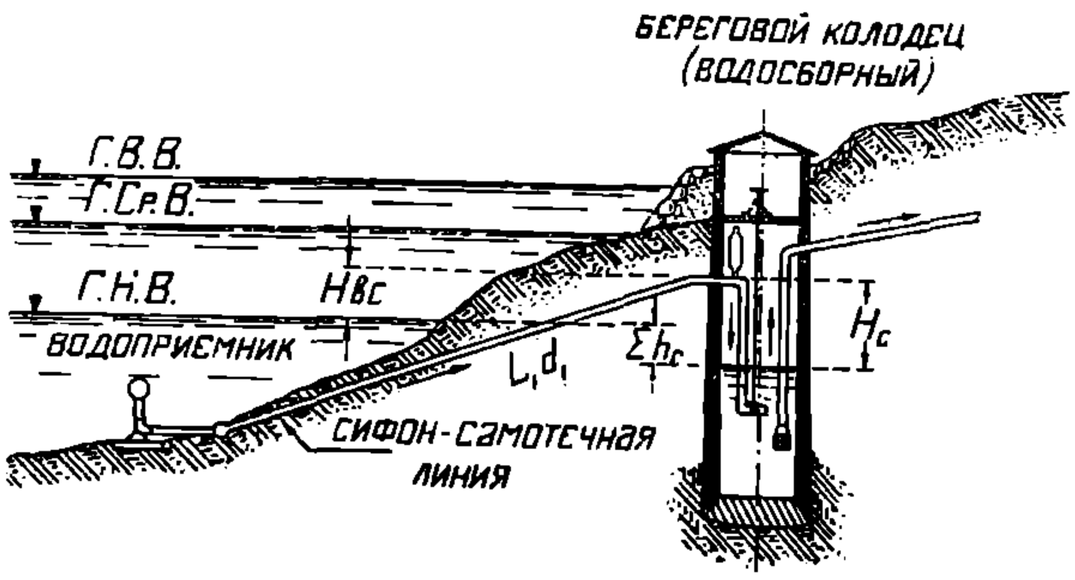
Формулы (79) и (78) для большей наглядности выражены на фиг. 166 графическим путем. Построение их произведено по аналогии с фиг. 20. Линия атмосферного давления $d-d$ лежит на высоте $A - h_A$ от уровня воды в верхнем источнике. Ниже ее на величину $h_o + ht$ проходит прямая $m-m$ линия располагаемого атмосферного давления (или иначе линия максимальной вакуумметрической высоты всасывания). Откладывая вниз от линии $m-m$ ординаты, численно равные потерям напора на сопротивления в сифоне, получим кривую $mpnk$ — линию максимальной геометрической высоты всасывания. В том случае, когда диаметры труб нисходящей и восходящей частей сифона равны между собой, линия pnk будет прямой. Для осуществления всасывания точка B сифона не должна лежать выше линии $mpnk$. Чем дальше будет отнесена точка B от верхнего источника, тем меньше будет высота засасывания —



Фиг. 166. Построение линии максимальной геометрической высоты всасывания для сифона.

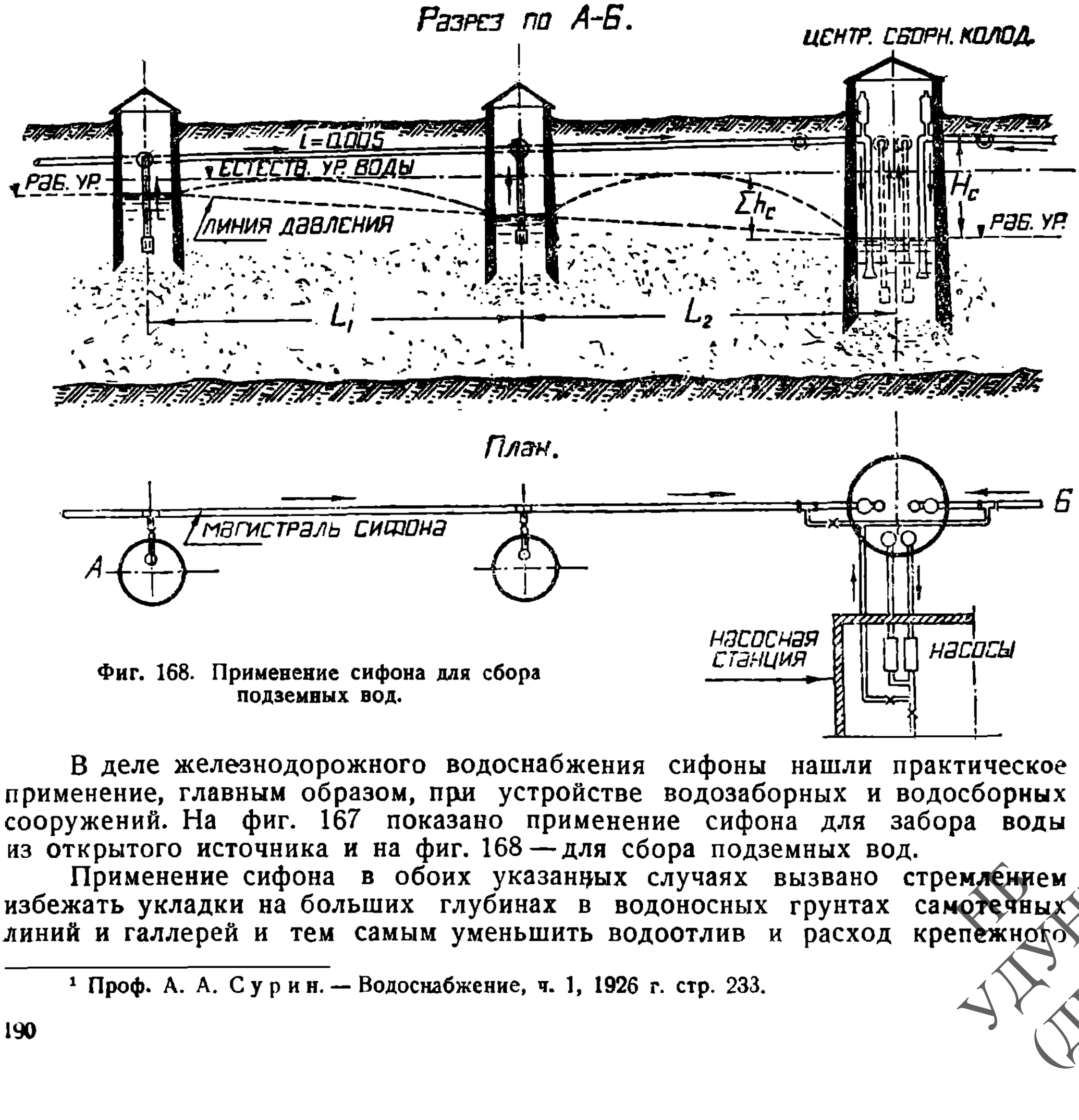
НВ УДУНТ (ДШТ)

мах $H_{вс}$. Наоборот, чем ближе будет находиться точка B к источнику A в горизонтальном направлении, тем больше может быть геометрическая высота всасывания. Несмотря на отмеченное обстоятельство, на практике стремятся точку B все же приближать к источнику C (фиг. 165). Делается это с той целью, чтобы уменьшить добавочные сопротивления в нисходящей части сифона, происходящие от встречного движения воды с выделяющимся из нее воздухом.



Фиг. 167. Применение сифона для забора воды из открытого источника.

В тех случаях, когда уровень воды в источнике C будет находиться ниже повышенной точки сифона B на величину $H_c > A - h_A$, в сифоне может произойти разрыв струи. Для избежания такого разрыва требуется не допускать в нисходящей части сифона увеличения свободного напора против $h_{нисх} = H_c - H_{вс} - h_{восх}$, могущего вызвать увеличение скорости протекания воды по сифону свыше предельных 14 *м*/сек.[1] Уничтожение излишнего напора и уменьшение скорости производится на практике обычно путем регулировки задвижки C или установки на конце сифона специального дроссель-клапана.



Фиг. 168. Применение сифона для сбора подземных вод.

В деле железнодорожного водоснабжения сифоны нашли практическое применение, главным образом, при устройстве водозаборных и водосборных сооружений. На фиг. 167 показано применение сифона для забора воды из открытого источника и на фиг. 168 — для сбора подземных вод.

Применение сифона в обоих указанных случаях вызвано стремлением избежать укладки на больших глубинах в водоносных грунтах самотечных линий и галлерей и тем самым уменьшить водоотлив и расход крепежного

[1] Проф. А. А. Сурин. — Водоснабжение, ч. 1, 1926 г. стр. 233.

НБ УДУНТ (ДИТ)

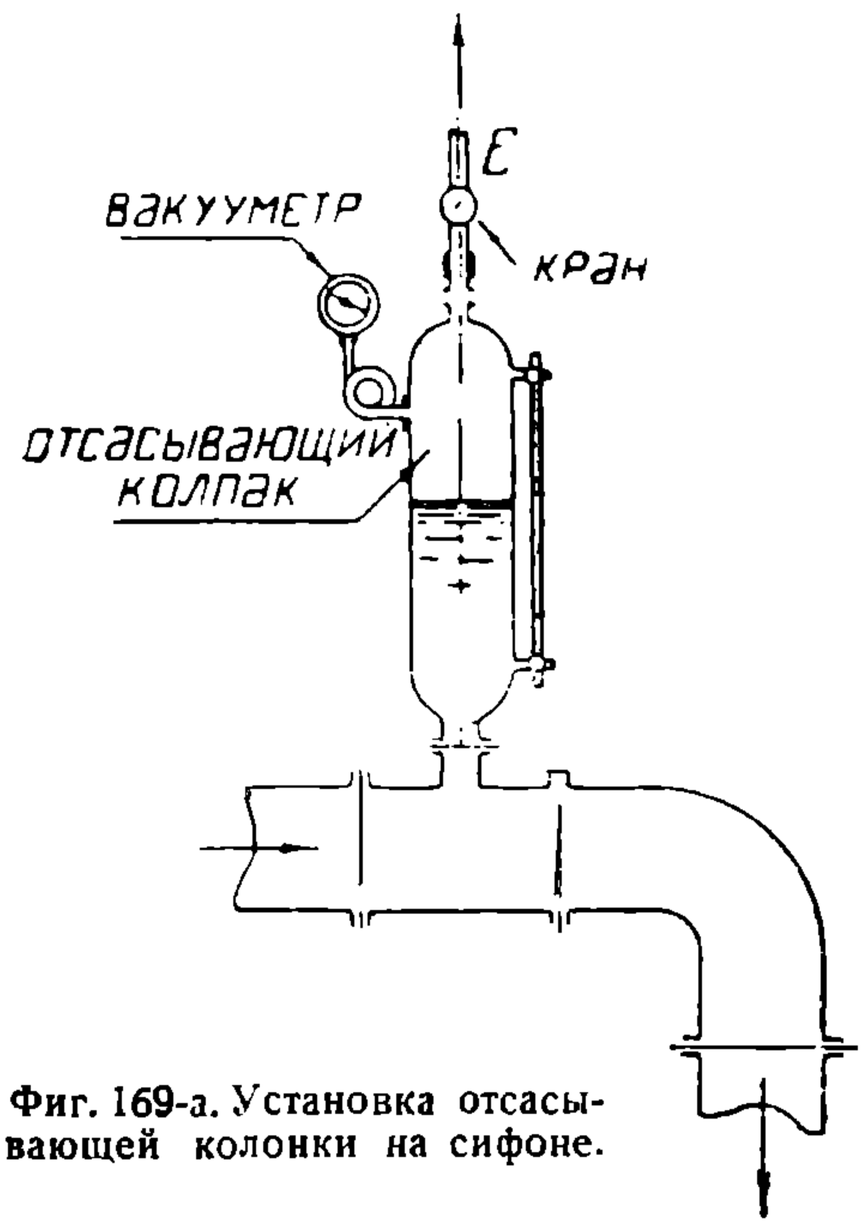
лесного материала при производстве работ и облегчить осмотр и ремонт — при эксплоатации. Самотечная линия на фиг. 167 начинает работать как сифон с того момента, когда уровень воды в источнике упадет настолько, что приблизится к наивысшей точке сифона больше чем на величину $h_{восх}$.

Во втором случае (фиг. 168) с помощью сифона производится перекачка подземных вод из нескольких водосборных колодцев в один центральный колодец, откуда вода засасывается и нагнетается в сеть обычными насосами. Сифон состоит из магистральной трубы с ответвлениями к каждому колодцу. Магистраль при этом укладывается обычно с подъемом в 0,001 — 0,0005 в сторону движения воды.

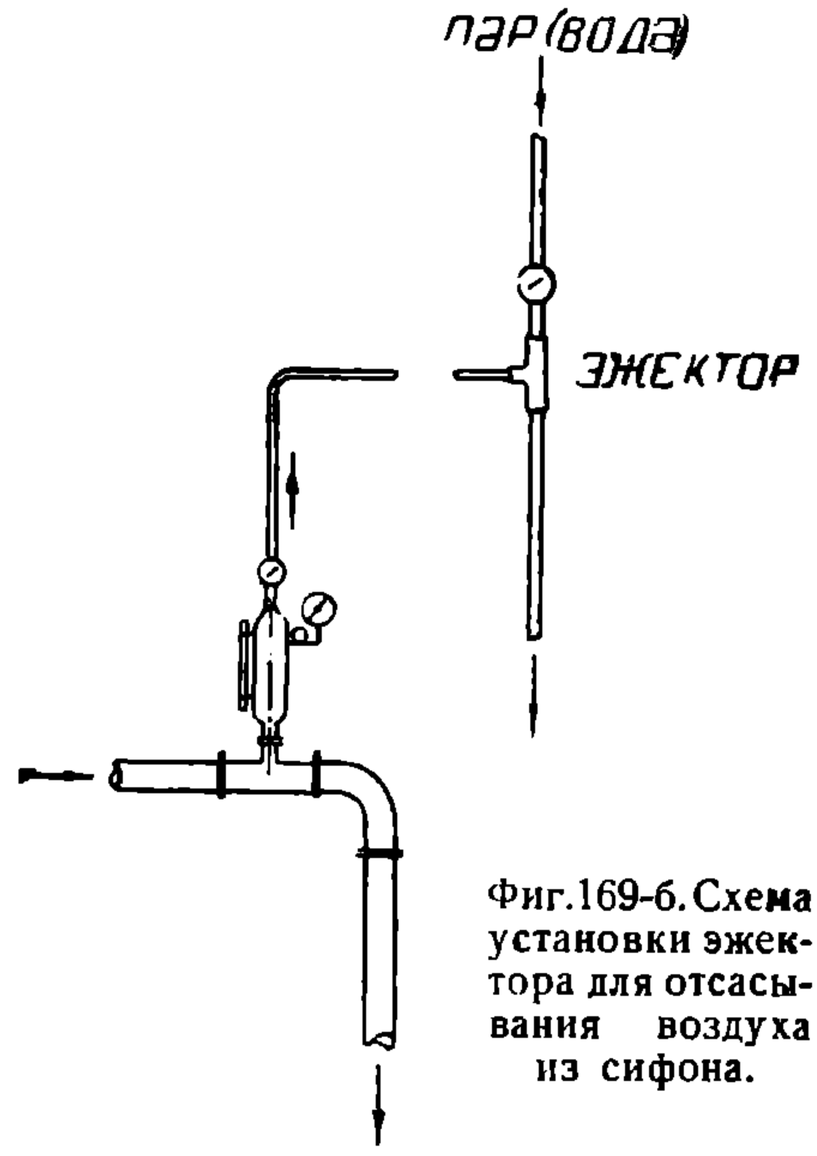
В обоих указанных случаях работа сифона будет продолжаться до тех пор пока:

а) не соберется воздух в наиболее повышенной точке B, в количестве, могущем прекратить всасывание; или

б) не исчезнет напор Σhc_c (вследствие, например, прекращения откачки воды насосами из центральных водосборных колодцев).



Фиг. 169-а. Установка отсасывающей колонки на сифоне.



Фиг. 169-б. Схема установки эжектора для отсасывания воздуха из сифона.

Удаление воздуха из повышенной точки производится в основном двумя способами: путем отсасывания воздуха или путем заливки водой сифона с целью выталкивания воздуха.

В обоих способах рекомендуется установка в повышенной точке сифона так называемого „**отсасывающего колпака**“ (фиг. 169-а), оборудованного измерительным стеклом, вакуумметром и трубкой E, с плотно притертым краном. Отсасывающий колпак рекомендуется ставить на тройнике до колена, но отнюдь не на самом колене, во избежание ухудшения собирания выделяющегося из воды воздуха. Удаление воздуха из сифона **путем отсасывания** осуществляется на практике несколькими способами, из которых наиболее распространенными являются следующие:

1) Применение автоматически действующего вакуум-насоса системы инж. Е Бромлей с установкой его по фиг. 200.

2) Применение приводного вакуум-насоса, с установкой его по фиг. 203.

В этих случаях обычно переходят на отсасывание воздуха и из всасывающих линий насосной станции, откачивающей воду из центральных водосборных колодцев.

3) Применение паровых или водоструйных эжекторов (фиг. 152 и 155) установкой их по схеме фиг. 169-б.

НБ УДУНТ (ДШТ)

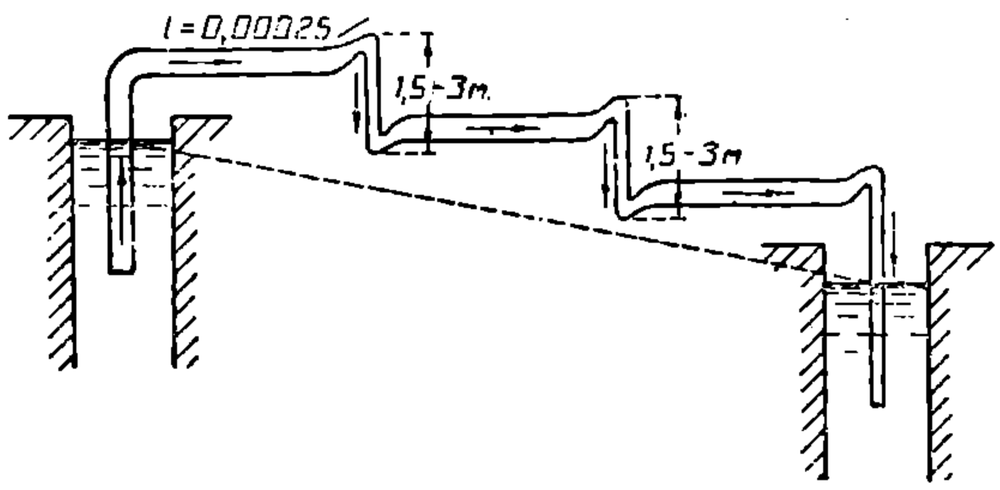
Удаление воздуха **путем заливки сифона водой** осуществляется следующими способами.

1) На конце восходящей части сифона ставится обратный клапан и в нисходящей части — задвижка; отсасывающий колпак, кроме вакуума, измерительного стекла и трубки *E* с краном, снабжается в повышенной части отдельных плотно притертым краном (фиг. 168). Трубка *E* при этом присоединяется к нижней части колпака.

Закрыв задвижку на конце сифона, впускают по трубке *E* в сифон воду и открывают на отсасывающем колпаке воздушный кран, через который и происходит выход воздуха под давлением поступающей воды.

С удалением из колпака всего воздуха (о чем будет свидетельствовать появление воды в кране), воздушный кран и вентиль на трубке *E* закрываются, а задвижка на конце сифона открывается и сифон пускается в работу

2) Удаление воздуха из сифона с помощью самой подаваемой воды. С этой целью сифон разделяется на части, в которых вставляются вертикальные трубки длиною 1,5—3 *м* с уменьшенным диаметром из расчета прохода воды по ним со скоростью в 2 *м* в секунду (фиг. 170). Остальная часть сифона рассчитывается на пропуск воды при нормальной скорости движения (0,8—1 *м* сек.) и укладывается с небольшим подъемом в 0,00025 в сторону движения воды. Соединение горизонтальных участков с вертикальными производится с помощью специально отлитых фасонных частей в виде шеи лебедя, поднимающейся и опускающейся над горизонтальными участками. Первоначальный пуск сифона производится обычным способом. В дальнейшем же он работает автоматически благодаря тому, что собирающийся воздух увлекается водой, протекающей в повышенных точках с увеличенной скоростью. Сифон описанной системы носит название сифона В. Линдлея. Построенные вновь сифоны перед пуском их в действие должны быть предварительно испытаны путем искусственного создания в них вакуума до 0,2—0,1 атм.[1].



Фиг. 170. Сифон с автоматическим отсасыванием воздуха протекающей водой.

Пример 28. Для забора воды из открытого источника в количестве 30 литров в секунду предполагается проложить вместо самотечной линии сифон по схеме фиг. 167. Горизонт низких вод расположен на отметке 575,0 и уровень верхней точки сифона на отметке 580,0 *м* от уровня Балтийского моря. Длина восходящей части сифона $L_1 = 124$ *м* и нисходящей — $L_2 = 8$ *м*. Температура воды 20° Ц.

Требуется определить:

1) величину диаметра труб сифона;

2) отметку наинизшего рабочего уровня воды в береговом (водосборном) колодце.

Решение.

Задаваясь величиной скорости движения воды в сифоне в пределах от 0,8 до 1 *м*, найдем, что диаметр сифона будет равен 200 *мм* и соответствующая ему $V = 0{,}94$ *м*/сек. Для окончательного суждения о применимости диаметра в 200 *мм* производим поверку работы сифона на подсасывание по формуле (79)

$$H_{вс} + h_{вак} \leq H_{вак} = A - h_A - h_t - h_o, \qquad (79)$$

Примем: а) величину местных потерь на сопротивления равной 5% от потерь на прямых участках сифона, т. е.

$$W_{восх} = 0{,}05\ iL_1.$$

$$W_1 = \frac{3v^2}{2д} = \frac{3.0{,}94^2}{2.9{,}81} = 0{,}16\ м.$$

б) $h_o = 2$ *м* вод. столба (в предположении регулярного удаления воздуха).

---

[1] Проф. А. А. Сурин, ч. 1, 1926 г., стр. 236. Сифон этой конструкции применен в водопроводе города Баку.

Кроме приведенных типов и конструкций аппаратов, применяющихся для удаления воздуха из сифонов, в настоящее время существует целый ряд и других подобных им аппаратов, описанных проф. Н. Н. Гениевым в его труде „Водоснабжение городов и промышленных предприятий". 1931 г., стр. 55—60.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Значения h_A и h_t берем из таблиц 6 и 7 соответственно равными отметке 580 *м* и температуре воды в 20° Ц.

Подставляя принятые и найденные значения в формулу (79), найдем

$$480 - 575 + 0{,}16 + 1{,}05 \cdot 0{,}008 \cdot 124 \leq 10{,}33 - 0{,}67 - 0{,}24 - 2{,}0.$$

что дает

$$6{,}03 \leq 7{,}42 \ м,$$

т. е. подсасывание при диаметре 200 *мм* возможно.

С целью выяснения возможности уменьшения диаметра сифона, берем ближайший по стандарту меньший диаметр труб в 150 *мм* и производим для него те же подсчеты. При $d = 150$ *мм*

$$V = 1{,}69 \ м/сек.; \ i = 0{,}04.$$

$$W_1 - \frac{3v^2}{2g} = \frac{3.\ 1{,}69^2}{2.\ 9{,}81} = 0{,}44 \ м$$

Следовательно,

$$H_{вс} + h_{восх} = 580 - 575 + 0{,}44 + 1{,}05.0{,}4.124 = 10{,}64 \ м,$$

что больше $H_{вак} = 7{,}42$ *м*, т. е. трубы диаметром в 150 *мм* в данном случае для сифона малы. Поэтому окончательно останавливаемся на трубах диаметром в 200 *мм*.

При $d = 200$ *мм* общие потери напора в сифоне будут равны

$$\Sigma h_c = h_{восх} + h_{нисх} = 6{,}04 + 1{,}05 \cdot 0{,}008.8 = 6{,}06 \ м.$$

Откуда следует, что наинизший рабочий уровень в колодце будет расположен на отметке

$$575 - 6{,}06 = 568{,}94 \ м$$

Пример. 29. Для сбора грунтовых вод устроены водосборы в виде 8 малых шахтных колодцев и 1 центрального колодца с прокладкой 2 сифонов. Каждый сифон обслуживает 4 колодца по фиг. 168. Расстояние между колодцами—40 *м*, производительность каждого колодца $q = 10$ *л* в секунду при падении рабочего уровня на 2,7 *м* от естественного уровня. Разница горизонтов рабочих уровней между центральными и наиболее удаленными колодцами не должна по условиям всасывания насосов, откачивающих воду из центрального колодца, превосходить 1,1 *м*. Отметка естественного уровня воды в колодцах равна 485 *м* и отметка поверхности земли возле колодцев — 492 *м*.

Температура воды — 15° Ц.

Требуется определить:

1) диаметры труб сифона,

2) отметку повышенной точки сифона.

Решение.

Принимая $W_1 = 0{,}1 \ м; \ W_{восх} = 0{,}05 \ i \ l_1$,

найдем, что средний уклон линии пьезометрического уровня будет равен

$$i = \frac{1{,}1 - 0{,}1}{(1 + 0{,}05).4{,}40} = 0{,}00595$$

и средняя потеря напора в главной линии сифона на участке между двумя смежными колодцами

$$h_c = 0{,}00595 \cdot 40 = 0{,}0238 \ м.$$

Имея ввиду найденный средний относительный уклон и заданный расход каждого колодца, производим по ним подбор диаметров. Результаты подбора приведены в следующей таблице:

Наименование уч. между колодцами	Расстояние в *м*	Расход в *л*/сек	Диаметр трубы в *мм*	Скорость в *м* сек	Относит. уклон *i* (по Шези)	Общие потери напора в *м*
1—2	40	10	150	0,56	0,0044	0,176
2—3	40	20	200	0,51	0,0039	0,156
3—4	40	30	200	0,94	0,0080	0,320
4—ЦК	40	40	250	0,82	0.0042	0.168
Итого . . .	—	—	—	—	—	0,82

ЧБ УДУНТ (ДИТ)

Диаметр каждого ответвления, соединяющего колодец с главной трубой сифона, берем $d = 150$ *мм*. Соответствующая ему скорость

$$v = 0{,}56 \text{ м/сек. и } W_{\text{восх}} = \frac{3.0{,}56^2}{2.9{,}81} = 0{,}05 \text{ м}.$$

Принимая длину вертикальных частей сифона, расположенных в колодцах, равными в среднем по 8 *м*, потери напора в восходящей части сифона будут равны

$$h_{\text{восх}} = 0{,}05 + 1{,}05.0{,}82 + 0{,}0042.8 = 0{,}945 \cong 0{,}95 \text{ м}.$$

Общие потери напора в сифоне

$$\Sigma h_c = 0{,}95 + 1{,}05.0{,}0042.8 = 0{,}99 < 1{,}1 \text{ м}.$$

Учитывая наличие 4 задвижек на сифоне, создающих возможность некоторого проникновения воздуха и ухудшающих тем самым условия всасывания сифона, принимаем $h_o = 3$ *м* в. ст. Тогда

$$H_{\text{вак}} = A - h_A - h_t - h_o = 10{,}33 - 1{,}6 - 0{,}18 - 3 = 6{,}55 \text{ м}.$$

Следовательно, наивысшая точка сифона, расположенная в центральном колодце, должна находиться не выше отметки

$$485 - 2{,}7 - 0{,}95 + 6{,}55 = 487.9 \text{ м},$$

т. е. на глубине $492 - 487{,}9 = 4{,}1$ *м* от поверхности земли. Задаваясь уклоном оси главной трубы сифона (0,001—0,0005), будет не трудно найти отметки заложения сифона и в других точках.

НБ УДУНТ (ДИТ)

КОМПРЕССОРЫ и ВАКУУМ-НАСОСЫ

ОТДЕЛ V

ВОЗДУШНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

§ 36. Общие понятия

Машины, служащие для сжатия и перемещения газов (воздуха и кислорода) и паров (аммиака, углекислоты, хлорметила и др.), называются **компрессорами.**

Для нужд железнодорожного водоснабжения имеют значение лишь воздушные компрессоры, применяющиеся для приведения в действие насосов системы эрлифт, рассмотренных ранее в §§ 25—28. Действие компрессоров основано на том же принципе, что и действие водяных насосов, т. е. на создании вначале вакуума для осуществления всасывающего процесса, а затем давления — для нагнетательного. Однако, в силу некоторых особенностей воздуха, вытекающих из свойств его как всякого газообразного тела,—сжиматься при давлении и расширяться при вакууме с выделением и поглощением тепла,—в работе компрессоров возникают добавочные явления, не имевшие места в работе водяных насосов.

Рассмотрим протекание всасывающего и нагнетательного процессов в поршневых компрессорах.

В цилиндрах воздушных компрессоров, как и в цилиндрах поршневых водяных насосов, всегда имеется так называемое „**мертвое**" или „**вредное**" пространство, в котором остается часть перемещаемого тела (капельного или газообразного) после того как поршень, окончив сжатие, придет в свое начальное исходное положение. При обратном движении поршня, когда начнется всасывание, оставшаяся за поршнем в мертвом пространстве часть сжатого воздуха, в силу отмеченных выше свойств газообразного тела, будет расширяться до тех пор, пока степень его разряжения не сравняется с давлением всасываемого воздуха.

Хотя количество оставшегося сжатого воздуха и незначительно, но так как его давление выше давления наружной атмосферы, то часть хода поршня будет потеряна для всасывания из-за необходимости разрежения этого количества сжатого воздуха, отчего объем засосанного воздуха компрессором будет меньше объема воды, засосанной водяным поршневым насосом, с равной площадью поршня и длиною хода. Помимо уменьшения объема всасываемого воздуха, из-за действия оставшегося в мертвом пространстве сжатого воздуха, будет еще происходить утечка воздуха при его сжатии, в момент нагнетания, от разного рода неплотностей, т. е. будет иметь место то же явление, что и в поршневых водяных насосах, учитываемое там объемным коэффициентом полезного действия (см. §§ 4 и 5).

Обозначим через:

F — рабочую площадь поршня в *кв. м;*

s — ход поршня в *м;*

n — число оборотов поршня в минуту;

W_0 — объем в *куб. м*, описанный поршнем при перемещении;

W_e — действительный объем засосанного наружного воздуха в $м^3$ в минуту.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Поршень, проделав n оборотов в минуту, опишет объем в размере

$$W_0 = Fsn \text{ куб. м.}$$

Из-за утечек воздуха от разного рода неплотностей в самом компрессоре, часть засосанного воздуха потеряется в объеме

$$a = W_0 - W_e.$$

Нетрудно видеть, что отношение

$$\eta_0 = \frac{W_e}{W_0}$$

по аналогии с водяными поршневыми насосами будет не что иное, как **„объемный коэффициент полезного действия“** или **„коэффициент наполнения“** компрессора.

Кроме того, из-за сжатого воздуха, остающегося в мертвом пространстве цилиндра, компрессором будет засосано, как уже указывалось ранее, уменьшенное количество воздуха. В конечном результате от влияния обоих отмеченных факторов, т. е. утечки воздуха через неплотности и уменьшения всасываемого объема от действия оставшегося сжатого воздуха, компрессором будет подано в действительности лишь W_e *куб. м*, меньше W_1 и W_0.[1]

Отношение

$$\frac{W_e}{F_s} \tag{80}$$

„полным коэффициентом подачи“, называется **„волюметрической степенью“** или **„волюметрическим коэффициентом полезного действия“** компрессора.

Величина $\eta_в$ зависит от тщательности выполнения компрессора, размеров вредного пространства и степени сжатия. Значения $\eta_в$ для удовлетворительно выполненных поршневых воздушных компрессоров приведены в таблице 52[2].

ТАБЛИЦА 52

Средние значения волюметрических коэффициентов полезного действия воздушных компрессоров $\eta_в$

Вредное пространство	Величина сжатия в абсолютных атмосферах							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	Значения волюметрического коэффициента полезного действия $\eta_в$							
0%	1	1	1	1	1	1	1	1
1%	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93
2%	1	0,98	0,96	0,94	0,92	0,9	0,88	0,86
4%	1	0,96	0,94	0,88	0,84	0,8	0,76	0,72
6%	1	0,94	0,88	0,82	0,76	0,7	0,64	0,58
8%	1	0,92	0,84	0,76	0,68	0,6	0,52	0,44

В среднем для небольших установок обычно принимают

$$\eta_в = 0{,}75 - 0{,}85.$$

Нетрудно видеть, что количество всасываемого воздуха будет равно в компрессорах простого действия

$$W_e = \eta_в \frac{Fsn}{60} \text{ куб. м в сек.},$$

[1] О процессах, происходящих внутри рабочего цилиндра поршневых компрессоров подробно изложено в статье инж. Ф. Фрелих (Dipl. Ing. F. Froelich) „Результаты новейших исследований работы поршневых компрессоров“. Журнал „Русско-Германский Вестник Науки и Техники, № 12—1932 г.

[2] Г Хедер (Haeder). — „Насосы и компрессоры“, т. I, 1903 г., стр. 330.

НБ УДУНТ (ДНТ)

двойного действия

$$W_e = \eta_в \frac{Fsn}{30} \text{ куб. м в сек.}$$

и вообще

$$W_e = k\eta_в \frac{Fsn}{60} \text{ куб. м в сек.,} \qquad (81)$$

где $k = 1$ для компрессоров простого действия
$k = 2$ „ двойного „
$k = 3$ „ тройного „

Переходя к рассмотрению нагнетательного процесса в компрессоре, отметим, что при сжатии воздуха выделяется теплота, которую приходится отводить путем охлаждения; если не поглощать эту теплоту, то она, во-первых, расширяя уже сжатый компрессором воздух, будет вызывать дополнительные потери в работе и, во-вторых, может нагреть стенки цилиндра и поршень до такой температуры, при которой нарушится правильное движение поршня и работа трущихся частей. В зависимости от степени поглощения выделяющейся теплоты при сжатии воздуха или, наоборот, получения тепла воздухом извне при его расширении, различают три вида сжатия и расширения воздуха, происходящих в цилиндре компрессора:

1) **Изотермическое** — когда сжатие и расширение воздуха происходят при постоянной температуре, т. е. избыток или недостаток тепла отдается или получается извне.

2) **Адиабатическое** — когда сжатие и расширение воздуха происходят без отдачи и получения тепла со стороны, в силу чего получается нагревание воздуха к концу сжатия и охлаждение — к концу расширения.

3) **Политропическое** — когда сжатие и расширение воздуха протекают при частичных отдаче и получении тепла на сторону и со стороны, вследствие чего колебание температуры между началом и концом сжатия и расширения происходит в меньших размерах, чем при адиабатическом, и в больших — чем при изотермическом процессах. Отсюда видно, что политропический процесс является промежуточным между изотермическим и адиабатическим.

Обозначим через:

p_0 — начальное давление всосанного воздуха в абсолютных атмосферах (обычно принимаемое равным 1 атм.);

$p_к$ — конечное давление сжатого воздуха в абсолютных атмосферах;

W_e — объем всосанного воздуха в *куб. м* при давлени p_0.

Пользуясь формулами термодинамики, можно выразить работу сжатия в зависимости от характера процесса, при котором протекает это сжатие, следующим образом: [1]

1) Работа при изотермическом сжатии

$$A_{изт} = 2{,}303 \cdot 10^4 \; p_0 \; W_e \; \lg \frac{p_к}{p_0} \; кгм \qquad (82)$$

2) Работа при адиабатическом сжатии

$$A_{ад} = \frac{10^4 \, m}{m-1} \; p_0 \; W_e \left[\left(\frac{p_к}{P_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] кгм \qquad (83)$$

где m — коэффициент, зависящий от температуры и давления воздуха, принимаемый обычно для давлений до 10 атм. и температуры до 100° Ц равным в среднем для воздуха $m = 1{,}4$.

3) Работа при политропическом сжатии выражается той же формулой, что и работа при адиабатическом сжатии

$$A_{пол} = \frac{10^4 \, m}{m-1} \; p_0 \; W_e \left[\left(\frac{p_к}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] кгм. \qquad (84)$$

---

[1] Проф. Б. М. Ошурков. — „Техническая термодинамика", 1931 г., стр. 44, 52 и 54.

НБ УДУНТ (ДИТ)

с той лишь разницей, что значение коэффициента m в ней будет менять от 1 до 1,4, в зависимости от степени охлаждения цилиндра.

По данным Хедера[1], коэффициент m при сжатии воздуха равен:

$m = 1{,}41$ — без охлаждения цилиндра компрессора
$m = 1{,}25$ — с охлаждением рубашки компрессора
$m = 1{,}18$ — „ и крышки
$m = 1{,}13$ — „ „ „ крышки с применением вспрыскивания
$m = 1{,}0$ = с совершенным охлаждением.

В среднем, обычно принимают $m = 1{,}2—1{,}3$.

Формулы (82, 83 и 84) позволяют определять работу компрессора без учета потерь энергии на сопротивления в клапанах и влияния вредного пространства и поэтому дают результаты, несколько отличающиеся от действительных.

Более точно работу компрессора можно найти путем снятия индикаторных диаграмм. Последние строятся по тому же принципу, что и диаграммы в водяных поршневых насосах (см. § 4) и в общем имеют вид, изображенный на фиг. 171. Сжатие воздуха обычно происходит по политропе $k_2 — k_3$, причем в зависимости от степени охлаждения цилиндра, эта кривая приближается или ближе к изотерме $k_2 — k'_3$ или — к адиабате $k_2 — k''_3$.

Индикаторная работа компрессора в данном случае изображается площадью диаграммы $k_1 — k_2 — k_3 — k_4$.

Если обозначить среднее давление воздуха в цилиндре компрессора за время полного оборота поршня через p_i *кг/см²*, то индикаторная работа компрессора, произведенная им за одну минуту, будет равна:

$$A_i = 10^4 \; k \; Fsn \; p_i = 10^4 \; kW_o p_i \qquad (85)$$

Значения коэффициента k здесь те же, что и в формуле (81). В данном случае величиной p_i была учтена вся совокупность давлений, происходящих внутри цилиндра, включая и влияние вредного пространства.

Сравнивая формулу (85) с формулами (82), (83) и (84), видим, что среднее индикаторное давление равно:

1) при изотермическом сжатии

$$p_i = \eta_в \, p_{i_{из}} = 2{,}303 \; \eta_в \; \lg \; \frac{p_к}{p_o} \; кг/см^2 \qquad (86)$$

2) при адиабатическом сжатии, принимая $m = 1{,}4$,

$$p_i = \eta_в \; p_{i_{ад}} = 3{,}5 \; \eta_в \left[\left(\frac{p_к}{p_o}\right)^{0{,}286} — 1\right] \; кг/см^2 \qquad (87)$$

3) при политропическом сжатии

$$p_i = \eta_в \; p_{i_{пол}} = \frac{m \; \eta_в}{m — 1} \left[\left(\frac{p_к}{p_o}\right)^{\frac{m—1}{m}} — 1\right] \; кг/см^2. \qquad (88)$$

Значения $\eta_в$ берутся при этом из таблицы 52.

Таким образом, зная, в каких условиях происходит сжатие воздуха в компрессоре, можно определить с помощью приведенных формул сначала — значение p_i, а затем и работу сжатия A_i. Следует отметить, что в действительности среднее индикаторное давление воздуха внутри цилиндра компрессора p_i, найденное с помощью индикатора, будет несколько отличаться от средних давлений $\eta_в \; p_{i_{из}}$, $\eta_в \; p_{i_{ад}}$ и $\eta_в \; p_{i_{пол}}$ в силу того, что последние не учитывают потерь давления на сопротивление воздуха в клапанах и внутри цилиндра и полного характера отдачи тепла (так как значения коэффициентов m для определения работы политропического сжатия берутся ориентиро-

[1] Г. Хедер — стр. 333.

НБ УДУНТ (ДИТ)

вочно). Поэтому для предварительных подсчетов и для установок малой мощности пользуются обычно при определении среднего индикаторного давления теоретическими формулами (86), (87) и (88); для более же мощных установок и точных подсчетов величину p_i определяют с помощью индикаторов.

Для упрощения подсчетов в таблице 53 даны значения $p_{i_{из}}$, $p_{i_{ад}}$ и $p_{i_{пол}}$ в зависимости от характера сжатия и теплоотдачи исчисленные по формулам (86—88) без учета $\eta_в$.

ТАБЛИЦА 53

Значения $p_{i_{из}}$, $p_{i_{ад}}$ и $p_{i_{пол}}$ при сжатии воздуха[1]

Величина сжатия в абсол. атм.	Изотермическое сжатие	Политропическое сжатие			Адиабатическое сжатие	Величина сжатия в абсол. атм.	Изотермическое сжатие	Политропическое сжатие			Адиабатическое сжатие
	$m=1,0$	$m=1,1$	$m=1,2$	$m=1,3$	$m=1,4$		$m=1,0$	$m=1,1$	$m=1,2$	$m=1,3$	$m=1,4$
$\frac{P_к}{P_0}$	$P_{i_{из}}$ кг/см²	$P_{i_{пол}}$ кг см²			$P_{i_{ад}}$ кг/см²	$\frac{P_к}{P_0}$	$P_{i_{из}}$ кг/см²	$P_{i_{пол}}$ кг/см²			$P_{i_{ад}}$ кг/см²
1,0	0	0	0	0	0	6,0	1,792	1,948	2,088	2,216	2,338
1,5	0,405	0,418	0,419	0,425	0,431	6,5	1,872	2,035	2,196	2,341	2,475
2,0	0,693	0,716	0,735	0,752	0,767	7,0	1,946	2,131	2,209	2,454	2,601
2,6	0,956	1,001	1,036	1,070	1,099	7,5	2,015	2,211	2,394	2,566	2,723
3,0	1,099	1,155	1,206	1,249	1,290	8,0	2,079	2,288	2,485	2,666	2,839
3,6	1,281	1,364	1,427	1,491	1,545	8,5	2,140	2,362	2,571	2,768	2,991
4,0	1,386	1,474	1,563	1,640	1,701	9,0	2,197	2,431	1,653	2,858	3,056
4,6	1,526	1,637	1,738	1,840	1,911	9,5	2,251	2,498	2,732	2,945	3,157
5,0	1,609	2,739	1,846	1,947	2,044	10,0	2,303	2,561	2,807	3,036	3,255
5,5	1,740	1,844	1,971	2,089	2,195						

Зная величину индикаторной работы компрессора, индикаторную мощность можем определить

$$N_i = \frac{10^4 k\, Fsn\, p_i}{60 \cdot 75} = \frac{10^4 k\, W_0 p_i}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \qquad (89)$$

При вычислении величины N_i теоретическим путем, т. е. без снятия индикаторных диаграмм, значение p_i, входящего в формулу (89), определяется по одной из формул (86), (87) и (88), а значения $p_к$ — по формуле (95).

Механическая мощность на валу компрессора

$$N_m = \frac{N_i}{\eta_m}. \qquad (20)$$

В поршневых компрессорах $\eta_m = 0,65 — 0,8$.

Из формул (80) и (86—88) видно, что увеличение вредного пространства в цилиндре компрессора вызывает увеличение волюметрического коэффициента полезного действия и тем самым уменьшает производительность компрессора и индикаторную мощность его. Но так как уменьшение производительности W_e с увеличением $\eta_в$ происходит более интенсивно, чем уменьшение потребляемой мощности N_i, то на практике стремятся к возможно большему уменьшению вредного пространства и коэффициента $\eta_в$.

При определении индикаторной мощности одноступенчатых компрессоров двойного действия с дифференциальным поршнем или компрессоров двуступенчатых с помощью индикаторных диаграмм приходится снимать последние с каждой стороны поршня цилиндра высокого и низкого сжатия, т. е. для

[1] Проф. Г Дуббель.—„Справочная книга по теплотехнике", 1928 г., стр. 19.

НВ УДУНТ (ДШТ)

индицирования применять одновременно несколько индикаторов. Определив с помощью заснятых индикаторных диаграмм соответствующие значения p_i и зная полезную площадь и длину хода каждого поршня, вычисляют по формуле (89) индикаторные мощности N_{i_1}, N_{i_1}... и т. д. внутри рабочих цилиндров высокого и низкого сжатия с каждой стороны поршня. В результате общая индикаторная мощность, поглощаемая компрессором, определится как

$$N_i = \Sigma N_{i_{1-n}},$$

Если обозначить через $N_{i_{из}}$ — индикаторную мощность компрессора при изотермической работе сжатия воздуха, то отношение

$$\eta_{i_{из}} = \frac{N_{i_{из}}}{N_m} \qquad (90)$$

называют **изотермическим коэффициентом** полезного действия компрессора. Коэффициент $\eta_{из}$ принимают за масштаб для сравнения экономичности работы сжатия отдельных компрессоров.

Пример 30. Определить работу и мощность, потребные для сжатия воздуха в объеме $W_e = 1$ *куб. м* в минуту при первоначальном давлении $p_0 = 1$ атм. и конечном $p_к = 5$ атм. при процессах, осуществляемых по: 1) изотерме, 2) адиабате и 3) политропе.

Решение.

1) При изотермическом сжатии согласно формуле (82)

$$A_{i_{из}} = 2{,}303 \quad 10^4 \quad 1 \quad 1 \lg \frac{5}{1} = 16\,090 \text{ кгм в мин.}$$

Те же значения $A_{из}$ можно получить, пользуясь таблицей 53 и формулой (89)

$$W_e = 1 \text{ м}^3$$

$$\text{для } \frac{p_к}{p_0} = 5 \text{ при } m = 1$$

$$A_{i_{из}} = 10^4 \, W_e \, p_i = 10^4 \cdot 1 \quad 1{,}609 = 16\,090 \text{ кгм в мин.}$$

Откуда потребная мощность определится

$$N_{i_{из}} = \frac{16090}{60 \cdot 75} = 3{,}56 \text{ л. с.}$$

2) При адиабатическом сжатии, согласно формуле (83) при $m = 1{,}4$

$$A_{i_{ад}} = \frac{10^4 \quad 1{,}4}{1{,}4 - 1} \quad 1 \quad 1 \left[\left(\frac{5}{1}\right)^{0{,}286} - 1\right] = 20400 \text{ кгм},$$

или таблицы 53

$$A_{i_{ад}} = 10^4 \cdot 1 \quad 2{,}044 = 20440 \text{ кгм в мин.}$$

$$N_{i_{ад}} = \frac{20440}{60 \cdot 75} = 4{,}54 \text{ л. с.}$$

3) При политропическом сжатии, согласно формуле (84), принимая $m = 1{,}2$

$$A_{i_{пол}} = \frac{10^4 \cdot 1{,}2}{0{,}2} 1{,}1 \left[\left(\frac{5}{1}\right)^{0{,}167} - 1\right] = 18460 \text{ кгм в мин.}$$

или таблицы 53

$$A_{i_{пол}} = 10^4 \quad 1 \quad 1{,}846 = 18460 \text{ кгм в мин.}$$

$$N_{i_{пол}} = \frac{18460}{60 \cdot 75} = 4{,}1 \text{ л. с.}$$

Из решения примера 30 видно, насколько выгодным является изотермическое сжатие по сравнению с политропическим и особенно адиабатическим.

Хотя на практике осуществить полностью изотермическое сжатие, т. е. сохранить постоянной температуру сжимаемого воздуха, бывает трудно, тем не менее, в силу значительной выгодности выполнения такого рода сжатия, стремятся как можно ближе подойти к нему, применяя, например, охлаждение стенок цилиндра циркулирующей водой, двукратное сжатие с промежуточным охлаждением, впрыскивание воды во внутрь цилиндра и т. д.

НБ УДУНТ (ДГТ)

Пример 31. Определить механическую мощность на валу компрессора (эффективную) для сжатия $W_e = 120$ *куб. м* в час свободного (атмосферного) воздуха до давления в 6 абс. атм. Охлаждение цилиндра компрессора производится с помощью воды, циркулирующей в рубашках цилиндра и крышки.

Решение. Считая, что сжатие воздуха будет проходить по политропе $m = 1{,}2$, находим из таблицы 53 для $\frac{p_к}{p_0} = 6$; $p_{пол} = 2{,}088$ *кг/см²*.

Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{10^4 \cdot 2{,}088 \cdot 120}{3600 \cdot 75} = 9{,}28 \text{ л. с.}$$

Принимая $\eta_m = 0{,}75$, определяем механическую мощность на валу компрессора

$$N_m = \frac{9{,}28}{0{,}75} = 12{,}37 \text{ л. с.}$$

Пример 32. Определить индикаторную и механическую мощность двуступенчатого компрессора простого действия с промежуточным холодильником, охлаждением стенок и крышки цилиндра циркулирующей водой при:

диаметрах дифференциального поршня .	550×400 *мм*,
ходе поршня	$s = 400$ *мм*,
числе оборотов	$n = 130$ в минуту
сжатии всосанного атмосферного воздуха до 7 абс. атм.	

Решение. Полагая, что сжатие будет происходить по политропе с $m = 1{,}3$ и пользуясь таблицей 53 для $\frac{p_к}{p_0} = 7$, находим

$$p_{пол} = 2{,}454 \text{ кг/см}^2.$$

Принимая вредное пространство равным 3%, волюметрический коэффициент полезного действия, согласно таблице 52, будет равен $\eta_в = 0{,}82$.

Индикаторная мощность компрессора по формуле (89) и (88)

$$N_i = \frac{10^4 k \cdot Fsn \eta_в p_{i_п}}{60 \cdot 75} = \frac{10^4 \cdot 1 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}55^2 \cdot 0{,}4 \cdot 130 \cdot 0{,}82 \cdot 2{,}454}{4 \cdot 60 \quad 75} = 55{,}2 \text{ л. с.}$$

Принимая $\eta_m = 0{,}7$, определяем механическую мощность на валу компрессора

$$N_m = \frac{55{,}2}{0{,}7} \cong 79 \text{ л. с.}$$

§ 37. Классификация компрессоров.

В настоящее время имеется значительное число различных видов компрессоров, отличающихся между собой по ряду признаков и конструктивным особенностям и разделяющихся в зависимости от:

1) **способов привода их в действие**—на ручные, приводные, электрические, паровые или тепловые;

2) **устройства охлаждения**—на мокрые, полумокрые и сухие;

3) **расположения оси рабочих цилиндров**—на горизонтальные, вертикальные, с параллельными цилиндрами, под прямым углом и радиальные;

4) **числа рабочих цилиндров** —на одно-,двух-,трех- и четырехцилиндровые;

5) **способов сжатия воздуха**—на одноступенчатые, двуступенчатые и многоступенчатые;

6) **характера всасывания и нагнетания** воздуха в течение одного хода поршня—на компрессоры простого, двойного, тройного и четырехкратного действия;

7) **химического состава газа** или **пара**—на воздушные, аммиачные, углекислые и пр. и

8) **способа всасывания, сжатия и нагнетания** паров или газов—на поршневые, радиальные, ротационные, турбинные и др.

В дальнейшем нами будут рассмотрены лишь главнейшие типы воздушных компрессоров, имеющие значение для железнодорожных водоснабжений при установках насосов системы эрлифт.

НБ УДУНТ (ДИТ)

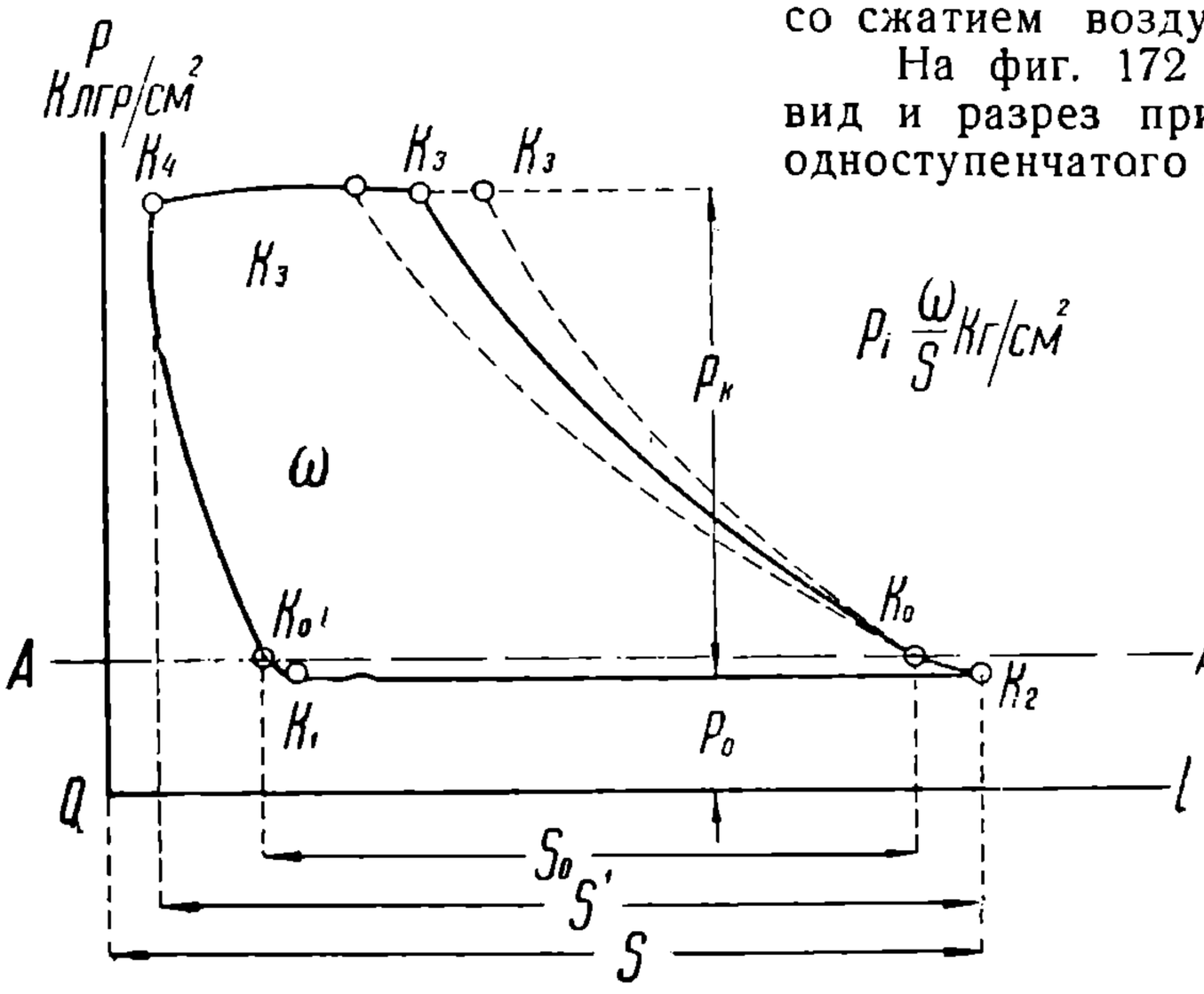
Для этой цели наиболее подходящими являются компрессоры:

1) **поршневые** — одно-и двуступенчатые простого и двойного действия;
2) **радиального типа;**
3) **ротационного типа** и
4) **передвижные**.

§ 38. Одноступенчатые поршневые приводные компрессоры двойного действия.

В железнодорожных водоснабжениях компрессоры этой группы являются наиболее распространенными. Они строятся весьма разнообразных конструкций со сжатием воздуха от 4 до 6 атмосфер.

На фиг. 172 *а б*, показаны наружный вид и разрез приводного горизонтального одноступенчатого компрессора двойного действия, изготовляемого американской фирмой Сулливан. Охлаждение осуществляется с помощью водяной рубашки, устроенной вокруг стен и крышки цилиндра. Сжатие воздуха производится до 7 атмосфер. К той же группе относится и компрессор, изготовляемый в настоящее время на заводе „Котлоаппарат“ в Москве (фиг. 173).



Фиг. 171. Индикаторная диаграмма воздушного поршневого компрессора.

Компрессоры данного типа строятся для максимального давления до 4 атм., с круглым золотником и приспособлением, соединяющим в конце хода вредное пространство одной стороны с вредным пространством по другую сторону поршня.

Главнейшие размеры и производительность этих компрессоров даны в таблице 54.

ТАБЛИЦА 54

Размеры и производительность приводных воздушных компрессоров, изготовляемых заводом „Котлоаппарат“ (к фиг. 173)

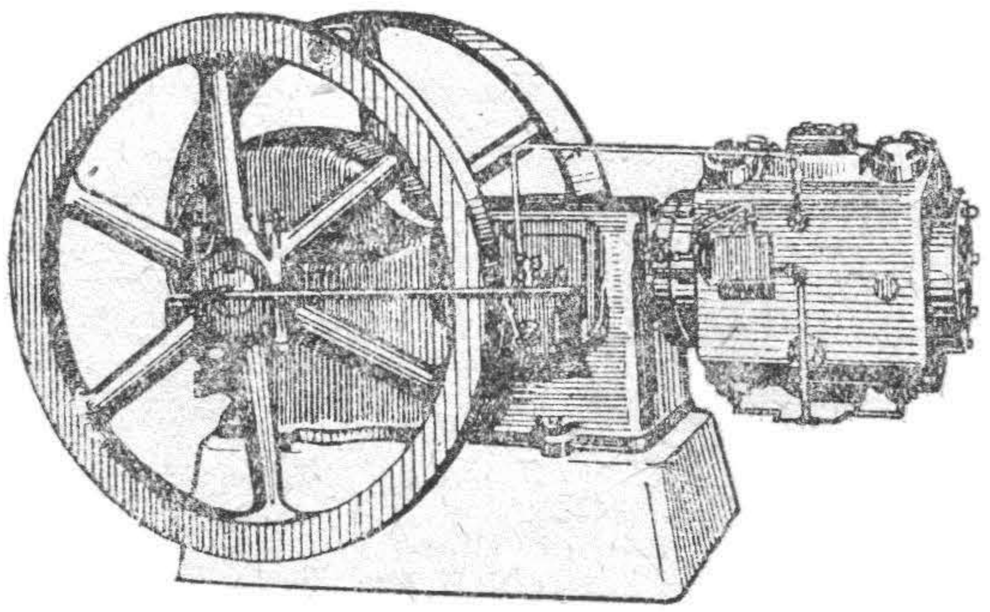
Диаметр цилиндра в *мм*	Ход поршня в *мм*	Число оборотов в мин.	Колич. возд. прис. в час в *куб. м*	Диаметр трубопр.		Шкив		*L*	*H*	Требуемая мощность двигателя в л. с.
				Всас.	Нагн.	Диам.	Шир.			
$D_ц$	S	n	W_e	$d_{вс}$	$d_н$					$N_{т_{дв}}$
250	250	185	250	100	75	1 200	140	2 400	375	32
200	200	190	134	75	55	1 000	130	2 000	325	17
160	200	190	84	55	45	900	120	1 900	325	11
130	130	200	38	40	30	700	90	1 535	258	4,7

На фиг. 174 показаны разрезы приводного одноцилиндрового компрессора двойного действия вертикального типа, изготовлявшихся фирмой „Буркгард“, для давления до 6 атмосф., и на фиг. 175 — наружный вид сдвоенного компрессора, строящегося фирмой Klein-Schanzlin (Германия). Каждый из его двух цилиндров представляет собой компрессор простого действия.

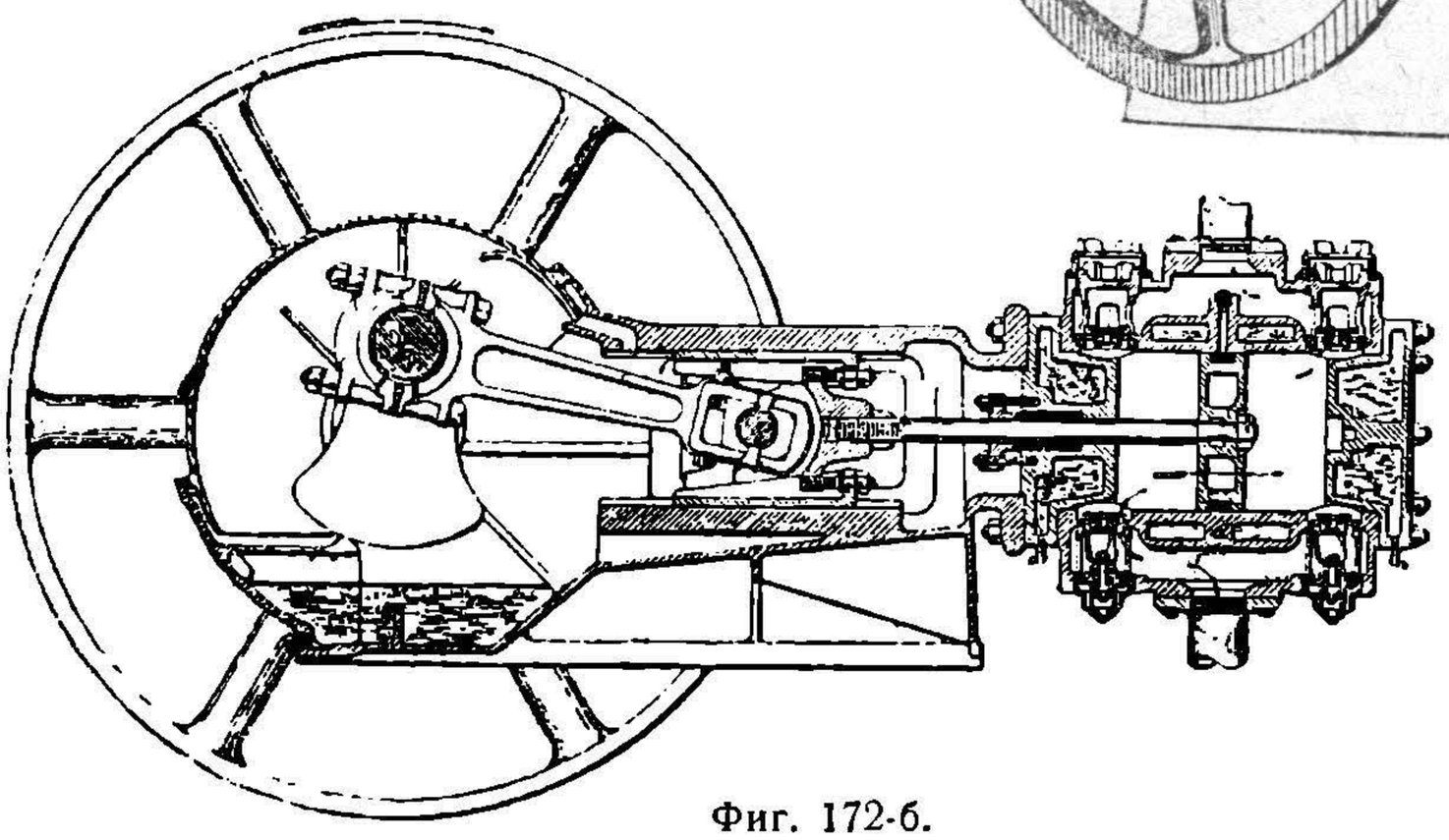
НТБ УДИНТ (ДИТ)

§ 39. Двуступенчатые поршневые приводные компрессоры простого и двойного действия.

Увеличение давления сжатия воздуха в одном цилиндре более чем на 5 атмосфер влечет за собой, во-первых, уменьшение производительности компрессора из-за увеличения волюметрической степени полезного действия и, во-вторых, сильное нагревание воздуха, а, следовательно, и увеличение работы на его сжатие. Поэтому, в таких случаях сжатие воздуха стараются разбить на постепенное сжатие в нескольких цилиндрах. С этой



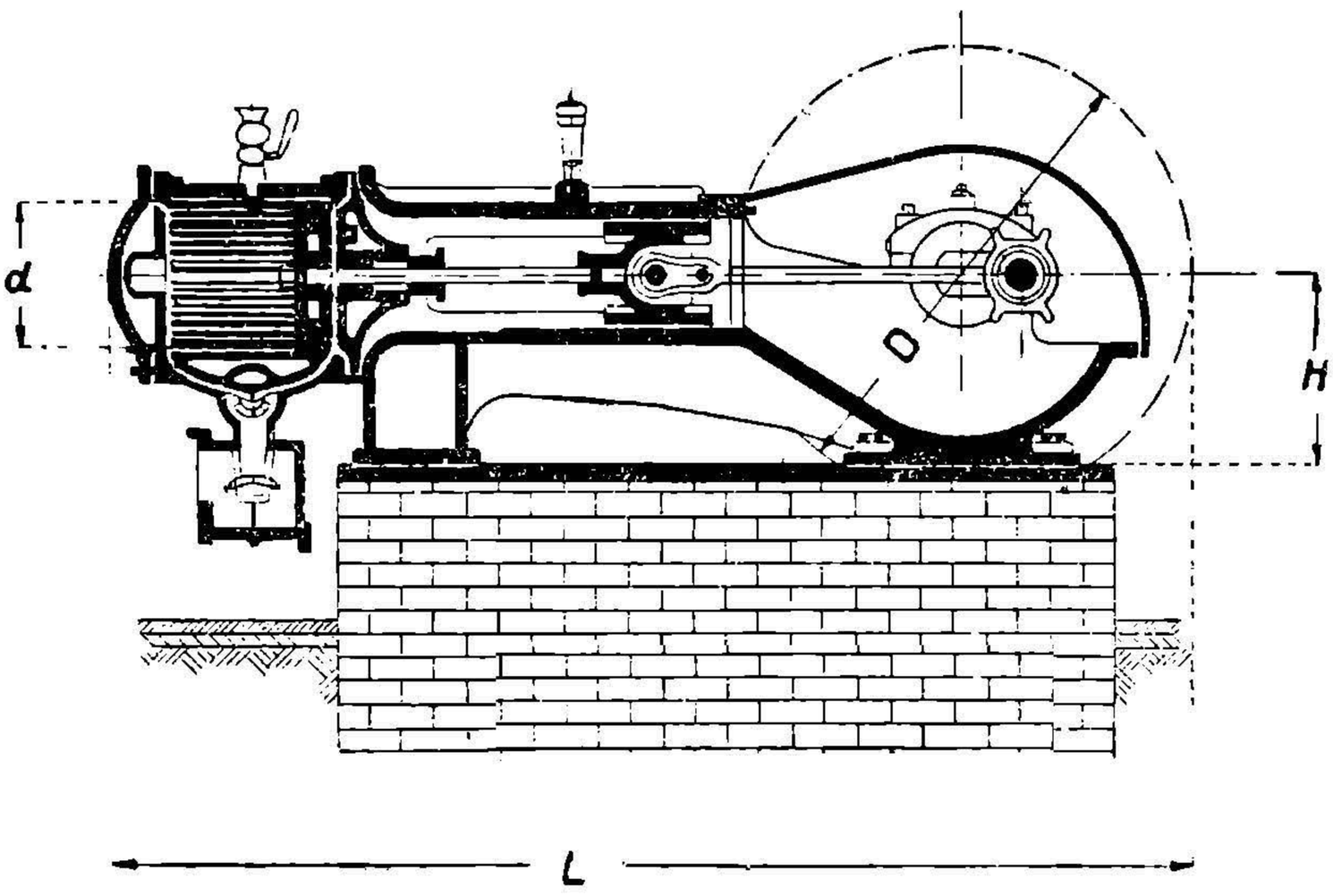
Фиг. 172-а.



Фиг. 172-б.

Фиг. 172 а, б. Одноступенчатый поршневой приводной компрессор двойного действия фирмы Сулливан.

целью воздух всасывается сначала в один цилиндр, где сжимается до некоторого давления, после чего нагнетается в промежуточный охладитель для понижения температуры, откуда поступает во второй цилиндр, где и дожимается до требуемого давления. Иногда обе части сжимающегося процесса производят в одном цилиндре, для чего поршень делается дифференциальным. С задней стороны поршня, большей по площади, происходит первичное сжатие и с передней — вторичное сжатие.



Фиг. 173. Одноступенчатый поршневой приводной компрессор двойного действия завода „Котлоаппарат".

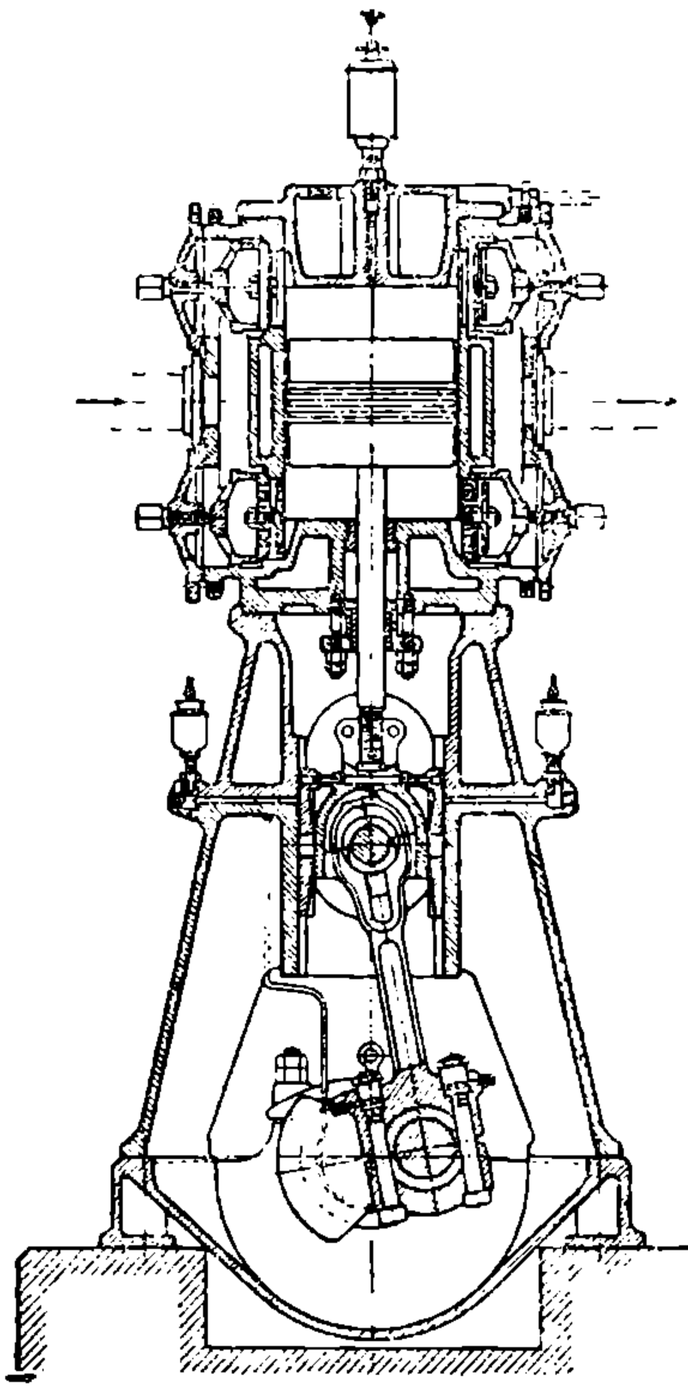
Воздух между обеими стадиями сжатия в таких случаях охлаждается промежуточным холодильником.

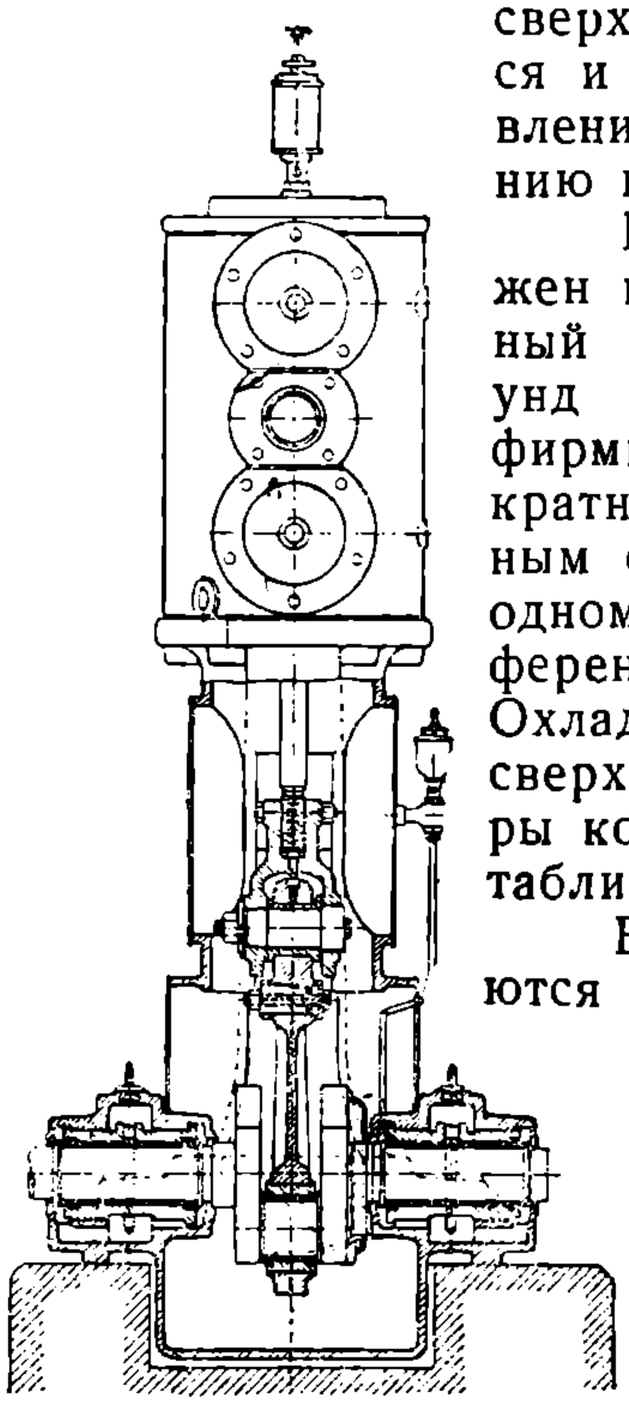
Компрессоры, устроенные по любой из этих двух систем, носят название **„компрессоров компаунд".**

На фиг. 176 показан разрез устройства одного из типов промежуточного холодильника трубчатой конструкции для охлаждения воздуха между первой и второй ступенями сжатия.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Охлаждающая вода входит в нижнюю часть крышки охладителя, проходит последовательно через нижний и верхний ряды трубок и вытекает сверху. Воздух впускается и проходит в направлении, обратном течению воды.





Фиг. 174. Вертикальный одноступенчатый поршневой компрессор двойного действия фирмы Буркгард.

На фиг. 177 изображен приводной воздушный компрессор-компаунд простого действия фирмы Борзиг, с двукратным последовательным сжатием воздуха в одном цилиндре и дифференциальным поршнем. Охладитель прикреплен сверху цилиндра. Размеры компрессора даны в таблице 55.

В Америке пользуются заметным распространением компрессоры компаунд с цилиндрами под углом. Один из таких типов, изготовляемых фирмой Сулливан, показан на фиг. 178.

Отличительной особенностью его является расположение цилиндра низкого давления с рамой, шатуном и ползуном — горизонтально, и расположение цилиндра высокого давления — вертикально, что дает взаимное уравновешивание действующих сил. Оба поршня работают от одного и того же кривошипа.

Конец коленчатого вала непосредственно или с помощью зубчатой передачи соединяется с электрическим или нефтяным двигателем; при ременной передаче на него одевается приводной шкив. Охладитель расположен наверху, параллельно цилиндру низкого давления. Фирма Сулливан строит компрессоры такого типа, производительностью от 750 до 2700 *куб. м* свободного воздуха в час.

На фиг. 179 изображен приводной горизонтальный двуступенчатый компрессор простого действия, изготовляемый в настоящее время на заводе „Борец"

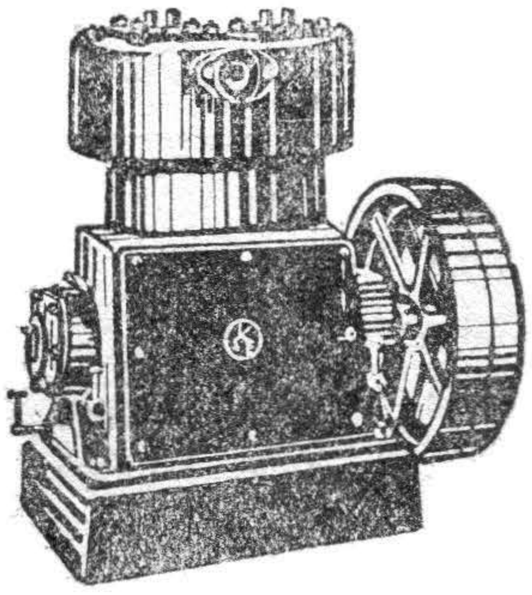
ТАБЛИЦА 55

Приводные воздушные компрессоры компаунд фирмы Борзиг (к фиг. 177)

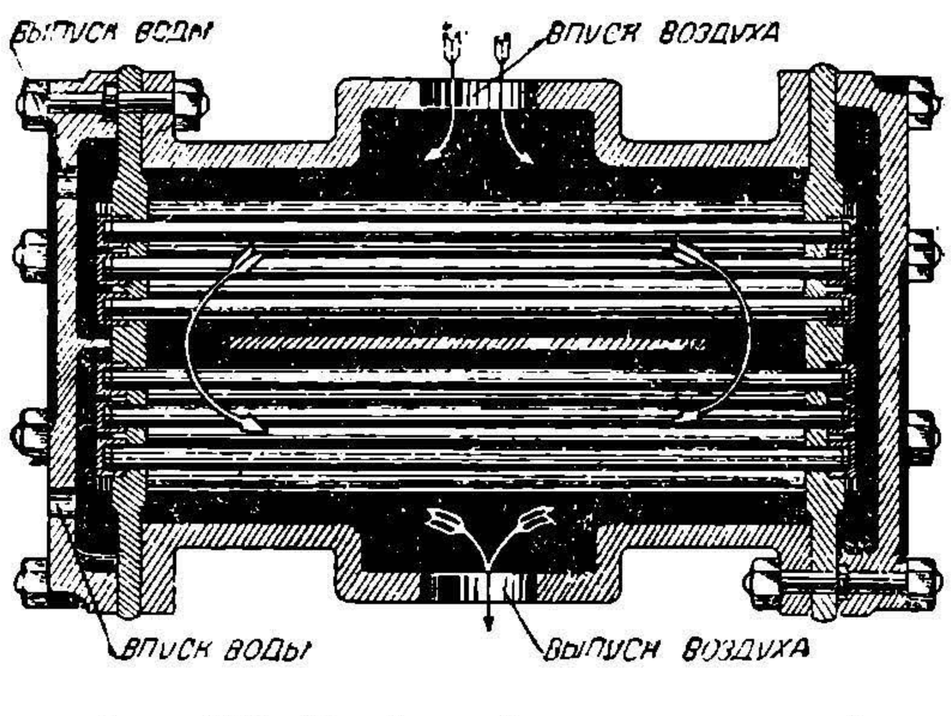
Количество засасываемого свободного воздуха в час в *куб. м*	W_{e_t}	120	180	330	372	486
Диаметры дифференц. поршня в *мм* .	$D_п$	270	300	350	400	450
	$D''_п$	215	240	280	325	393
Длина хода поршня в *мм*	s	100	130	150	180	200
Число оборотов в минуту	n	400	350	320	300	275
Диам. всасыв. труб. в *мм* .	$d_{вс}$	70	80	100	125	150
нагнет.	$d_н$	30	45	60	70	80
Расход мощности в л. с. при сжатии воздуха от 5 до 7 атм.	N_m	13—15	18—21	26—30	36—42	47—55

НБ УГУНТ (ДИТ)

в качестве стандартизованного изделия. Компрессор строится для рабочего давления от 5 до 8 атм. с дифференциальным поршнем и двойным сжатием

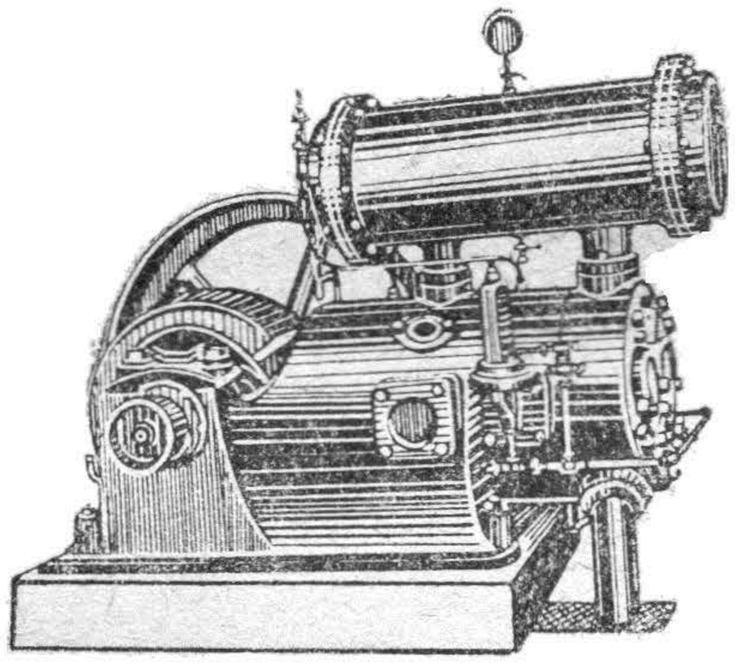


Фиг. 175. Вертикальный сдвоенный поршневой компрессор фирмы „Клейн-Шанцлин".

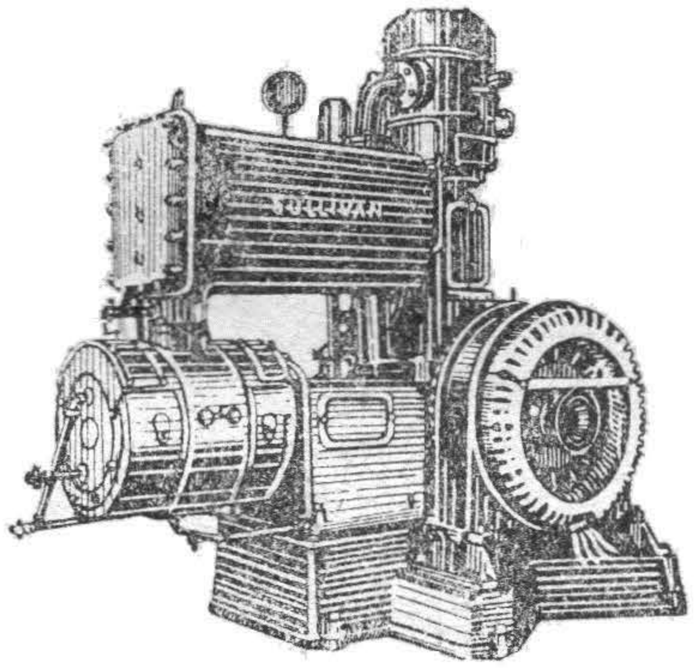


Фиг. 176. Трубчатый промежуточный холодильник.

присасываемого воздуха. Цилиндр и крышка снабжены рубашками для охлаждения водой. Промежуточный холодильник трубчатой конструкции у компрес-



Фиг. 177. Одноцилиндровый поршневой компрессор-компаунд простого действия фирмы Борзиг.



Фиг. 178. Компрессор-компаунд фирмы Сулливан с двумя цилиндрами, расположенными под углом, с общим приводом от электродвигателя.

ТАБЛИЦА 56

Размеры и производительность приводных горизонтальных двуступенчатых компрессоров, изготовляемых на заводе „Борец" (к фиг. 179)

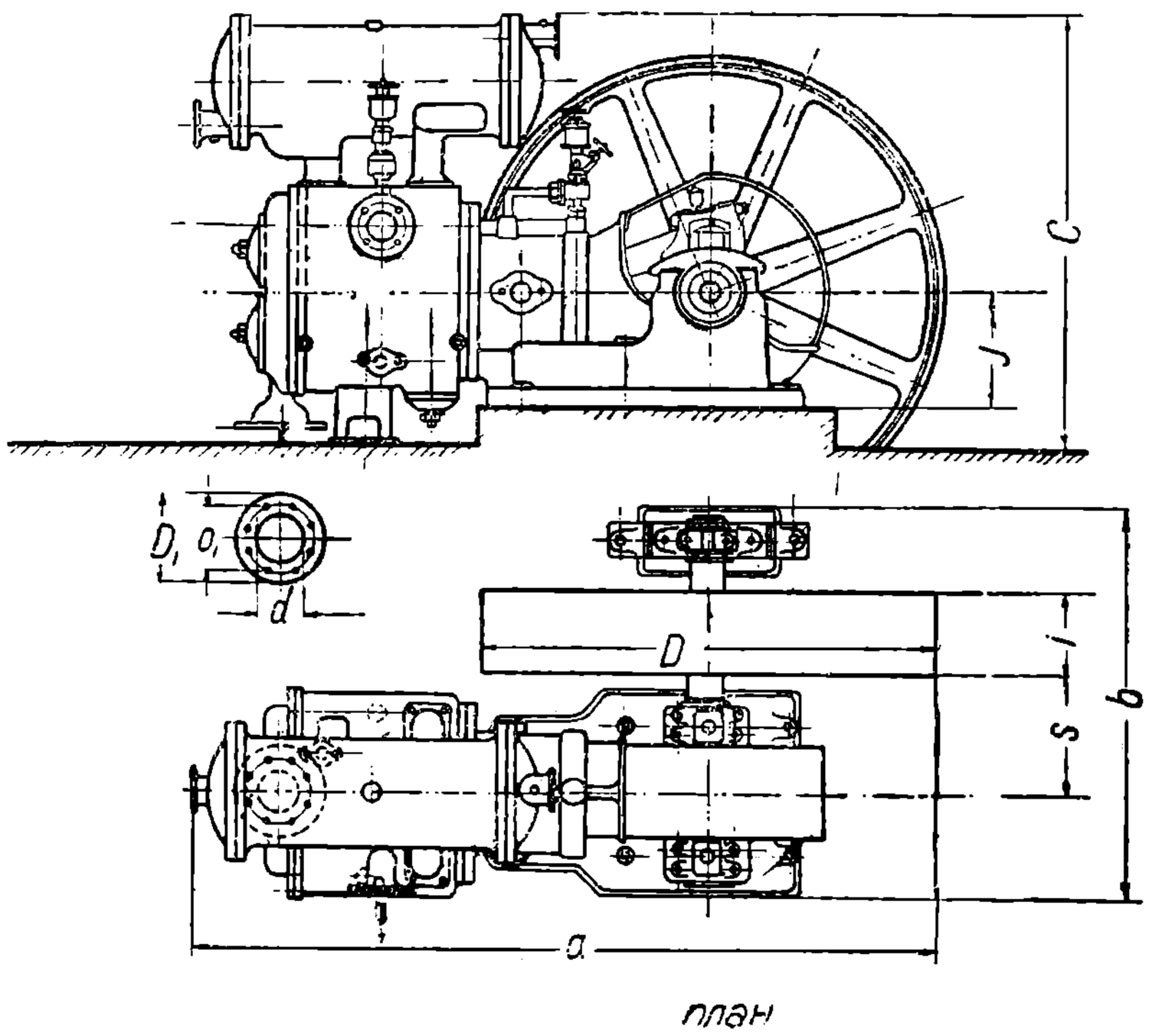
Размеры компрессоров		Число оборотов в минуту		Производительность *куб. м* час.		Наибольш. давление в атм. абс.	Диаметр воздухопровода в *мм*		Расход воды на охлаждение *куб. м*/час.	Полный вес компрессора *кг*	Размеры компрессоров в *мм*					Размеры шкива в *мм*	
Диаметр	Ход	Нормальн.	Максимум	Нормальн.	Максимум		Всасывающ.	Напорный				*b*		*s*	*j*	*D*	
Компрессоры с охладителем на цилиндре (фиг. 179)																	
375	300	200	150	200	180	240	8	110	70	0,96	1 700	1 885	1 100	1 125	355	325	1 200	200
450	360	300	145	180	390	480	8	175	100	1,8	3 200	2 570	1 370	1 490	400	365	1 650	300
Компрессоры с охладителем под цилиндром																		
550	425	400	100	120	490	580	8	225	125	2,4	3 800	3 410	1 920	1 750	495	282	2 200	400
550	440	400	130	165	660	810	8	225	125	3,0	5 300	3 135	2 070	1 720	510	390	2 200	400
625	500	500	110	145	920	1 200	8	250	150	3,5	7 000	3 740	2 430	1 900	650	440	2 500	500

НБ УДУНТ (ДПТ)

Мощность, затрачиваемая на ободе шкива этих компрессоров, следующая:

Размеры компрессора в *мм*			Давление сжатого воздуха в атм. абс.	5	6	7	8
Диаметр		Ход	Число оборотов в минуту	Затрачиваемая мощность на ободе шкива в лош. сил.			
375	300	200	200	26	28	30	30
450	360	300	180	50	50,5	60	64
550	425	400	120	60	56	72	77
550	440	400	165	88	95,5	103	110
625	500	500	145	125	136	146	155

соров производительностью до 480 *куб. м* в час помещается сверху цилиндра (фиг. 179) и у компрессоров производительностью от 480 *куб. м* до 1200 *куб. м* в час — снизу под цилиндром.



Фиг. 179. Двухцилиндровый компрессор-компаунд завода „Борец".

Всасывающие отверстия располагаются в первом случае снизу и во втором — сверху цилиндра.

Размеры и производительность этих компрессоров даны в таблице 56.

§ 40. Радиальные воздушные компрессоры.

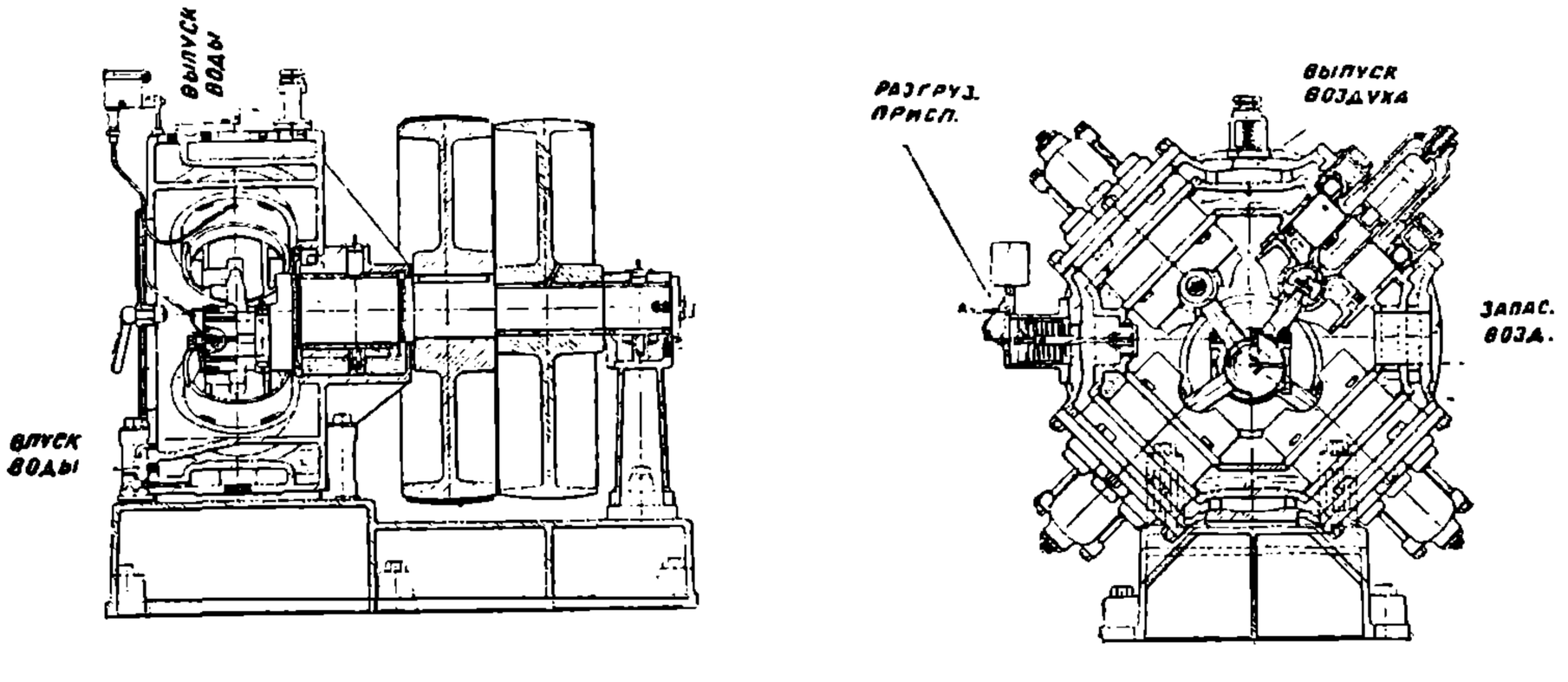
Заслуживают внимания по своей компактности и оригинальности конструкции компрессоры радиального типа.

Вертикальные разрезы и наружный вид одного из таких компрессоров показаны на фиг. 180 а, б.

Компрессор в данном случае состоит из 4 цилиндров, расположенных радиально под прямым углом один к другому. Каждый цилиндр представляет собой поршневой компрессор простого действия. Штоки всех поршней приводятся в движение от общей цапфы кривошипа. Цилиндры закрыты общим кожухом с полостями для циркуляции охлаждающей воды. В стенках цилиндра у всасывающего конца устроены окна, проходя мимо которых поршень

ЦБ УХИНТ (ДІТ)

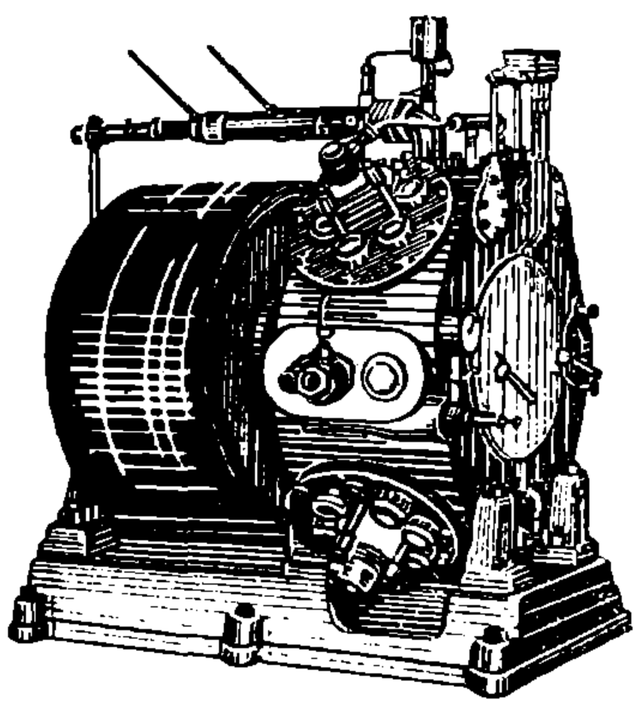
засасывает воздух из общей камеры. Благодаря такому устройству всасывающие клапаны отсутствуют, чем достигается значительное уменьшение волюме-



Фиг. 180-а.

трической степени компрессора. Для давления свыше 7 атм. радиальные компрессоры строятся системы компаунд, с последующим сжатием воздуха в одном цилиндре.

Размеры и производительность компрессоров радиального типа, строившихся „Товариществом пневматических машин", указаны в таблице 57.



Фиг. 180-б.

Фиг. 180 а, б. Радиальный четырехцилиндровый воздушный компрессор.

§ 41. Ротационные воздушные компрессоры.

Ротационные компрессоры строятся в виде цилиндров с вращающимися внутри их пластинками, расположенными параллельно главному валу. В качестве примера на фиг. 181 даны разрезы одного из таких компрессоров, строящихся на Горловском заводе Гормаштреста, производительностью 390 *куб. м* в час, давлением 7 абс. атмосфер, с числом оборотов $n = 980$ в минуту, приводимого в действие электромотором мощностью 46 *kW*. Сущность его устройства и действия заключается в следующем: ротор *1*, эксцентрично насаженный на вал, вращается внутри цилиндрического корпуса, стенки и крышки

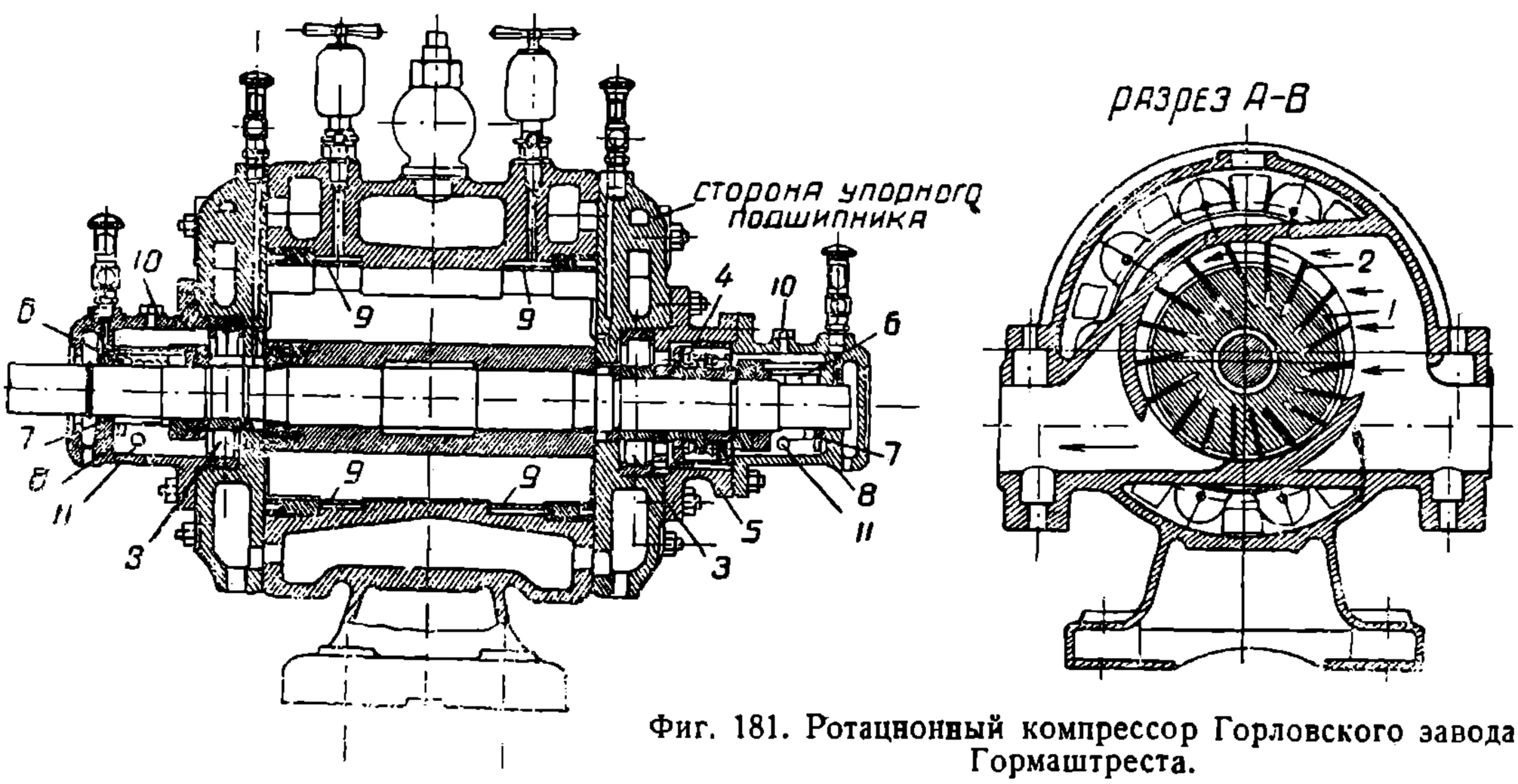
ТАБЛИЦА 57

Производительность и размеры приводных 4-цилиндровых компрессоров радиального типа для ременного привода (к фиг. 180 а, б)

Количество всасывающего воздуха *куб. м*	Число оборотов в минуту	Расход мощности в лош. сил. на сжатие до давления в атм. абс.			Размеры всасывающего отверстия в *мм*	Диаметр нагн. трубы в *мм*	Размеры компрессора в *мм*		
		4	5	6			Длина	Ширина	Высота
8	350	7,7	8,5	—	76 × 33	33	812	635	762
11	300	10	11	12	102 × 44	51	914	762	914
133	300	12	14	—	102 × 44	51	914	762	914
170	265	14,5	17	19	102 × 54	51	1 067	889	1 143
195	265	17	20	—	102 × 54	51	1 067	880	1 143
233	250	20	24	26	127 × 63	63	1 321	1 092	1 372
311	250	26	32	—	127 × 63	63	1 321	1 092	1 372
		При давлении в абс. атмосферах			Четырехцилиндровые компрессоры радиального типа „компаунд"				
		7,5	9	12					
61	350	7,5	8,5	9,5	76 × 33	25	812	635	762
100	300	12,5	14	16	102 × 44	33	914	762	914
183	265	18,5	21	24	102 × 44	33	1 067	889	1 143
233	250	28	32	37	127 × 63	51	1 321	1 321	1 372

НБ УДУНТ (ДПТ)

которого охлаждаются водой. Сам ротор состоит из нескольких, радиально направленных, пазов, в которых скользят тщательно пригнанные рабочие пластинки *2*. При вращении ротора в направлении, указанном стрелками, пластинки разбивают внутреннее серповидное пространство корпуса на камеры разных объемов. Воздух поступает в рабочую камеру справа; при дальнейшем вращении ротора он сжимается и выходит из камер меньшего объема в напорный воздухопровод. Этим способом воздух может быть сжат, смотря по величине компрессора, от 2,5 до 4 атм. Для большего сжатия воздух направляют во вторую ступень, охладив его по дороге в промежуточном холодильнике. Роликовые подшипники *3*, служащие опорами, благодаря своей конструкции предохранены от сдвига. Осевые движения воспринимаются упорным шарикоподшипником *4*, находящимся в камере *5*. Концы вала уплотнены пришлифованными уплотнительными втулками *6* и подвижными шайбами *7*, прижатыми друг к другу пружиной, помещающейся в коробке *8*. При пуске в ход ротора.



Фиг. 181. Ротационный компрессор Горловского завода Гормаштреста.

1—Ротор
2—Рабочие пластинки
3—Роликовые подшипники
4—Упорный шарикоподшипник
5—Камера подшипников
6—Уплотнительные втулки
7—Подвижные шайбы
8—Коробка для смазки
9—Подвижные кольца
10—Отверстие для впуска смазки
11—Переливное отверстие

пластинки *2* выбрасываются центробежной силой наружу, опираясь при этом в подвижные кольца *9*, вращающиеся в выемках цилиндра. Для облегчения веса пластинок, с целью уменьшения действия центробежной силы, они сделаны из тонких стальных листов. Наполнение маслом камеры подшипников, производимое, как правило, до пуска компрессора, осуществляется через отверстие *10* до переливного отверстия *11*. Наполнение маслом маслопроводов производится с помощью лубрикатора. Ротационные компрессоры требуют особого внимания и ухода в отношении смазки трущихся и охлаждения нагревающихся частей. Температуру отходящей охлаждающей воды не рекомендуется повышать свыше 35° Ц.[1] Ротационные компрессоры строятся сравнительно небольшой производительности и на величину сжатия воздуха, обычно не менее, чем на 4 атм. Для больших подач и меньшего давления применяются турбокомпрессоры.

На фиг. 182 показан двуступенчатый ротационный компрессор, имеющий двойное охлаждение в виде рубашки, охватывающей корпус насоса и наружного охладителя с циркулирующей внутри их водой.

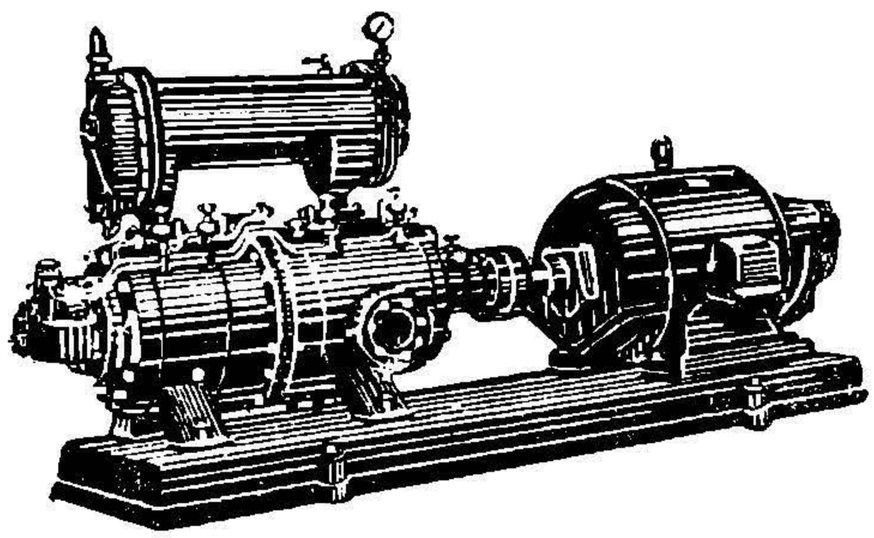
При сравнительно больших подачах воздуха (свыше 900 *куб. м* в час) сжатие его производится лишь одной ступенью компрессора (фиг. 183). Благодаря большому числу оборотов ротационные компрессоры могут приводиться в действие непосредственно от электродвигателей. При ременной

[1] Устройство отдельных деталей, уход и ремонт компрессора указанного типа довольно подробно описаны в руководстве П. П. Гофмана и инж. Е. Я. Тепермана — „Ротационный передвижной компрессор", „ДР", 1932 г.

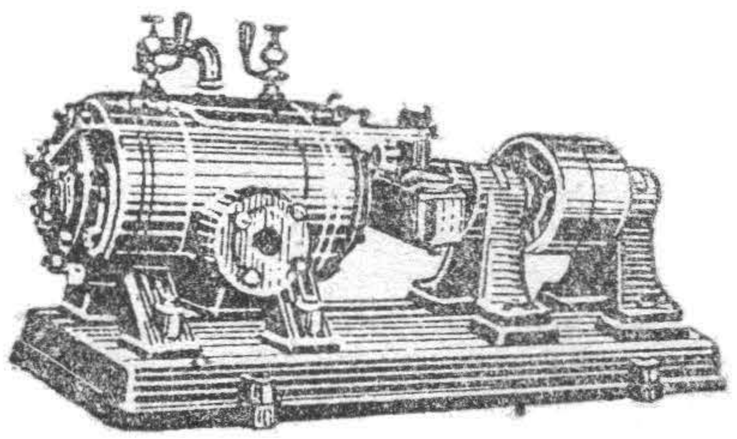
НТБ УДУНТ (ДИТ)

передаче на вал насаживаются рабочий и холостой шкивы. Полный коэффициент полезного действия

$$\eta_n = 0{,}4—0{,}6.$$



Фиг. 182.



Фиг. 183.

Фиг. 182--183. Ротационные компрессоры фирмы „Клейн, Шанцлин Беккер".

Компрессоры, изображенные на фиг. 182—183, изготовляются в Германии фирмой Klein, Schanzlin Becker.

Производительность их дана в таблице 58.

ТАБЛИЦА 58

Производительность воздушных ротационных компрессоров (к фиг. 182, 183)

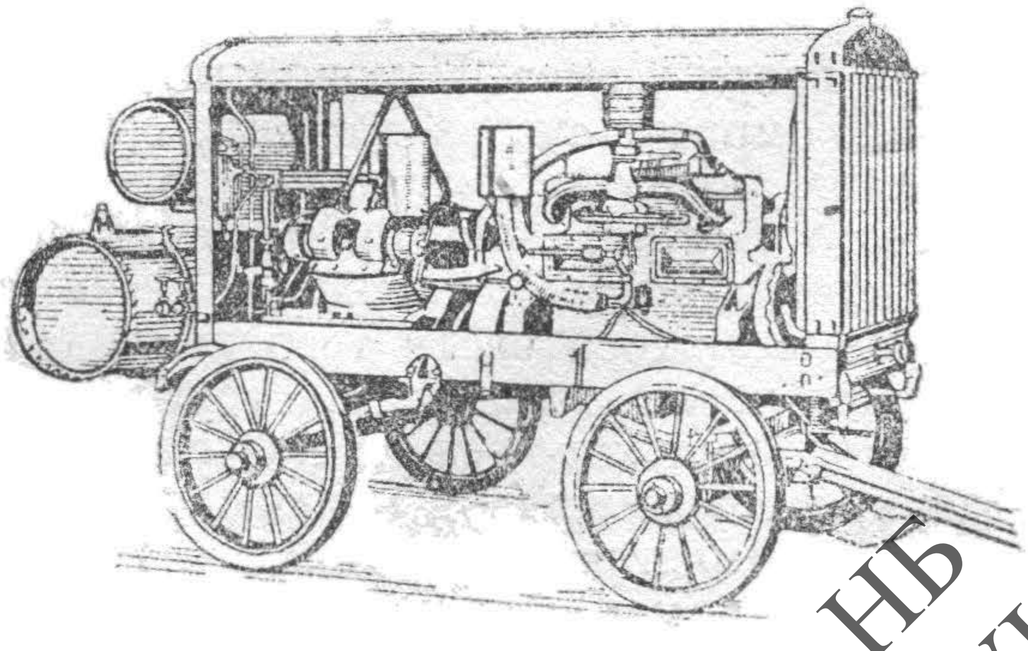
Модель компрессора	По фигуре 182				По фигуре 183	
Колич. всасывающего воздуха со сжатием его до 4—8 атм. *куб. м*/час.	210	310	450	700	925	1 185
Потребная мощность $N_{m_к}$ на валу компрессора для сжатия до: 4 атм. абс.	24	35	50	73	94	120
5	27	38	55	80	104	133
6	30	42	60	87	114	144
7	33	46,5	65	94	122	155
8	35,5	50	69	100	130	165
Число оборотов в минуту	1 450	1 450	980	980	735	735
Диаметр воздушной всасывающей трубы *мм*	60	70	100	100	125	150
Диаметр воздушной нагнетательной трубы *мм*	32	40	40	70	70	70
Расход воды на охлажден. *куб. м*/час.	1,1	1,3	1,9	2,8	3,4	4,3

§ 42. Передвижные воздушные компрессоры.

Для временных водоснабжений и испытания дебита вновь устроенных артезианских скважин с помощью воздушных насосов системы эрлифт, применяются передвижные компрессоры, приводимые в действие от двигателей внутреннего сгорания, электромоторов или паровых машин. Наружный вид подвижного компрессора, приводимого в действие от двигателя внутреннего сгорания, изображен на фиг. 184.

Компрессорный аггрегат прикреплен к жесткой раме, устанавливаемой на колеса (или салазки).

На фиг. 185 показан общий вид передвижной компрессорной установки, строящейся на Горловском заводе. Установка состоит из двуступен-



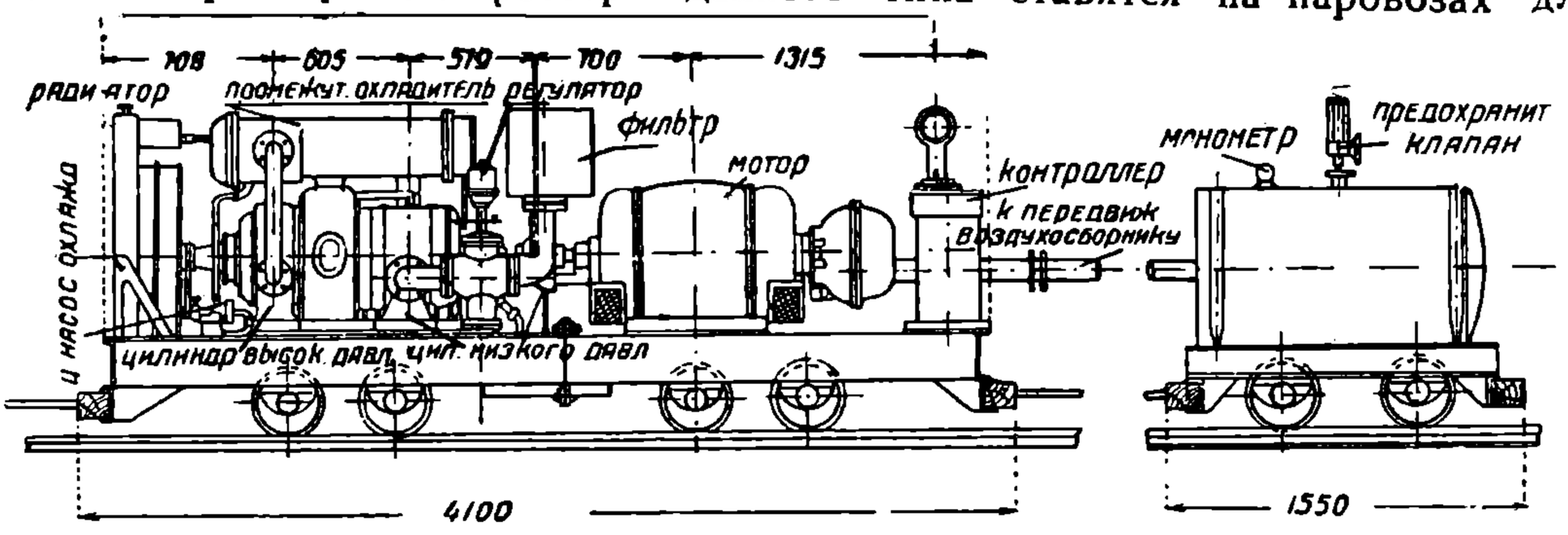
Фиг. 184. Передвижной компрессор с двигателем внутреннего сгорания фирмы Сулливан.

НБ УДУНТ (ДПТ)

чатого ротационного компрессора, приводящегося в действие от электродвигателя. Вода для охлаждения компрессора подается насосиком, установленным рядом на общей раме. Для уменьшения расхода воды применена циркуляция ее с охлаждением в радиаторе.

Насколько проста и удобна подвижная установка, состоящая из насоса системы эрлифт и компрессора на грузовике, видно из фиг. 186, изображающей момент пробной откачки воды из скважины.

На фиг. 187 показан схематический разрез парового прямодействующего поршневого двуступенчатого компрессора двойного действия, называемого **тэндем-компрессор.** Компрессоры данного типа ставятся на паровозах для



Фиг. 185. Передвижной ротационный компрессор с электродвигателем Горловского завода.

подачи сжатого воздуха к автоматическим тормозам сист. Вестингауза, Казанцева, Матросова и др. Сущность устройства и действия компрессора состоит в следующем. Пар из парового котла поступает сначала по трубке *1* в парораспределительный механизм *2*, а затем по паровым каналам *3* или *4* в паровой цилиндр по ту или иную сторону поршня *5*, заставляя последний переме-

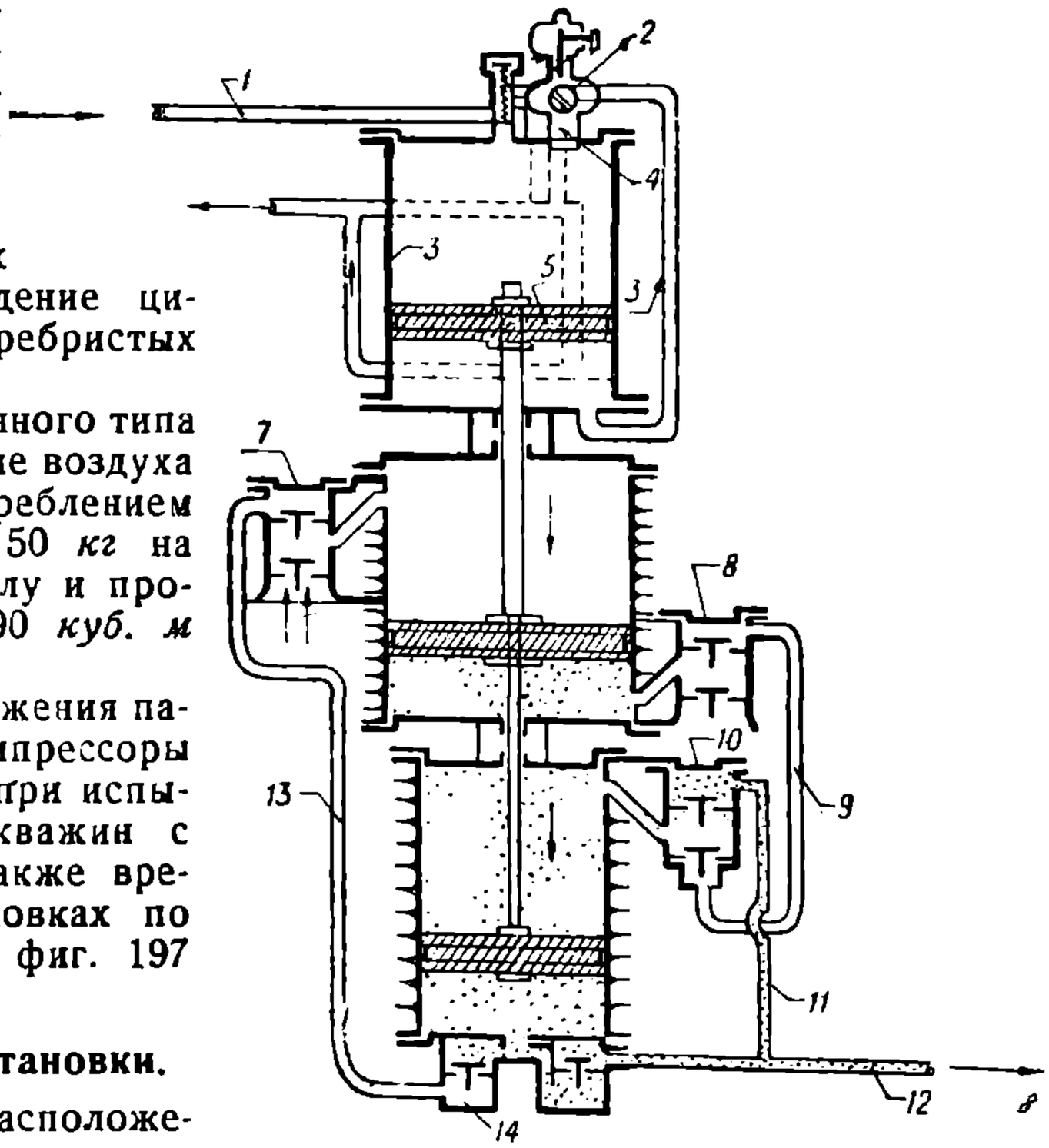
Фиг. 186. Испытание дебита скважины помощью эрлифтной установки с передвижным компрессором.

щаться вверх и вниз. Паровой поршень насажен на одном штоке с двумя поршнями компрессора, из которых один *6* (большего диаметра) расположен в цилиндре низкого сжатия, и другой *7* (меньшего диаметра) — в цилиндре высокого сжатия. При перемещении поршней вниз наружный воздух засасывается через камеру *7* в верхнюю часть цилиндра низкого сжатия; воздух, находящийся в нижней части того цилиндра, сжимается (1-я стадия сжатия) и нагнетается через камеру *8*, трубопроводу *9* и камеру *10* в верхнюю часть цилиндра высокого сжатия. При обратном движении поршней, т. е. вверх, воздух, поступивший в верхнюю часть цилиндра высокого сжатия, дополнительно сжимается (2-я стадия сжатия) и нагнетается через напорный клапан *8*, трубке *11*, в магистральный воздухопровод *12*; одновременно с этим происходит засасывание новой порции наружного воздуха через камеру *8* в нижнюю часть цилиндра низкого сжатия, и нагнетание воздуха в верхней части того же цилиндра через камеру *7*, трубопровод *13*, камеру *14*, в нижнюю часть

НБ УГЛУ (ДГТ)

цилиндра высокого сжатия. Если обозначить через F площадь в *кв. м* поршня низкого сжатия, то производительность компрессора за n оборотов в минуту будет равна $W_e = \eta_в\ 2Fsn$ *куб. м* в минуту.

Регулирование производительности и величина сжатия осуществляется путем уменьшения числа ходов поршня и выпусков воздуха с помощью специальных регуляторов, а охлаждение цилиндра — с помощью ребристых стенок.



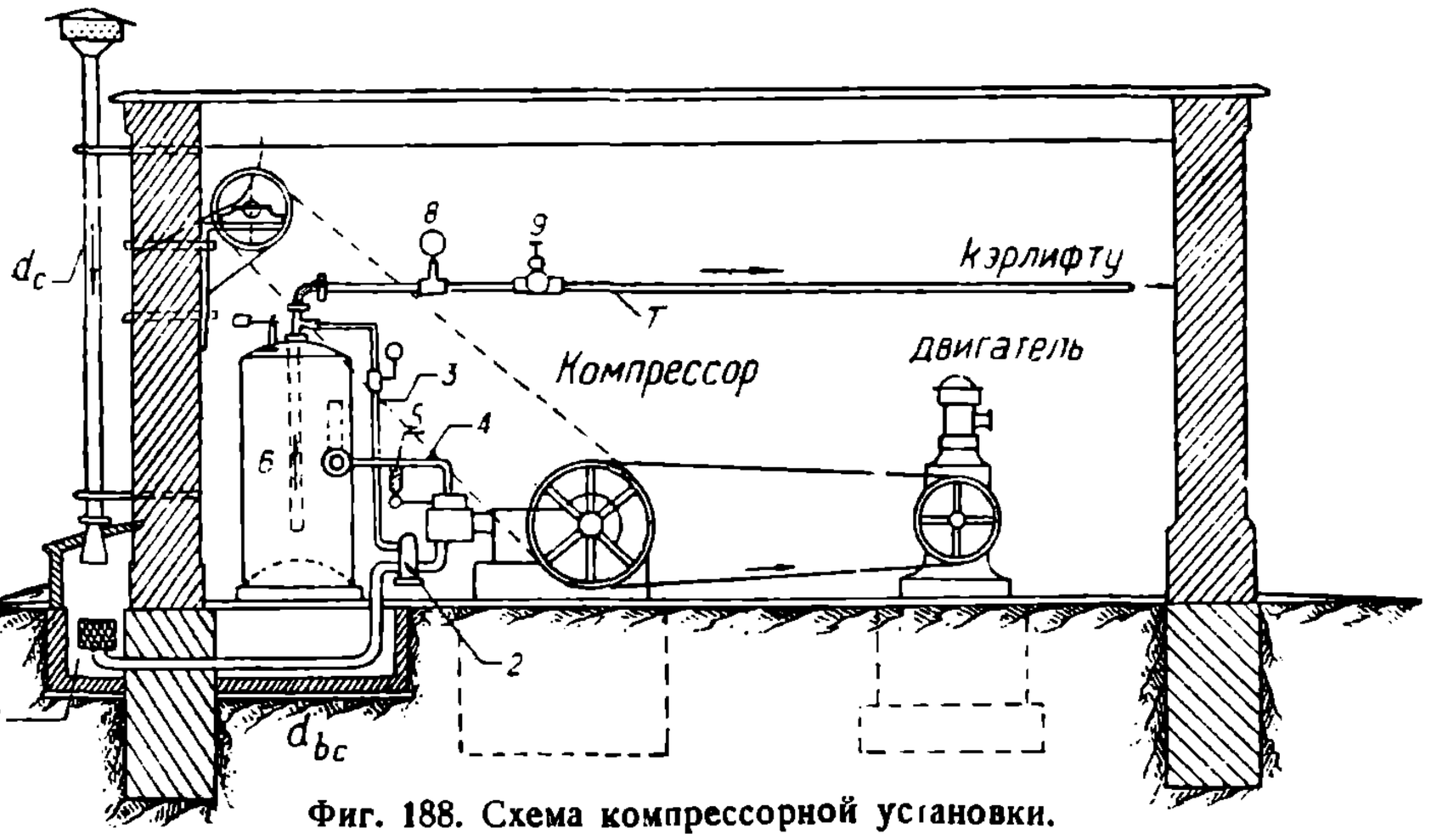
Фиг. 187. Паровой поршневой прямодействующий тандэм-компрессор.

Компрессоры указанного типа строятся обычно на сжатие воздуха до 7 атмосф. абс. с потреблением пара в среднем около 50 *кг* на 1 индикаторную лош. силу и производительностью 50—90 *куб. м* в час. [1]

Для целей водоснабжения паровозные тормозные компрессоры могут найти применение при испытании дебита новых скважин с помощью эрлифтов, а также временных насосных установках по примеру, указанному на фиг. 197 (§ 43).

§ 43. Компрессорные установки.

От правильного расположения и оборудования компрессорной станции в значительной степени зависит коэффициент полезного действия всей насосно-компрессорной установки. Невыгодные результаты в эксплоатации гораздо чаще являются следствием неправильного проектиро-



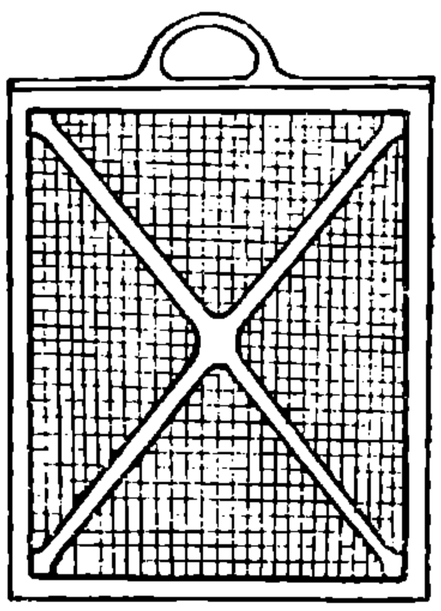
Фиг. 188. Схема компрессорной установки.

d_c —Подводящий воздухопровод
1 —Всасывающий (воздухосборный) колодец
$d_{вс}$—Всасывающий воздухопровод
2—Регулятор производительности компрессора
3, 4 и 7—Воздухопровод
5—Маслоотделитель
6—Воздухосборник (ресивер)
8—Манометр
9—Регулирующий кран

[1] Компрессоры данного типа и назначения подробно описаны в книге В. Г. Болонова „Паровоздушные насосы на паровозах СССР". 1932 г.

НБ УДУНТ (ДПТ)

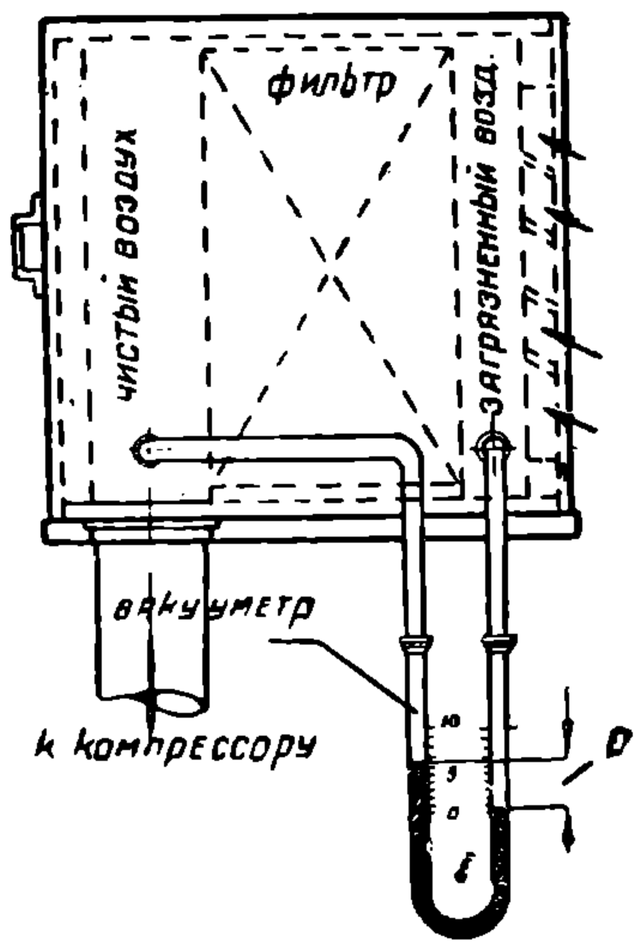
вания и сборки самих установок, чем от недостатков отдельных частей оборудования. На фиг. 188 изображена схема компрессорной установки, в которой компрессор приводится в действие от нефтяного двигателя или от имеющейся трансмиссии, показанной пунктиром. Атмосферный воздух засасывается по воздушной трубе $d_{сам}$. Начало трубы, защищенное грубой сеткой, располагается в теневой стороне и, по возможности, в таком месте, где всасывание свободного от пыли, сухого и прохладного воздуха достигается сравнительно наилучшим образом. С целью уменьшения длины всасывающей линии (для избежания в ней излишних потерь на сопротивления от трения воздуха) и получения большего удобства по доступу и осмотру всасывающей сетки, устроен воздухосборный колодец *1*, плотно прикрытый со всех сторон от возможности попадания в него пыли, воды, насекомых и проч. Вообще же длину всасывающей линии желательно делать как можно короче и не превосходить более 15—25 *м*. Так как воздух перед засасыванием, во избежание засорения и порчи компрессора, обязательно должен быть профильтрован, то у начала всасывающей трубы поставлен пылеуловитель.



Фиг. 189. Сетчатый пылеуловитель.

Во всасывающую линию возле компрессора включен автоматический регулятор *2*, соединенный с напорным воздушным колпаком-трубкой *3*. Компрессор охлаждается водой, подводящейся непрерывно к рубашке его цилиндра из напорного трубопровода. Сжатый воздух по трубе *4* направляется, прежде всего, в расположенный в непосредственной близости от компрессора воздушный напорный колпак *6*, называемый иногда **резервуаром, аккумулятором** или **ресивером,** откуда по воздухопроводу *7* подается к эрлифту. На напорном воздухопроводе *4*, между компрессором и ресивером, ставится маслоотделитель *5* и на воздухопроводе *7*, за ресивером — манометр *8* и регулирующий пробковый кран *9*.

Пылеуловитель, в зависимости от месторасположения компрессорной станции и степени загрязнения наружного воздуха, применяется следующих конструкций. В местах, где воздух не содержит в себе пыли или иных каких либо посторонних тел, пылеуловитель обычно делается в виде мелкой, легко удаляемой и очищаемой сетки, натянутой на раму (фиг. 189). В тех же местах, где воздух загрязнен, как, например, в промышленных предприятиях с сильным образованием пыли, шахтах, литейных цехах, стекольных, цементных заводах, каменоломнях и т. д., рекомендуется устанавливать пылеуловители более совершенной конструкции. Один из такого рода пылеуловителей показан для примера на фиг. 190. Пылеуловитель в данном случае состоит из плотно сколоченного ящика, внутри которого находится фильтр. Наружный загрязненный воздух, вступив через грубые жалюзи во внутрь деревянного ящика, попадает на матерчатый или металлический (из мелкой сетки) фильтр, пройдя который поступает по всасывающей линии к компрессору. Для возможности судить о степени загрязнения фильтра ставится жидкостный вакуумметр. По мере загрязнения фильтра повышается сопротивление прохода воздуха через фильтр, отчего увеличивается разность уровней жидкости в вакуумметре. Превышение разности уровней против предельной величины, установленной опытным путем, показывает на загрязненность фильтра и необходимость его очистки. Для возможности удаления фильтра из ящика на случай его ремонта и очистки, сбоку или сверху ящика делается люк, плотно закрываемый в обычное время дверцами.



Фиг. 190. Фильтр—пылеуловитель.

Всасывающий трубопровод желательно прокладывать из чугунных труб, уменьшающих шум при всасывании. Внутренние стенки трубопроводов реко-

НБ УГЛТ (ДГТ)

мендуется предохранять от образования ржавчины путем покрытия их краской, стойкой против влияний температуры, влажности и кислоты; применения для этой цели асфальтировки стенок следует избегать. Трубы перед укладкой их в сеть всасывающего трубопровода должны быть тщательно очищены от грязи, ржавчины и т. п.

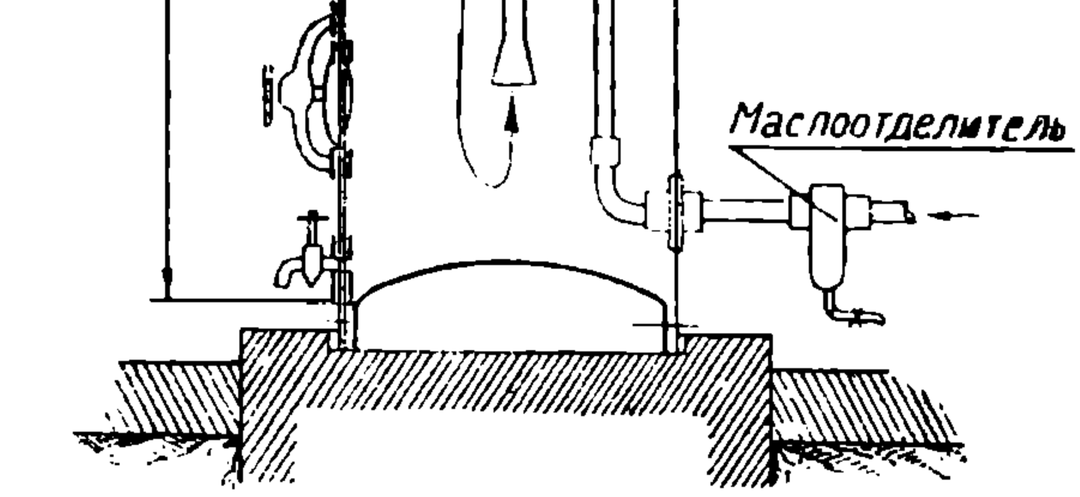
Ресивер в компрессорных установках ставится с целью поглощения воздушных ударов, возникающих от неравномерного движения поршня, и уравнивания разницы в количестве, вырабатываемого компрессором и расходуемого эрлифтами, сжатого воздуха. Так как потребление воздуха эрлифтами происходит более или менее равномерно, то в компрессорных установках обслуживающих эрлифты, объем ресиверов берется меньше, чем в установках, предназначенных для работ пневматических машин и инструментов.

Опыт эксплоатации насосно-компрессорных установок показал вполне удовлетворительную работу эрлифтов при емкости ресивера

$$V_р = \text{от } 0{,}1 \text{ до } 0{,}03 \sqrt{W_a} \; куб.\,м \quad (91)$$

где W_a — объем воздуха, засосанного компрессором в час.

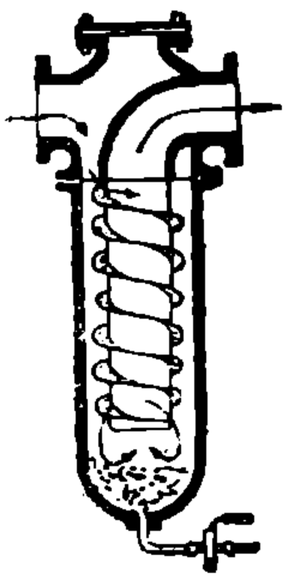
Ресиверы строятся обычно в виде цилиндров вертикальных или горизонтальных, примерно той же конструкции, что и напорные воздушные котлы для водяных насосов (см. § 8).



Фиг. 191. Ресивер.

На фиг. 191 показан вертикальный ресивер, оборудованный спускным краном для выпуска воды, выделяющейся из сжатого воздуха, охлаждающегося при расширении, манометром и смотровым люком. Высота ресивера H берется равной

$$H = \text{от } 2{,}0 \text{ до } 2{,}7 \; D$$



Фиг. 192. Маслоотделитель.

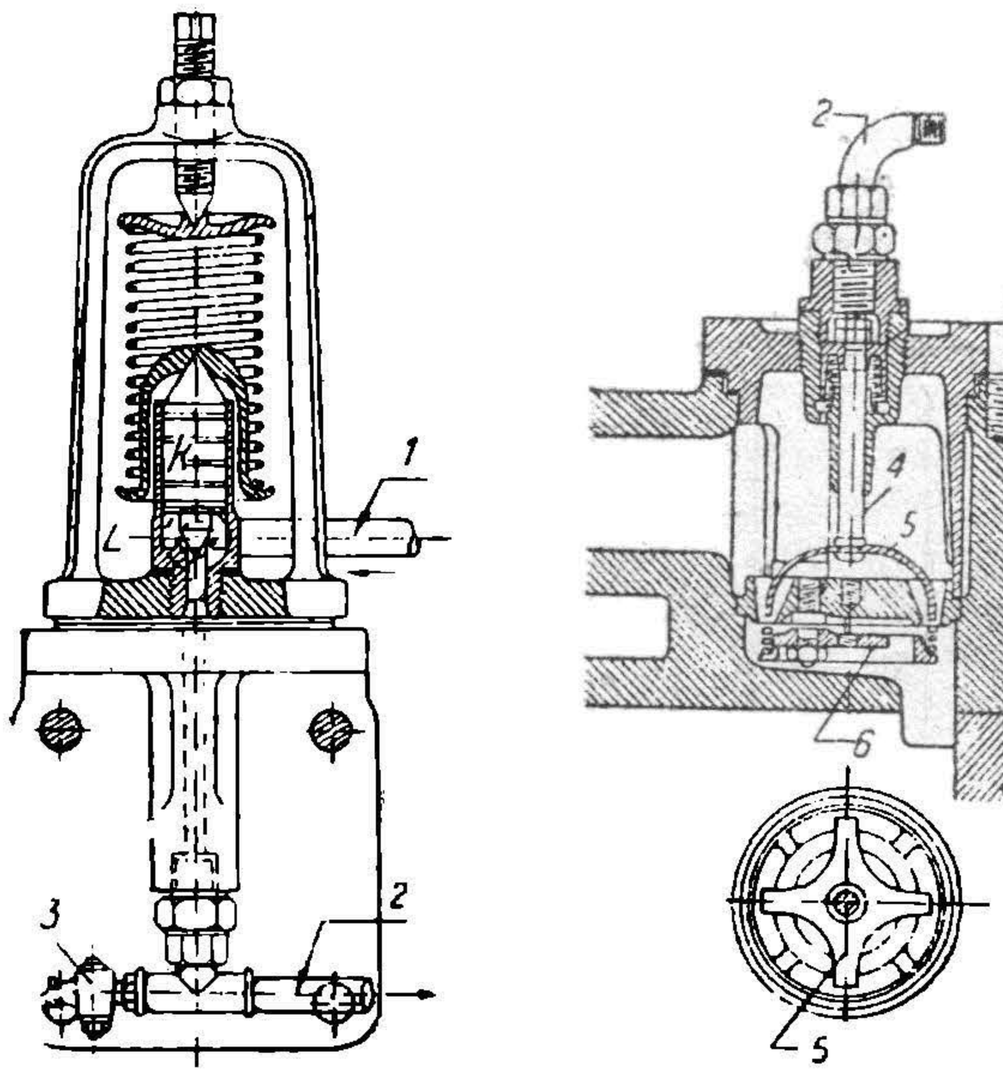
Ресиверы ставятся большей частью вне здания; в таких случаях предохранительный клапан и манометр устанавливаются внутри здания на напорном трубопроводе, идущем от ресивера к эрлифту. Расчет ресиверов производится на давление, большее на 3—5 атмосфер от рабочего, причем толщина стенок берется обычно $\delta = 4—5$ *мм* и днища — 5—7 *мм*.

Для отвода из напорных воздушных трубок воды, выделяющейся из сжатого воздуха, необходимо магистрали и все ответвления, как правило, укладывать с уклоном от 0,003 до 0,005 по направлению движения воздуха, с установкой в конце каждой линии и в пониженных точках выпускных кранов. Во избежание засорения трубопровода маслом, увлекаемым из компрессора воздухом, рекомендуется на напорной линии ставить специальные маслоотделители. Один из таких маслоотделителей изображен на фиг. 192. Он состоит из цилиндра, внутри которого опущен спиральный винт, сделанный из мелкой металлической сетки. Масло и вода, как имеющие большой удельный вес по сравнению с воздухом, при попадании на спиральные винты, отделяются под действием центробежной силы от воздуха и стекают в нижнюю часть

НБ УДУНТ (ДПТ)

маслоотделителя, откуда периодически выпускаются путем открытия крана Оборудование воздухопровода вне задания возле скважин приводилось ранее при рассмотрении эрлифтных установок (§ 27).

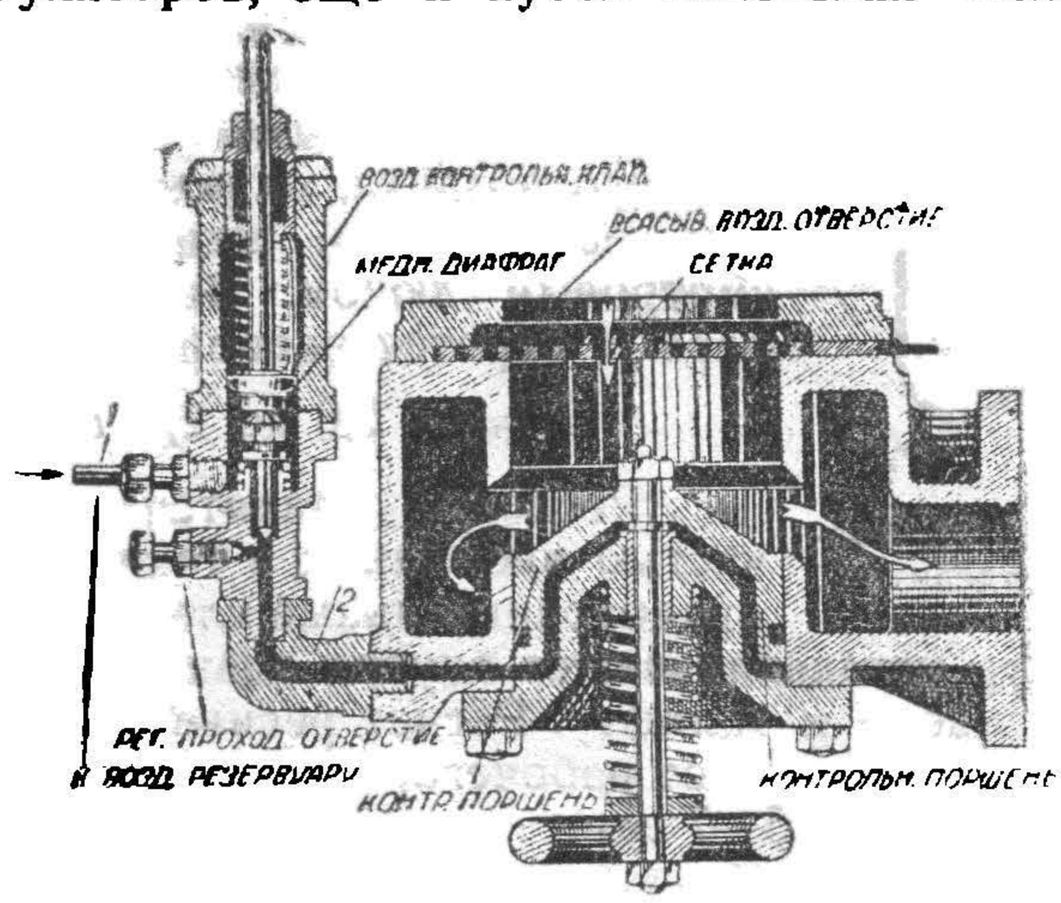
Для регулирования давления в сети и подачи воздуха компрессором применяются специальные регуляторы, устройство и действие которых сводится к следующему: регулятор соединяется трубкой *1* (фиг. 193) с напорным трубопроводом или ресивером и трубкой *2* со всасывающей линией. При повышении давления в сети сжатый воздух через трубку *1* давит на поршень *K* и поднимает его вверх вместе с игольчатым клапаном, закрывавшим ранее доступ в трубку *2*. Сжатый воздух, попав в трубку 2 может быть или выпущен через отрегулированный заранее кран *3* или же направлен по трубке *2* ко всасывающему трубопроводу где он надавливает на поршень *4*. опирающийся вилкообразным упором *5* на всасывающий клапан *6*, отчего последний прикрывается, уменьшая количество засасываемого воздуха. На фиг. 194 изображен регулятор другой конструкции, где сжатый воздух, попав таким же путем, как и на фигуре 193, в трубку *2*, давит снизу на контрольный поршень, поднимает его вверх и прикрывает всасывающий трубопровод, уменьшая тем самым производительность компрессора. Регулирование количества подаваемого воздуха может быть произведено, помимо применения упомянутых регуляторов, еще и путем изменения числа оборотов компрессора, в тех случаях, когда это позволяет сделать двигатель.



Фиг. 193.

Весьма оригинальную конструкцию представляет собой регулятор, строящийся на Горловском заводе (фиг. 195).

Регулятор ставится на всасывающем трубопроводе и соединяется с ресивером помощью трубки *1*. При увеличении давления воздуха против нормального давления (в момент уменьшения или регулировки его расхода) распределительный игольчатый клапан *2*, под давлением сжатого воздуха, поступившего из ресивера по трубке *1*, поднимается вверх и открывает вход в трубку *3*. Попав в трубку *3*, воздух начинает давить на контрольный поршневой клапан *4*, отчего последний опускается вниз, сужает сечение всасывающего трубопровода и уменьшает, таким образом, количество всасываемого воздуха.



Фиг. 194.

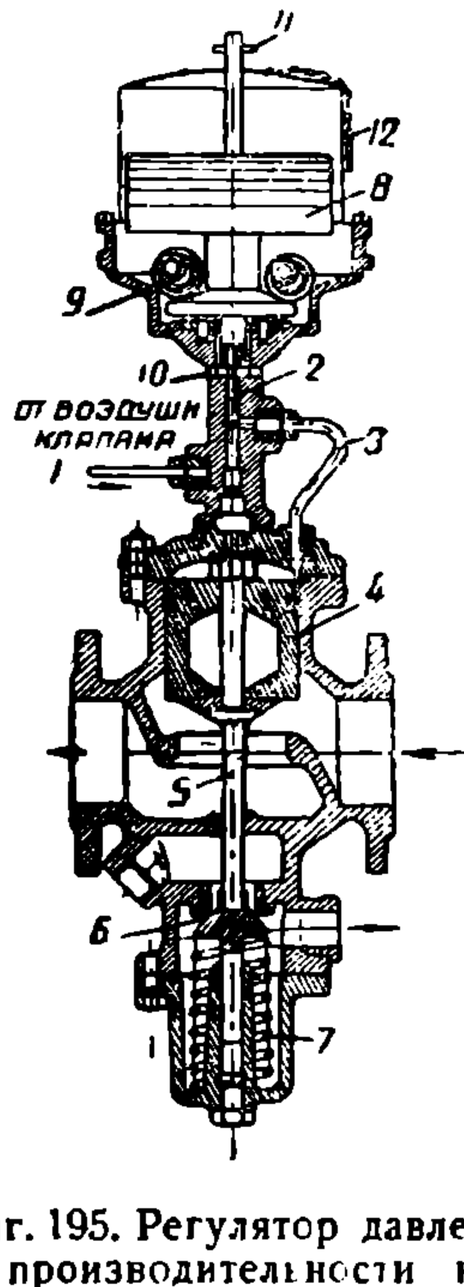
Фиг. 193—194. Регуляторы давления и производительности компрессора.

Клапан *4* имеет шток *5*, упирающийся своим концом в клапан *6*, прижатый к своему седлу пружиной *7*. Как только контрольный клапан *4*, под давлением сжатого воздуха, опустится вниз, клапан *6* с помощью штока *5* откроется (преодолев обратное давление пружины) и даст возмож-

НБ УДУНТ (ДГТ)

ность воздуху, находящемуся в компрессоре, выйти наружу. Сжатый воздух, имеющийся в ресивере, из последнего не уйдет благодаря обратному клапану. Компрессор в это время работает без противодавления.

Если давление в ресивере понижается против установленного наименьшего значения, то распределительный игольчатый поршень *2* под действием веса пластин *8* и шаров *9* опустится вниз, закроет отверстие трубы *3*, соединив его пространство через отверстие *10* с наружной атмосферой, благодаря чему поршневой клапан *4* разгрузится и под давлением пружины *7* поднимется вверх, увеличив сечение всасывающего трубопровода. Шары *9* в том положении, как они показаны на фиг. 195, нагружают игольчатый клапан *2* полным своим весом вместе с пластинами *8*. Как только давление в ресивере возрастет и игольчатый клапан поднимется вверх, шары откатятся в сторону, разгружая клапан на величину своего веса и способствуя тем самым скорейшему поднятию клапана. Наоборот, при опускании игольчатого клапана вниз шары катятся к средине и снова нагружают клапан, ускоряя его закрытие.



Фиг. 195. Регулятор давления и производительности компрессора Горловского завода.

1—Соединительная трубка с ресивером
2—Распределительный игольчатый клапан
2—Трубка контрольного клапана
4—Контрольный поршневой клапан
5—Шток
6—Клапан
7—Клапанная пружина
8 Регулировочные пластины
9—Регулировочные шары
10—Выпускное отверстие
11—Удлиненный поршневой шток
12—Шплинт

Вес пластин определяет, таким образом, предельные давления сжатого воздуха. Чем больше их вес, тем выше может быть отрегулировано конечное давление. Вес шаров *9* определяет разность между давлением воздуха, при котором поршень движется вниз, и наивысшим давлением, при котором он опускается вниз, т. е. количество шаров определяет собой разность между низшим и высшим давлением или, иными словами, разность между нормальной и холостой работой. Следовательно, меняя вес пластин, путем уменьшения их числа или высот, можно отрегулировать желаемое конечное давление, а меняя число шаров, можно установить определенную разность в давлениях между нормальной и холостой работой компрессора. При этом изменение конечного давления путем изменения веса пластин не влечет за собой изменения установленной разности между давлением нормальной и холостой работы компрессора. Кроме того, компрессор можно в любой момент перевести на холостой ход путем поднятия выходящего наружу из колпака удлиненного поршневого штока *11* и, в случае надобности, закрепить его в этом положении при помощи шплинта *12*, прикрепленного к тому же колпаку. Включение на холостой ход обычно делается при пуске компрессора с той целью чтобы он первое время работал в-холостую, а не против полного давления воздуха, остающегося в ресивере.

Установка регулятора для обслуживания двухступенчатого ротационного компрессора изображена на фиг. 196. Регулятор включен во всасывающую линию перед цилиндром низкого сжатия и соединен трубкой *в* с ресивером и трубкой *а* с напорным отростком у компрессора у места сжатия 2-й ступени. С целью избежания засорения регулятора, трубка *в* проведена с уклоном в сторону ресивера и присоединена к последнему в том месте, куда не может попасть грязь и конденсат.

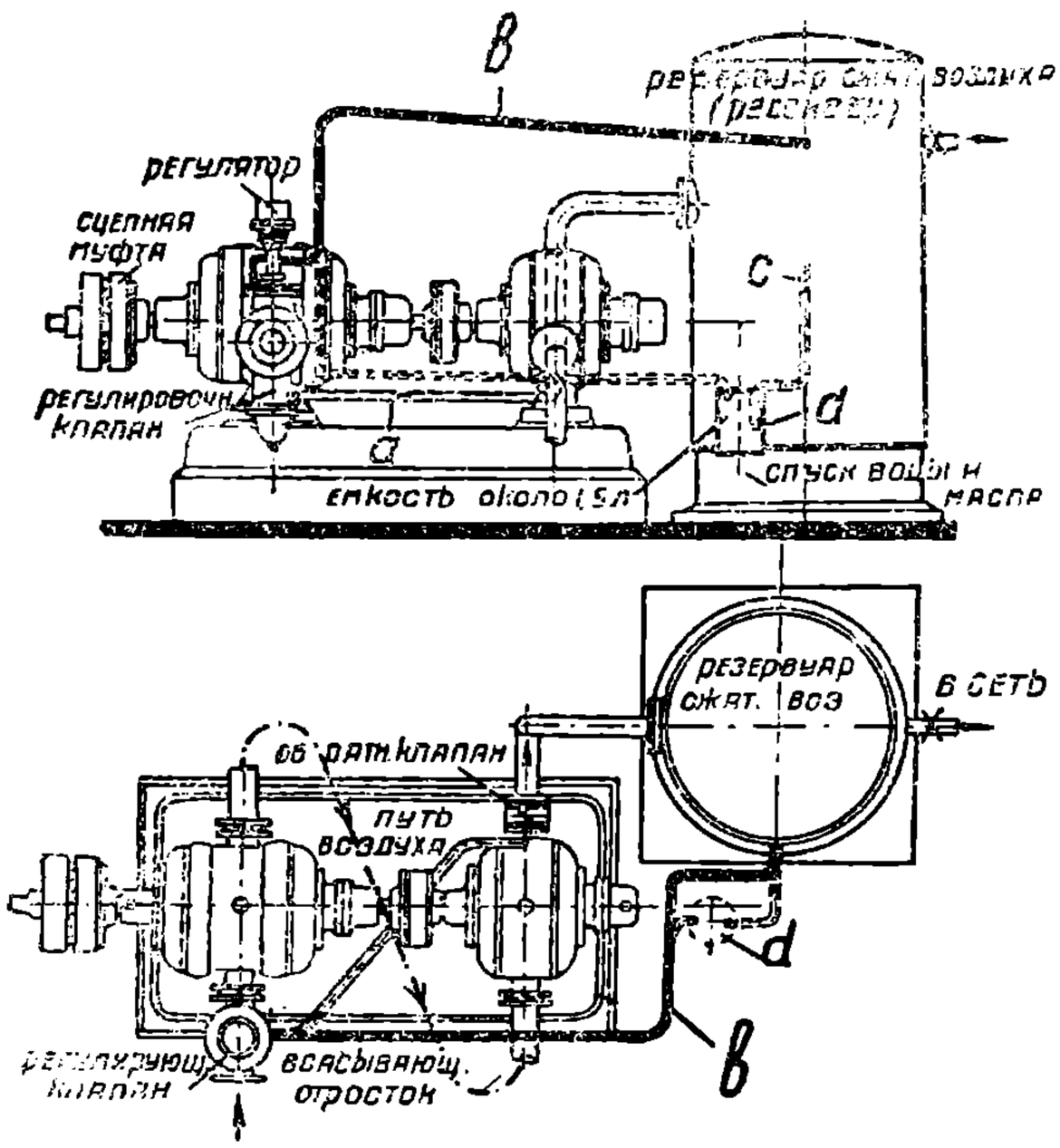
Для спуска конденсата и отработанного масла в горшок *α* проведены трубки *с* и *е*. Направление движения воздуха, начиная с поступления его в компрессор и кончая выходом из ресивера, изображено на чертеже стрелками. Промежуточный холодильник между цилиндрами низкого и высокого сжатия на фиг. 196 не показан для большей ясности чертежа. На напорном воздухопроводе между ресивером и компрессором поставлен обратный клапан.

Расход воды, идущей на охлаждение компрессора с начальной температурой 10 — 15° Ц и конечной — 50 — 60°, колеблется от 25 до 50 *л* в час на

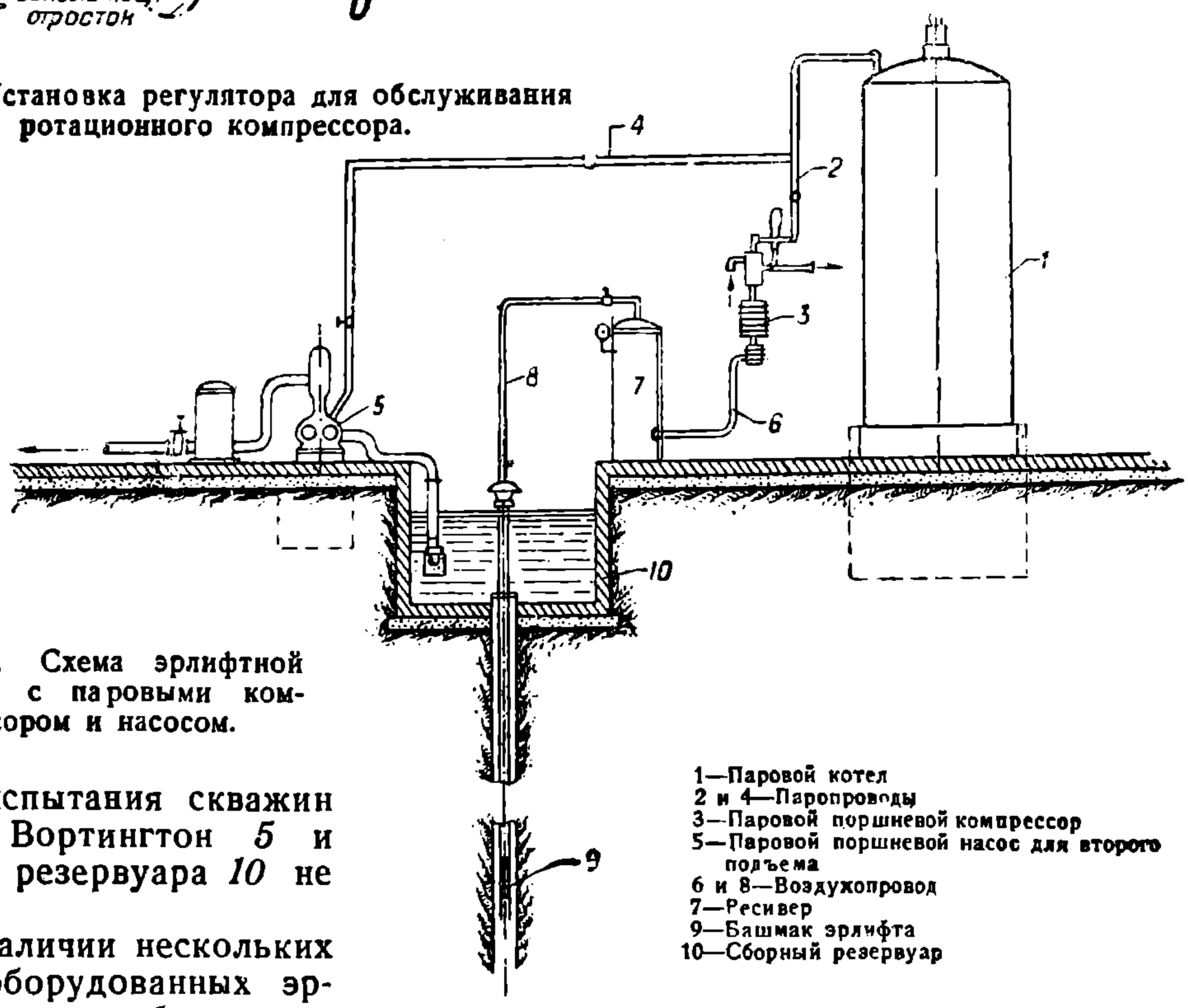
НВ УДУНТ (ДИТ)

l л. с., в зависимости от конструкции компрессора, величины и характера сжатия.

На фиг. 197 дана схема паровой насосно-компрессорной установки. Пар из парового котла *1* подается по паропроводу *2* к компрессору *3* и по паропроводу *4* к насосу *5*. Из парового прямодействующего компрессора тандем, снятого с тормоза Вестингауза, сжатый воздух поступает по трубке *6* в ресивер *7*, откуда по воздушной трубке *8* направляется в эрлифт *9*. Вода, поднятая эрлифтом из скважины, собирается в резервуар *10*, откуда паровым поршневым насосом системы Вортингтон *5* перемещается в водонапорную башню. При достаточных размерах парового котла компрессор и насос Вортингтон могут работать одновременно; в противном же случае их пускают в действие попеременно.



Фиг. 196. Установка регулятора для обслуживания ротационного компрессора.



Фиг. 197. Схема эрлифтной установки с паровыми компрессором и насосом.

1—Паровой котел
2 и 4—Паропроводы
3—Паровой поршневой компрессор
5—Паровой поршневой насос для второго подъема
6 и 8—Воздухопровод
7—Ресивер
9—Башмак эрлифта
10—Сборный резервуар

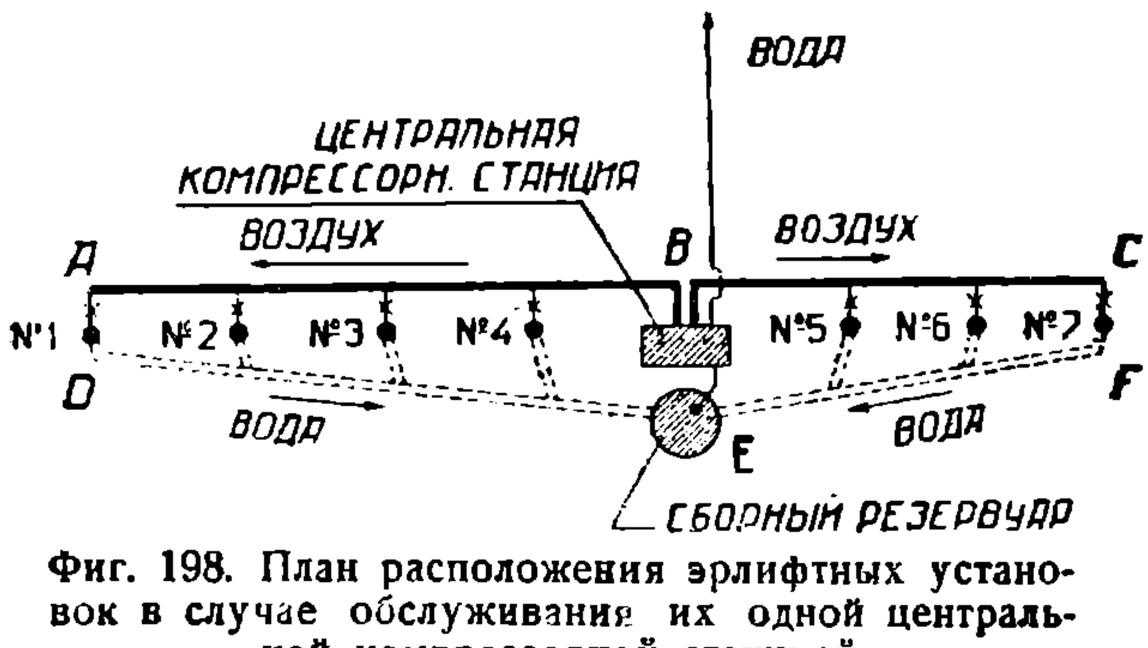
Для испытания скважин установка Вортингтон *5* и устройство резервуара *10* не требуются.

При наличии нескольких скважин, оборудованных эрлифтами, строится общая центральная компрессорная станция (фиг. 198), подающая сжатый воздух по магистралям *AB* и *BC* и ответвлениям от них к каждой скважине 1,2,3. . . .8 и т. д.

Поднятая эрлифтами на поверхность земли подземная вода стекает по сливным трубам и коллекторам *ДЕ* и *EF* в сборный резервуар, откуда насосами второго подъема перекачивается к месту потребления.

НВ УДУНТ (ДИТ)

Как уже отмечалось ранее (в § 27), для возможности пуска нескольких скважин и получения наивыгоднейшего общего коэффициента полезного действия эрлифтной установки, необходимо так подобрать рабочую глубину погружения башмака H в каждой скважине, чтобы сумма давления в башмаке эрлифта с потерями давления в воздухопроводе была величиной постоянной для всей группы скважин, имеющих общую воздушную магистраль. [1] В том случае, если по характеру залегания подземных вод, различному стоянию рабочих уровней и расположению скважин от компрессорной станции такое выравнивание давления для всех скважин будет не рационально, прибегают к группировке колодцев, с обслуживанием каждой группы отдельным компрессором и воздухопроводом.



Фиг. 198. План расположения эрлифтных установок в случае обслуживания их одной центральной компрессорной станцией.

§ 44. Расчет воздухопроводной сети.

Диаметр всасывающих и напорных воздушных трубопроводов берется таких размеров, чтобы скорость движения воздуха в них не превосходила примерно 15 *м* в сек. Отсюда видно, что количество сжатого воздуха, могущего быть пропущенным по данной трубе, колеблется в весьма больших пределах.

Для определения потерь давления в напорном воздухопроводе в настоящее время имеется целый ряд теоретических и эмпирических формул и таблиц (Ритчеля, Веймута и др.).

Пользующаяся распространением формула Веймута (Beyomouth'a), обработанная А. Степановым для определения потери давления в воздухопроводе, имеет вид (для общего случая) [2]

$$W_e = 20{,}209\, d^{\frac{8}{3}} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{\gamma T l}} \qquad (92)$$

Здесь:

W_e — часовой расход воздуха в *куб. м*, приведенного к t = 15° Ц и атмосферному давлению = 1,033 *кг/см*²;
d — внутренний диаметр воздухопровода в *см*;
p_1 — абсолютное давление в начале воздухопровода в *кг/см*²;
p_2 — „ „ „ конце „ „ „
γ — удельный вес газа относительно воздуха; для воздуха $\gamma = 1$;
l — длина воздухопровода в *км*;
T — абсолютная температура перекачки.

Так как формула (92) не дает возможности непосредственно найти из нее потерю давления $p_1 - p_2$, то поступают следующим образом: сначала по выбранному d и заданному T находят величину

$$a = \frac{20{,}209\, d^{\frac{8}{3}}}{\sqrt{\gamma T}}$$

Имея в виду, что $\gamma = 1$, формула (92) может быть представлена

$$W_e = a \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{l}}$$

откуда:

Начальное давление

$$p_1 = \sqrt{l\left(\frac{We}{a}\right)^2 + p_2^2}$$

[1] См. § 44, формулу (94).
[2] А. Степанов. — „О формулах для расчета газопроводов". „Нефт. хоз.", т. XI, № 9—1926 г.

НБ УДУНТ (ДГТ)

конечное давление

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - l\left(\frac{We}{a}\right)^2}$$

и величина

$$a = W_e \sqrt{\frac{l}{p^2 - p^2_2}}$$

Зная p_1 и p_2, находят искомую разность $p_1 - p_2$.

С целью облегчения пользования на практике формулой (92), ниже приведены значения коэффициента a для наиболее ходовых диаметров воздухопровода и температур перекачек.

Значение коэффициента $a = \frac{20{,}209\, a^{\frac{8}{3}}}{\sqrt{T}}$ **к формуле (92)**

Диаметр воздухопровода d		Значения коэффициента a при температуре перекачки $t°$ Ц			
В *мм*	В *дм*	15°	20°	25°	30°
25	1	13,75	13,63	13,52	13,41
32	1¼	26,58	26,35	26,13	25,91
38	1½	42,07	41,71	41,36	41,02
51	2	92,30	91,51	90,74	90,00
63	2,5	162,20	160,8	159,4	158,10
76	3	267,70	265,4	263,2	261,00

Наиболее подходящие диаметры воздухопровода, в зависимости от расхода воздуха и величины давления от 3 до 8 атм., имеют в среднем следующие значения [1] (см. табл. 59):

ТАБЛИЦА 59

Количество всасываемого воздуха в *куб. м* в час	Диаметр напорного трубопровода в *мм*	Количество всасываемого воздуха в *куб. м* в час	Диаметр напорного трубопровода в *мм*	Количество всасываемого воздуха в *куб. м* в час	Диаметр напорного трубопровода в *мм*
10— 30	15—20	201— 400	38—51	1 601—2 300	89—102
34— 59	20 25	401— 700	51—63	2 301—3 000	102—114
60—100	25—32	701—1 000	63—76	3 001—4 500	114—127
101—200	32—38	1 001—1 600	76—89		

При этом, чем выше давление, тем меньше может быть взят диаметр воздухопровода.

Для определения потерь давления в воздухопроводе небольшой длины, помимо указанной формулы Веймута, можно пользоваться приведенной ниже таблицей 60, дающей потери на 100 пог. *м* для давления от 4 до 8,14 абс. атмосфер.

Местные сопротивления от арматуры и фасонных частей на практике учитываются или путем увеличения на 5—15% общих потерь на прямых участках воздухопровода или путем соответствующего увеличения длины прямых участков труб на длину, эквивалентную по своей сопротивляемости данной арматурной части. В последнем случае можно пользоваться следующей таблицей. [1]

№№ по порядку	Наименование арматуры и фасонных частей воздухопровода	При внутреннем диаметре в *мм*					
		25	50	80	100	125	150
		Эквивалентная длина в *м*					
1	Пролетный запорный вентиль .	6	15	25	35	50	60
2	Угловой запорный вентиль . .	3	7	11	15	20	25
3	Задвижка . . .	0,3	0,7	1	1,5	2	2,5
4	Нормальное колено	0,2	0,4	0,7	1,0	1,4	1,7
5	Тройник .	2	4	7	10	14.	17
6	Переход .	0,5	1	2	2,5	3,5	4

[1] „Пневматические установки. Выбор машин и их эксплоатация". Перев. с немецкого НТУ ВСНХ СССР, изд. 1930 г.

НБ УДУНТ (ДШТ)

ТАБЛИЦА 60

Потери давления в атмосферах на сопротивления при движении сжатого воздуха в прямых трубопроводах на длине 100 *м* при начальном давлении от 4,06 до 8,14 абс. атмосфер [1]

Диаметр воздухопровода		Потери давления в атмосферах на 100 метров						
		0,045	0,09	0,135	0,224	0,313	0,403	0,537
В дюймах	В *мм*	Количество всасываемого свободного воздуха в *куб. м* в час						
Начальное давление в воздухопроводе $p_1 = 4{,}06$ абс. атм.								
1,0	25	23,8	34,0	40,8	51,0	57,8	62,9	68,0
1,25	32	44,2	61,2	74,8	91,8	105,4	115,6	125,8
1,5	38	73,1	102,0	122,4	153,0	173,0	190,4	205,7
2	51	161,5	224,4	270,3	336,6	384,2	419,9	455,6
2,5	63	292,4	406,3	487,9	608,6	695,3	758,2	822,8
3	76	477,7	663,0	799,0	994,5	1 133,9	1 237,6	1 344,7
3,5	89	712,3	991,1	1 191,7	1 485,8	1 694,9	1 836,0	2 006,0
4	102	1 011,5	1 405,9	1 691,5	2 108,0	2 397,0	2 618,0	2 839,0
4,5	114	1 370,2	1 904,0	2 278,0	2 856,0	3 247,0	3 553,0	3 859,0
5	127	1 785,0	2 499,0	3 009,0	3 740,0	4 267,0	4 658,0	5 066,0
Начальное давление в воздухопроводе $p_1 = 5{,}1$ абс. атм.								
1,0	25	27,2	37,4	45,9	57,8	66,3	93,1	81,6
1,25	32	49,3	69,7	183,3	105,4	122,4	134,3	147,9
1,5	38	81,6	114	138	173	199	219,3	243
2	51	182	254	306	384	440	486	536
2,5	63	328	457	553	694	797	877	968
3	76	536	748	904	1 134	1 302	1 435	1 581
3,5	89	801	117	1 350	1 693	1 938	2 142	2 346
4	102	1 136	1 584	1 904	2 397	2 754	3 026	3 349
4,5	114	1 539	2 142	2 584	3 247	3 723	4 114	4 522
5	127	2 006	2 805	3 400	4 267	4 896	5 389	5 950
Начальное давление в воздухопроводе $p_1 = 6{,}1$ абс. атм.								
1,0	25	30,6	42,5	51,0	64,6	74,8	81,5	92
1,25	32	53	76,5	93,4	117	136	151	167
1,5	38	90	126	153	192	223	247	274
2,0	51	199	279	338	427	491	544	605
2,5	63	360	503	610	770	888	984	1 092
3	76	588	820	998	1 260	1 450	1 610	1 785
3,5	89	879	1 230	1 490	1 870	2 160	2 400	2 655
4	102	1 247	1 730	2 110	2 658	3 080	3 400	3 780
4,5	114	1 690	2 342	2 783	3 600	4 170	4 600	5 120
5	127	2 208	3 080	3 780	4 720	5 460	6 050	6 720

[1] „Пневматические инструменты". Изд. журнала „Технический Вестник" 1914 г., стр. 162—163.

НТБ УГЛУНТ (ДИТ)

Диаметр воздухопровода		Потери давления в атмосферах на 100 метров						
		0,045	0,09	0,135	0,224	0,313	0,403	0,537
В дюймах	В *мм*	Количество всасываемого свободного воздуха *куб. м* в час						
Начальное давление в воздухопроводе $p_1 = 7{,}1$ абс. атм.								
1	25	32,2	45,8	56,0	69,6	81,5	90	102
1,25	32	59,5	83,2	100,2	128,0	148	165	185
1,5	38	97	136,0	165	208	243	270	320
2	51	216	302	365	463	536	597	670
2,5	63	348	545	662	835	972	1 071	1 210
3	76	638	892	1 082	1 370	1 588	1 750	1 970
3,5	89	950	1 330	1 615	2 040	2 360	2 640	2 940
4	102	1 350	1 890	2 280	2 890	3 360	3 718	4 180
4,5	114	1 820	2 540	3 090	3 930	4 550	5 100	5 650
5	127	2 395	3 340	4 060	5 150	5 960	6 620	7 420
Начальное давление в воздухопроводе $p_1 = 8{,}14$ абс. атм.								
1	25	34,0	49,2	62,9	74,8	88,2	98,5	111,2
1,25	32	62,8	88,4	115,5	138,0	159,2	178,5	202,0
1,5	38	104,0	146	189	226	254	192	330
2,0	51	219	324	416	500	580	646	725
2,5	63	416	585	752	905	1 050	1 168	1 312
3	76	680	952	1 230	1 472	1 700	1 905	2 140
3,5	89	1 016	1 425	1 835	2 196	2 550	2 840	3 200
4,0	102	1 442	2 200	2 600	3 105	3 610	4 030	4 520
4,5	114	1 965	2 740	3 510	4 210	4 910	5 470	6 140
5	127	2 563	3 590	4 628	5 549	6 450	7 160	8 080

Пример 33.

Определить потери давления в воздухопроводе, диаметром 51 *мм*, длиною в 90 и 400 *м*, при подаче компрессором 500 *куб. м* в час воздуха, отнесенного к атмосферному давлению и температуре 15° Ц. Начальное давление $p_1 = 7$ абс. атм. и температура перекачки 20° Ц.

Решение.

Для решения задачи воспользуемся формулой Веймута, обработанной А. Степановым (92).

Значение коэффициента a равно

$$a = \frac{20{,}209\, d^{\frac{8}{3}}}{\sqrt{\gamma T}} = \frac{20{,}209 \cdot 5{,}1^{2{,}67}}{\sqrt{1.293}} = 91{,}51$$

где $T = 273 + t = 273 + 20 = 293^0$ Ц; для воздуха $\gamma = 1$.

Значение коэффициента $a = 91{,}51$ можно было бы найти, не производя приведенных выше вычислений, а взять из приведенной ранее таблицы для $d = 51$ *мм* и $t = 20°$ Ц.

Конечное давление p_2 и искомое падение давления h_A определяются:

1) При $l = 90$ *м* $= 0{,}09$ *км*.

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - l\left(\frac{Q}{a}\right)^2} = \sqrt{7^2 - 0{,}09\left(\frac{500}{91{,}51}\right)^2} = 6{,}8 \text{ атм.}$$

Откуда

$$h_A = p_2 - p_1 = 7 - 6{,}8 = 0{,}2 \text{ атм.},$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

2) при $l = 400$ *м* $= 0{,}4$ *км*.

$$p_2 = \sqrt{7^2 - 0{,}4\left(\frac{500}{91{,}51}\right)^2} = 6{,}1 \text{ атм.}; \; h_A = 7 - 6{,}1 = 0{,}9 \text{ атм.}$$

Если для решения той же задачи воспользоваться таблицей 60, то получим следующие результаты: для $p_1 = 7$ атм.; $d = 51$ *мм*; $W_e = 500$ *м*³/час и $l = 100$ *м* находим из таблицы путем интерполяции значение $h_A = 0{,}27$ атм.

Откуда: для $l = 90$ *м* — соответствующее $h_A = 0{,}27 \cdot 0{,}9 = 0{,}24$ атм.

$l = 400$ *м* $h_A = 0{,}27 \cdot 4{,}0 = 1{,}08$ атм.

Величина давления в воздухопроводе возле компрессора равна:
а) в момент пуска эрлифта

$$p_1 = \frac{H + \delta}{10} + \Sigma h_{\text{возд}} + \Sigma h_{\text{эрл}} \qquad (93)$$

и б) при установившейся работе эрлифта

$$p_1{}^1 = \frac{H}{10} + \Sigma h_{\text{возд}} + \Sigma h_{\text{эрл}} \qquad (93^1)$$

Здесь:

H и δ имеют те же значения, что и на фиг. 131 (§ 25); $\Sigma h_{\text{возд}}$ — потери давления в воздухопроводе на всем протяжении его от компрессора до башмака эрлифта, включая и все местные потери.

$\Sigma h_{\text{эрл}}$ — сумма потерь давления в воздушной трубке эрлифта и башмаке. Потери в воздушной трубке определяются по тем же формулам и таблицам, что и для обычного воздухопровода, а потери давления в башмаке эрлифта принимаются равными 0,2 — 0,5 атм.

При наличии нескольких скважин, обслуживаемых общим компрессором, величина $p_1{}^1 = \text{const}$ для всех скважин, поэтому

$$\frac{H}{10} + \Sigma h'_{\text{возд}} = \Sigma h'_{\text{эрл}} = \frac{H''}{10} + \Sigma h''_{\text{возд}} = \Sigma h''_{\text{эрл}}$$

Так как величина $\Sigma h_{\text{эрл}}$ меняется весьма незначительно, то можно принять, что

$$H + 10\,\Sigma h_{\text{возд}} = H'' + 10\,\Sigma h''_{\text{возд}}$$

Откуда, задавшись глубиной погружения башмака в одной скважине H', глубину погружения башмака для других скважин можно найти по формуле

$$H'' = H' + 10\ (\Sigma h'_{\text{возд}} - \Sigma h''_{\text{возд}}) \qquad (94)$$

Среднее индикаторное давление в цилиндре компрессора (имея ввиду возможность утечки воздуха от разного рода неплотностей в воздухопроводе, потери давления в клапанах компрессора и неточность теоретических подсчетов) берется на практике обычно в среднем на 10% больше теоретически подсчитанного давления в воздухопроводе, т. е. равным в момент пуска

$$p_к = 1{,}1\ p_1 \ кг/см^2 \qquad (95)$$

и при установившейся работе эрлифта

$$p'_к = 1{,}1\ p_1' \ кг/см^2. \qquad (96)$$

Величина давления в трубопроводе в точке ответвления воздушной трубки эрлифта определится:

а) в момент пуска

$$p_{\text{эрл}} = \frac{H + \delta}{10} + \Sigma h_{\text{эрл}} = \frac{p_к}{1{,}1} - \Sigma h_{\text{возд}} \qquad (97)$$

б) и при установившейся работе

$$p_{\text{эрл}} = \frac{H}{10} + \Sigma h_{\text{эрл}} = \frac{p'_к}{1{,}1} - \Sigma h_{\text{возд}} \qquad (98)$$

НБ УДУНТ (ДШТ)

§ 45. Определение коэффициентов полезного действия эрлифта и насосно-компрессорной установки.

Сжатый воздух по выходе из компрессора будет по мере передвижения по воздухопроводу терять величину давления. В точке ответвления воздушной трубки эрлифта от главной магистрали давление уменьшится до $p_{эрл}$ на величину $p_1 - p_{эрл}$ и наконец при выходе воздуха из головки эрлифта оно упадет до давления наружной атмосферы p_0.

При уменьшении давления воздух будет расширяться, а температура его падать, в связи с чем воздух будет стремиться поглощать теплоту извне. Если в этот момент к воздуху подводить тепло в таких размерах, чтобы температура его оставалась постоянной, процесс расширения будет происходить, как уже отмечалось ранее (§ 36), по изотерме; если же подводить теплоту в недостаточном количестве, то — по политропе и наконец если ее совсем не подводить, то — по адиабате. В последнем случае расширение воздуха будет идти исключительно за счет своей внутренней энергии, чем и объясняется его сильное охлаждение. Трубки эрлифта непосредственно соприкасаются с водой, поэтому расширение воздуха в них будет происходить по изотермическому процессу.

Работа, которую произведет воздух при своем расширении с объема W_1 на W_2 и уменьшении давления с p_1 на p_2 численно равна работе сжатия того же воздуха с объема W_2 на W_1 и давления p_1 на p_2 при том условии, если процессы расширения и сжатия были одни и те же.

Благодаря этому формулы (82), (83) и (84) для определения работы сжатия могут служить и для определения работы расширения воздуха. При этом лишь надлежит всегда давать p_0 меньшее значение, а $p_к$ — большее.

Пример 33[6]. Определить, какую работу произведет сжатый воздух в эрлифте при давлении его в точке ответвления воздушной трубки от магистрали, равном $p_{эрл} = 3{,}6$ атм. по манометру и давлении наружной атмосферы $p_0 = 1$ атм.

Расход воздуха при $p_0 = 1$ атм. равен 2 *куб. м* в минуту.

Решение. $p_к = 3{,}6 + 1 = 4{,}6$ абс. атм., $p_0 = 1$ абс. атм; $\frac{p_к}{p_0} = 4{,}6$. Считая, что расширение воздуха происходит по изотерме из таблицы 53, находим соответствующее значение $P_{i_{из}} = 1{,}526$ *кг/см²*. Откуда

$$A_{из} = 10^4 \cdot 1{,}526 \cdot 2 = 30520 \text{ кг/м}$$

Для подачи воды в количестве Q_e на геометрическую высоту H_0 эрлифт должен создать внутри напорной трубки такую смесь сжатого воздуха с водой (эмульсию), которая смогла бы преодолеть не только вес столба воды высотою H_0, но и все сопротивления, вызываемые относительным движением воздуха и потерями на трение смеси. Опытом установлено, что полезная работа эрлифтов может быть принята в среднем равной $A_e = \gamma Q_e H_0$ *кг/м*, откуда полезная мощность эрлифта определится

$$N_e = \frac{A_e}{60 \cdot 75} = \frac{\gamma Q_e H_0}{60 \cdot 75} \text{ л. с.}$$

Для выполнения работы A_e по перемещению с помощью эрлифта жидкости Q_e на высоту H_0 потребуется израсходовать воздух в объеме W_e *куб. м* с давлением в точке входа в воздушную трубку эрлифта на величину $p_{i_{эрл}}$ *кг/см²*, соответствующую характеру протекания процесса расширения по изотерме, т. е. придется затратить работу в количестве

$$A_{эрл.} = 10^4 \; p_{i_e} \; W_e \text{ кгм в минуту.}$$

Отношение

$$\eta_{эрл.} = \frac{A_e}{A_э} = \frac{\gamma Q_e H_0}{10^4 \, p_{i_э} \, W_e} \tag{99}$$

является **коэффициентом полезного действия эрлифта** и отношение

$$\eta_{уст.} = \frac{N_e}{N_m} = \frac{\gamma Q_e H_0 \cdot \eta_m}{10^4 \cdot p_{i_к} \, W_e} \tag{100}$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

— **общим коэффициентом полезного действия эрлифтно-компрессорной установки** (включая компрессор, воздухопровод и эрлифт); в среднем принимают $\eta_{эрл.} = 0{,}3 — 0{,}5$; $\eta_{уст.} = 0{,}15 — 0{,}3$.

Так как трубки эрлифта непосредственно соприкасаются с водой, отчего расширение воздуха в них происходит по изотермическому процессу, то коэффициент полезного действия эрлифта может быть выражен в более простом виде, чем в формуле (99), следующим образом.

Расход воздуха для подъема воды эрлифтом в количестве Q_e *куб. м* на высоту H_0 *м* по формуле Абрамса (70) равен

$$W_e = \frac{Q_e H_0}{C \lg \frac{H+10}{10}} \text{ куб. м.}$$

Работа расширения 1 *куб. м* воздуха при изотермическом процессе согласно формуле (82)

$$A_{из} = 10^4 \cdot p_{i_э} = 2{,}303 \cdot 10^4 \cdot p_0 \lg \frac{p_к}{p_0}$$

В данном случае

$$p_0 = 1 \text{ кг/см}^2 = 10 \text{ м вод. ст.}$$

При установившейся работе скважины

$$p_к = p_{эрл.} = (H + 10 + \Sigma h_{эрл.}) \text{ м вод. ст.}$$

Если пренебречь незначительными потерями напора воздуха в эрлифте, т. е. считать $\Sigma h_{эрл.} = 0$, то получим

$$\left(p_0 \lg \frac{p_к}{p_0}\right) \text{ кг/см}^2 = \left(10 \lg \frac{H+10}{10}\right) \text{ м вод. ст.} = \left(\lg \frac{H+10}{10}\right) \text{ кг/см}^2$$

Откуда

$$10^4 p_{i_э} = 2{,}303 \cdot 10^4 \cdot \lg \frac{H+10}{10}$$

Подставляя найденные значения W_e и $10^4 p_{i_э}$ в формулу (99) и произведя преобразования, найдем

$$\eta_{эрл.} = \frac{c}{23} \qquad (99^1)$$

Так как $c = f(\beta)$, то следовательно, и $\eta_{эрл.} = f_2(\beta)$.

Ниже в таблице приведены числовые значения $\eta_{эрл.}$, соответствующие значениям c (по Абрамсу) и $\beta = 0{,}35 — 0{,}75$.

$\beta\% =$	75	70	65	60	55	50	45	40	35
$c =$	14,3	13,9	13,6	13,1	12,4	11,5	10,6	9,6	8,4
$\eta_{эрл.} =$	0,62	0,6	0,59	0,57	0,54	0,5	0,46	0,42	0,36

Из приведенной таблицы видно, что коэффициент полезного действия самого эрлифта по сравнению с другими артезианскими насосами не так уже низок. Однако, из-за больших потерь энергии, затрачиваемой на сжатие и нагнетание воздуха, и из-за появления относительного движения воздуха в эрлифте (см. § 26) — общий коэффициент полезного действия всей эрлифтно-компрессорной установки снижается на практике до $\eta_{уст.} = 0{,}1 — 0{,}25$.

Пример 34. Вновь устроенная артезианская скважина имеет глубину 108 *м* с диаметрами обсадных труб 250 и 200 *мм*. Естественный уровень воды в скважине стоит на глубине 10 *м* от поверхности земли; при откачке воды в количестве $Q_e = 40$ *куб. м* в час он понижается на $\delta = 8$ *м*. Скважину предполагается оборудовать концентрическим эрлифтом с диаметрами водяной трубки 102 *мм* и воздушной — 32 *мм*, для подачи воды на поверхность земли в сборный резервуар. Длина воздухопровода от компрессора до скважины, включая и длины прямых участков, эквивалентных по сопротивлению, арматуре и фасонным частям, равна 60 *м*, диаметр труб — 32 *мм*.

Требуется выяснить коэффициент полезного действия эрлифта и всей компрессорной установки при $\beta = 75\%$.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

Р е ш е н и е. При постоянной подаче воды $Q_e = 40$ *м*³/час рабочая высота подачи будравна:

а) при установившейся работе эрлифта $H_0 = 10 + 8 = 18$ *м*. и

b) в момент пуска $H_0 = 10$ *м*.

А) При установившейся работе эрлифта:

$$H = \frac{\beta H}{100 - \beta} = \frac{75 \cdot 18}{100 \cdot 75} = 54 \text{ м}.$$

$$W_e = \frac{Q_e H_0}{C \lg \frac{H + 10}{10}} = \frac{40 \cdot 18}{14{,}3 \lg \frac{54 + 10}{10}} = 62{,}5 \text{ куб. м в час}.$$

Длина воздушной трубки эрлифта

$$l_э = H_0 + H = 18 + 54 = 72 \text{ м}.$$

Потери давления:

1) В башмаке эрлифта принимаем равными . . . 0,4 атм.

2) В воздушной трубке эрлифта согласно таблице 60 для $d = 32$ *мм*; $p_1 = 7{,}1$ абс. атм. и $W_e = 62{,}5$ *м*³/час $h_в = 0{,}046 \cdot 0{,}72 =$. 0,03 „

Итого в эрлифте $\Sigma h_{эрл} = 0{,}43$ атм.

3) В воздухопроводе

$$h_{возд} = 0{,}046 \cdot 0{,}6 = 0{,}03 \text{ атм}.$$

Давление при впуске в эрлифт

$$p_{эрл} = \frac{H + \delta}{10} + \Sigma h_{эрл} = \frac{54}{10} + 0{,}43 = 5{,}83 \text{ атм.} = 6{,}83 \text{ абс., атм}.$$

Здесь $\delta = 0$.

Давление в цилиндре компрессора

$$p_к = 1{,}1 \ (p_{эрл} + p_{возд}) = 1{,}1 \ (6{,}83 + 0{,}03) = 7{,}55 \text{ абс. атм}.$$

Согласно таблице 53 при $\frac{p_к}{p_0} = 7{,}55$ и $m = 1{,}3$; $p_{i_к} = 2{,}57$ *кг/см*². Откуда

$$N_e = \frac{10^4 \cdot p_i \ W_e}{60 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{10^4 \cdot 2{,}57 \cdot 62{,}5}{60 \cdot 60 \cdot 75} = 5{,}95 \text{ л. с}.$$

Принимая $\eta_m = 0{,}7$

$$N_m = \frac{N_c}{\eta_m} = \frac{5{,}95}{0{,}7} = 8{,}5 \text{ л. с}.$$

Коэфф. пол. действия эрлифта

$$\eta_{эрл} = \frac{\gamma Q_e H_0}{10^4 \cdot p_{i_э} W_в} = \frac{10^3 \cdot 40 \cdot 18}{10^4 \cdot 1{,}92 \cdot 62{,}5} = 0{,}6.$$

Здесь $p_{i_э} = 1{,}92$ взято из таблицы 53 соответственно $\frac{p_к}{p_0} = 6{,}83$ при изотермическом расширении.

Общий коэффициент полезного действия эрлифтно-компрессорной установки

$$\eta_{уст} = \frac{10^3 \cdot 40 \cdot 18 \cdot 07}{10^4 \cdot 2{,}57 \cdot 62{,}5} = 0{,}31.$$

Б) В момент пуска

$$p_{эрл} = 6{,}83 + 0{,}8 = 7{,}63 \text{ абс. атм}.$$

$$p_к = 1{,}1 \ (7{,}63 + 0{,}03) = 8{,}43 \text{ абс. атм. при } \frac{p_к}{p_0} = 8{,}43 - p_{i_к} = 2{,}754 \text{ кг/см}^2.$$

Мощность на валу компрессора

$$N_m = 8{,}5 \frac{2{,}754}{2{,}57} = 9{,}1 \text{ л. с}.$$

т. е. больше, чем при установившейся работе эрлифта, на

$$\frac{(9{,}1 - 8{,}5) \ 100}{8{,}5} \cong 7\%.$$

П р и м е р 35. Из артезианской скважины, указанной в примерах 18 (§ 21) и 24 (§ 27) и на фиг. 117, предполагается подать воду в количестве 50 *куб. м* в час сначала на поверхность земли насосом системы эрлифт в сборный резервуар (расположенный над скважиной, по схеме, указанной ранее на фиг. 141), а затем из резервуара перекачать ее на станцию в бак водонапорной

НБ УДУНТ (ДГТ)

башни с помощью центробежного насоса. Поршневой компрессор и центробежный насос намечается приводить в действие от одного электродвигателя трехфазного тока с помощью ременных передач от общей трансмиссии.

Отметки поверхности земли, положения уровней воды в скважине и величина гидродинамического напора—те же, что и в примерах 18 и 24.

Отметка головки эрлифта--132 *м* и среднего рабочего уровня в сборном резервуаре — 130 *м*.

Требуется:

1) подобрать эрлифт, компрессор и центробежный насос и

2) сравнить эрлифтно-насосную установку с установкой артезианского центробежного насоса на вертикальном валу, с электромотором, принятой в примере 18 (§ 21).

Р е ш е н и е.

I. Подбор механического оборудования.

а) Н а с о с — э р л и ф т. Пользуясь решением примера 24 (§ 27), берем с концентрическим трубопроводом и размерами $d_в = 114$ *мм*; $d_в = 32$ *мм*; $l_{баш} = 508$ *мм* и $D_{зонт} = 381$ *мм*,

б) Ц е н т р о б е ж н ы й н а с о с. Принимая гидравлические потери напора во всасывающем трубопроводе равными 0,5 *м*, гидродинамическая (полная) высота подачи будет $H_г = 60 - (130 - 115) + 0{,}5 = 45{,}5$ *м* вод. ст.

Пользуясь таблицей 35 (§ 19), берем для подачи 50 *куб. м* в час или 13,9 *л/сек.* горизонтальный четырехколесный центробежный насос для ременной передачи с двумя шкивами, диаметром всасывающего и напорного отверстий — 100 *мм* и коэффициентом полезного действия $\eta_п = 0{,}6$.

в) П о р ш н е в о й к о м п р е с с о р. Если пойти на частичное переустройство скважины с той целью, чтобы иметь возможность допустить процент погружения башмака равным $\beta = 70\%$, то $H_0 = 17$ *м*, $H = 40$ *м*, $W_e = 90$ *куб. м* в час. Наконец, если скважину не переделывать, а принять $\beta = 63\%$, то согласно решению примера 24 — расход воздуха $W_e = 105$ *куб. м* в час; $H_0 = 17$ *м* и $H = 30$ *м*.

Пользуясь таблицей 56, берем горизонтальный двуступенчатый компрессор завода „Борец" с дифференциальным поршнем, размерами $375 \times 300 \times 200$ *мм*.

II. Определение мощности электродвигателя.

Принимая приведенную длину воздухопровода равной 50 *м* и диаметр $d_{воз} = 32$ *мм*, общие потери давления и мощность компрессора определятся:

а) Д л я с л у ч а я $\beta = 70\%$ (т. е. при переустройстве скважины).

Принимая потери давления в башмаке эрлифта равными 0,4 атм., общие потери давления будут равны:

$$\Sigma h_{эрл} + \Sigma h_в = 0{,}4 + 0{,}095\,(17 + 40 + 50)\,0{,}01 = 0{,}5 \text{ атм.}$$

Имея в виду, что в данном случае установка позволяет пускать в действие сначала компрессор с эрлифтом а затем (когда уровень воды в скважине упадет до рабочего и мощность, расходуемая компрессором, уменьшится) включить в работу и центробежный насос, — нет надобности мощность электродвигателя, приводящего в действие всю установку, брать из расчета одновременного пуска эрлифта и компрессора. Поэтому мощность, потребляемая компрессором, исчислена лишь для случая установившейся работы скважины, при котором давление в цилиндре компрессора

$$p_к = 1{,}1\left(\frac{40}{10} + 0{,}5\right) = 4{,}95 \text{ атм.} = 5{,}95 \text{ абс. атм.}$$

Принимая $\eta_m = 0{,}7$ и $m = 1{,}2$, мощность на валу компрессора

$$N_m = \frac{10^4 \times 2{,}08 \cdot 90}{60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0{,}70} = 9{,}9 \text{ л. с.}$$

Мощность на валу центробежного насоса

$$N'_m = \frac{\gamma\, Q_e\, H_г}{60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot \eta_m} = \frac{1000 \cdot 50 \cdot 45{,}5}{60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0{,}6} = 14 \text{ л. с.}$$

Принимая коэффициент полезного действия одной ременной передачи $\eta_р = 0{,}95$, мощность электродвигателя, приводящего в действие компрессор и центробежный насос через трансмиссию

$$N'_э = \frac{N_m + N'_m}{\eta_р \cdot \eta_р} = \frac{9{,}9 + 14}{0{,}95 \cdot 0{,}95} = 26{,}5 \text{ лош. сил.}$$

Имея ввиду случайные, не поддающиеся учету, перегрузки, мощность электродвигателя должна быть принята, примерно, на 15% больше, т. е. равной:

$$N_{эл} = 1{,}15 \cdot 26{,}5 = 30{,}5 \text{ л. с.}$$

б) Д л я с л у ч а я $\beta = 63\%$ (при котором переустройство пробной скважины отпадает)

$W_e = 105$ *куб. м* в час, $H_0 = 17$ *м* $H = 30$ *м*.

Общие потери давления:

$$\Sigma h_{эрл} + \Sigma h_в = 0{,}45 + 0{,}313\,(17 + 30 + 50) \cdot 0{,}01 = 0{,}8 \text{ атм.}$$

$$p_к = 1{,}1\left(\frac{30}{10} + 0{,}8\right) = 4{,}18 \text{ атм.} = 5{,}18 \text{ абс. атм.}$$

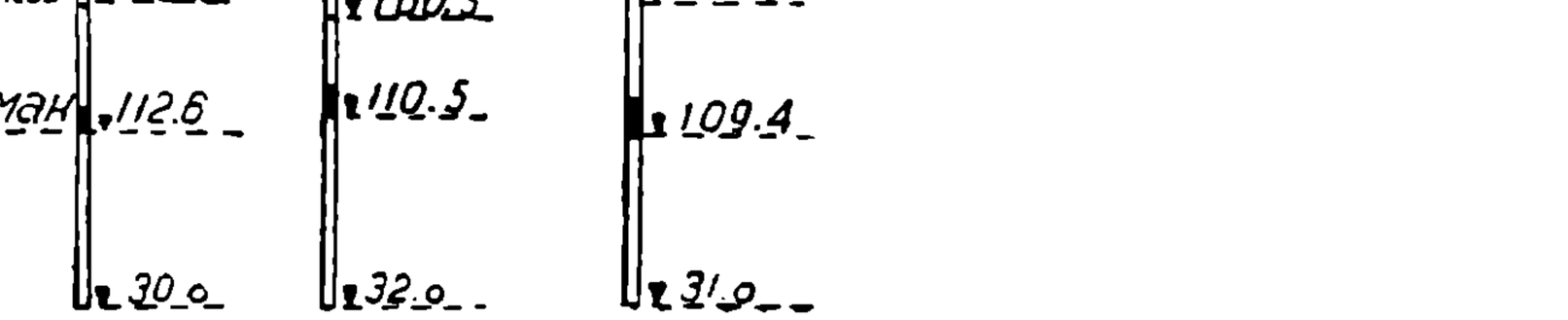
НБ УДУНТ (ДГТ)

$$N_m = \frac{10^4 \cdot 1{,}9 \cdot 105}{60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0{,}7} = 10{,}6 \text{ л. с.}$$

$$N_{эл} = 1{,}15 \frac{10{,}6 + 14}{0{,}95 \cdot 0{,}95} = 31{,}4 \text{ л. с.}$$

Сравнивая полученные результаты с установкой артезианского центробежного насоса, указанной в примере 16, где мощность на валу электродвигателя получилась равной $N_{эл} = 24{,}4$ л. с., видим, что в данном случае установка эрлифта уступает установке артезианского центробежного насоса в отношении потребляемой мощности при $\beta = 70\%$ — на 25% и при $\beta = 63\%$ — на 28,8%.

Пример 36. Пробной откачкой установлено, что каждая из 3 скважин, с диаметром обсадных труб 200—250 *мм*, глубиною около 150 *м*, может дать по 50 *куб. м* воды в час. Скважины предполагается оборудовать эрлифтами с подачей сжатого воздуха из общей компрессорной станции со сбором воды в подземный резервуар и вторичной перекачкой ее с помощью центробежного насоса в бак водонапорной башни. Схематический план и профиль водопроводных



Фиг. 199-а.

Фиг. 199-б.

сооружений с показанием длин воздухопроводов (приведенных) и водопроводов, отметок уровней воды и головок эрлифта изображены на фиг. 199-а, б.

Требуется:

1. Подобрать эрлифты, компрессор и центробежный насос и указать отметки расположения башмаков эрлифтов.

2. Сравнить выгодность эрлифтно-насосной установки с установкой артезианских центробежных насосов с вертикальной осью и электродвигателями, в отношении количества энергии, потребляемой ими.

Решение.

1) Для правильной работы всей эрлифтной системы необходимо выполнение для каждой установки правила равенства суммы давления в башмаке эрлифтов с потерями давлений в воздухопроводе. За ведущую установку берем эрлифт в скважине 2, у которого

$$H_0 = 181{,}5 - 160{,}5 = 21 \text{ м и при } \beta = 70\%.$$

$$H = \frac{70 \cdot 21}{100 \cdot 70} = 49 \text{ м}; \; W_e = \frac{50 \cdot 21}{13{,}9 \lg \frac{49 + 10}{10}} = 97 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Останавливаемся на эрлифте с концентрическим трубопроводом $d_в = 114$ *мм*, $d_а = 32$ *мм*.

Отметка башмака

$$160{,}5 - 49 = 110{,}5 \text{ м}.$$

Принимая потери давления в башмаке эрлифта равными 0,4 *м*, потери давления в воздушной трубке эрлифта определятся

$$\Sigma h_{эрл} = 0{,}4 + 0{,}151 \, (21 + 49) \cdot 0{,}01 \cong 0{,}5 \text{ атм}.$$

Откуда давление сжатого воздуха у места впуска в скважину 2 при установившейся работе будет равно

$$p_{эрл} = \frac{49}{10} + 0{,}5 = 5{,}4 \text{ атм.} = 6{,}4 \text{ абс. атм.}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Скважина 3. Согласно формуле (94), рабочая глубина погружения башмака эрлифта определится

$$H_э = H + 10\,(\Sigma h'_в - \Sigma h''_{воз}) = 49 - 10 \cdot 0{,}16 = 47{,}4 \text{ м}$$

где 0,16 атм. — потеря давления в воздухопроводе на участке длиною 150 *м* $d = 32$ *мм* между скважинами 2 и 3 при подаче $W_e = 106$ *куб. м.* [1]

Отметка башмака $160 - 47{,}4 = 112{,}6$ *м*

$$H_1 = 182 - 160 = 22 \text{ м}.$$

Откуда $\beta = \dfrac{100 \cdot 47{,}4}{47{,}4 + 22} = 68{,}5\%$ и соответствующее $C = 13{,}7$

$$W_e = \frac{50 \cdot 22}{13{,}7 \lg \dfrac{47{,}4 + 10}{10}} = 106 \text{ куб. м/час.}$$

Скважина 1

$$H_1 = 49 + 10 \cdot 0{,}36 = 52{,}6 \text{ м}$$

$$H_o = 181 - 162 = 19 \text{ м};$$

$$\beta = \frac{100 \cdot 52{,}6}{52{,}6 + 19} = 73{,}5\%$$

$$C = 14{,}2; \quad W_e = \frac{50 \cdot 19}{14{,}2 \lg \dfrac{52{,}6 + 10}{10}} = 85 \text{ куб. м/час.}$$

Отметка башмака

$$162 - 52{,}6 = 109{,}4 \text{ м}.$$

Найденные диаметры и потери давления в воздухопроводе указаны в следующей таблице [2]

Участок	Приведенная длина воздухопровода в *м*	Расход атмосферного воздуха *куб. м* в час	Величина сжатия в абс. атм.	Диаметр воздухопров. в *мм*	Потеря давления на всем участке в атм.
Скважина № 3—№ 2 . .	120	106	6,24—6,40	32	0,16
№ 2—№ 1 .	160	203	6,40—6,76	38	0,36
№ 1—компр.	190	288	6,76—6,91	51	0,15
					$\Sigma h_в = 0{,}67$ атм.

Величина давления в воздухопроводе возле компрессора:

Скважина № 2 — компрессор: $6{,}4 + 0{,}36 + 0{,}15 = 6{,}91$ абс. атм.
. № 3 — . $47\,4 + 0{,}5 + 0{,}67 + 1 = 6{,}91$ абс. атм.
. № 1 — . $5{,}26 + 0{,}5 + 0{,}15 + 1 = 6{,}91$ . .

Давление в цилиндре компрессора

$$p_к = 1{,}1 \cdot 6{,}91 = 7{,}65 \text{ абс. атм.}$$

$$\Sigma W_e = 88 + 97 + 103 = 288 \text{ куб. м в час.}$$

Берем приводной горизонтальный двуступенчатый компрессор, изготовляемый на заводе „Борец" (фиг. 179, табл. 56), размерами $450 \times 360 \times 300$ *мм*.

Мощность на валу компрессора, принимая $m = 1{,}3$ и $\eta_m = 0{,}7$

$$N_m = \frac{10^4 \cdot 2{,}6 \cdot 288}{60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0{,}7} = 39{,}6 \text{ л. с.}$$

Общая производительность трех эрлифтов равна $50.3 = 150$ *куб. м* в час или 41,6 *л*/сек.

Гидродинамический напор для насоса второго подъема при длине напорной линии в 1 500 *м* и диаметре 250 *мм*

$$H_г = 230 - 178 + 0{,}7 + 1{,}05 \cdot 0{,}0046 \cdot 1\,500 = 59{,}9 \cong 60 \text{ м}.$$

Насосно-компрессорная установка может быть в данном случае осуществлена по одному из 2 вариантов:

Вариант 1. Компрессор и центробежный насос приводятся от одного электродвигателя через трансмиссию.

---

[1] Величиной потери давления в воздухопроводе сначала приходится задаваться произвольно. После того как будут найдены H, β и, наконец, W_e, величину потерь давления определяют снова, повторяя таким образом расчет до тех пор, пока потери давления будут точно соответствовать расходу W_e.

[2] Потери давления в воздухопроводе подсчитаны по таблице 60.

НБ УДУНТ (ДИТ)

В качестве центробежного насоса берем четырехступенчатый центробежный насос $d = 150$ *мм* для ременной передачи с двумя шкивами $\eta_п = 0{,}65$.

Мощность на валу насоса

$$N'_м = \frac{150 \cdot 60 \cdot 1\,000}{60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0{,}65} = 51{,}5 \text{ л. с.}$$

В этом случае временное увеличение мощности компрессора в момент пуска эрлифтов на увеличение мощности электродвигателя не отразится по причинам, указанным в предыдущем примере 35.

Мощность электродвигателя

$$N_м = \frac{1{,}15 \cdot (39{,}6 + 51{,}5)}{0{,}95 \cdot 0{,}95} = 116 \text{ л. с.}$$

Вариант 2. Число электродвигателей — два. Один из них приводит через ременную передачу компрессор, а другой — непосредственно соединен с центробежным насосом. В этом случае придется учитывать временное увеличение мощности компрессора в момент пуска скважин.

$$p_к = 7{,}78 + 1{,}0 = 8{,}78 \text{ атм.}$$

$$N_м = \frac{39{,}6 \cdot 2{,}81}{2{,}62} = 42{,}5 \text{ л. с.}$$

Мощность одного электродвигателя

$$N_{эл} = 1{,}15 \cdot \frac{42{,}5}{0{,}95} = 51{,}6 \text{ л. с.} \cong 52 \text{ л. с.}$$

В качестве центробежного насоса берем трехступенчатый насос $d = 150$ *мм* для непосредственного соединения с электродвигателем с числом оборотов $n = 1450$ в минуту: $\eta_п = 0{,}65$.

Мощность второго электродвигателя

$$N'_{эл} = 1{,}15 \cdot 51{,}5 = 59 \text{ л. с.}$$

Общая мощность двух электродвигателей

$$52 + 59 = 111 \text{ л. с.} < 116 \text{ л. с.}$$

Сравнивая между собой оба варианта, видим, что вариант 2 в данном случае следует признать более рациональным, тем более, что он устраняет трансмиссию, облегчает эксплоатацию и делает всю установку более компактной.

2) **При установке артезианских центробежных насосов** диаметры скважин должны быть увеличены до размеров, указанных в примере 16. Средний гидродинамический напор трех насосов в данном случае будет равен, примерно, гидродинамическому напору того насоса, который находится в средней скважине 2, т. е.

$$H_г = 230 - 160{,}5 + 0{,}4 + 1{,}05 \cdot 0{,}0046\,(1\,500 + 190) + 1{,}05 \cdot 0{,}0067 \cdot 160 \cong 79{,}2 \text{ м.}$$

Из решения примера 18 видно, что мощность электродвигателя, приводящего артезианский центробежный насос $Q_e = 50$ *м*³/час и $H_г = 60$ *м*, равна 24,4 л. с. Следовательно, в данном случае мощность 3 электродвигателей, приводящих такие же насосы $Q_e = 50$ *м*³/час., но с большим напором $H_г = 79{,}2$ *м*, будет равна

$$\Sigma N_м = \frac{3 \cdot 24{,}4 \cdot 79{,}2}{60} = 97 \text{ л. с.,}$$

т. е. меньше мощности электродвигателей эрлифтной установки на

$$\frac{(111 - 97)\,100}{111} = 12{,}6\%$$

Для более точного решения вопроса о потребных мощностях электродвигателей для того и другого варианта обоих примеров (35 и 36) надлежит сначала подобрать по существующим стандартам центробежные насосы, а затем, с помощью характеристик $Q - H_г$ и $Q - H_w$, найти действительные Q_e $H_г$ и $\eta_п$, а по ним $N_м$. По найденным таким путем мощностям подобрать по стандартам нужные электродвигатели.

§ 46. Вакуум - насосы.

В §§ 7 и 16 отмечалось, что для осуществления всасывающего процесса необходимо предварительно, перед пуском насоса в работу, удалять воздух из всасывающей линии. На практике удаление воздуха из трубопроводов осуществляется обычно 2 способами: или путем заливки трубопровода водой, вытесняющей воздух, или же путем отсасывания воздуха. При первом способе требуется установка на конце всасывающего трубопровода обратного клапана.

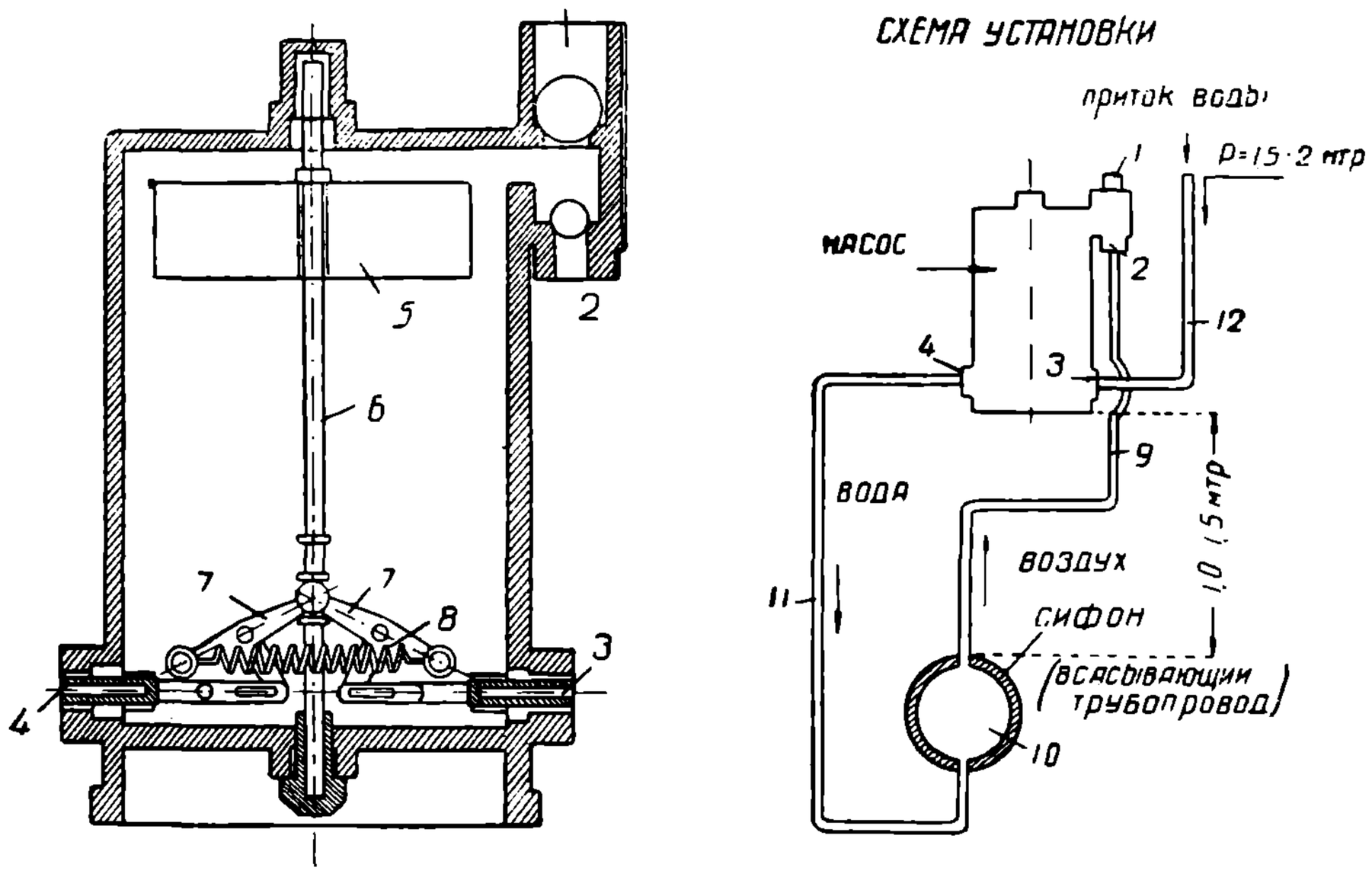
НГУ УЧЕБНЫЙ (ДЦТ)

а при втором установка специальных воздухоотсасывающих насосов, называемых вакуум-насосами. Достоинством первого способа является отсутствие вакуум-насосов с двигателями, приводящими их в действие, и недостатком — необходимость установки на конце всасывающего трубопровода (т. е. в месте, весьма неудобном для осмотра и ремонта) обратного клапана, вызывающего, помимо отмеченных неудобств эксплоатационного и технического характера — еще и излишние потери на сопротивления во всасывании. Так как упомянутые недостатки становятся особо ощутимыми при больших диаметрах всасывающих труб (примерно свыше 350 *мм*), то на практике обычно прибегают к установке обратных клапанов в том случае, когда:

а) диаметр всасывающих линий сравнительно невелик (примерно не свыше 350 *мм*);

б) имеется возможность доступа к концу всасывающей линии для осмотра и ремонта обратного клапана.

В противном же случае применяют вакуум-насосы, устанавливая при этом на конце всасывающего трубопровода лишь воронкообразный патрубок с грубой сеткой (или без сетки).



Фиг. 200. Автоматический вакуум-насос сист. инж. Е. Э. Бромлей.

Кроме всасывающих линий, удаление воздуха приходится периодически производить из сифонов, в которых воздух, выделяясь из воды, проходящей по сифону, задерживается в повышенных точках (см. § 35).

На фиг. 200 показаны разрез и схема установки вакуум-насоса системы инженера Е. Э. Бромлей. Насос отсасывает воздух автоматически, под действием давления жидкости, благодаря чему не требует установки для себя специального двигателя. Насос состоит из герметически закрытого сосуда, имеющего 4 отверстия — *1*, *2*, *3* и *4*. Внутри сосуда находится поплавок *5* со штоком *6*, соединенным с двумя рычагами *7*, концы которых стянуты пружиной *8* и вместе с тем соединены с золотниковыми клапанами, прикрывающими отверстия *3* и *4*.

Рычажная система, передающая движения от штока *6* к золотниковым клапанам *3* и *4*, устроена таким образом, что при наинизшем положении штока *6* дыры на ниппеле, вставленном в отверстие *3*, не перекрыты золотником, в то время как дыры на ниппеле, вставленном в отверстие *4*, закрыты золотником полностью. При наивысшем положении штока *6* происходит обратное явление, т. е. закрывается отверстие *3* и открывается отверстие *4*.

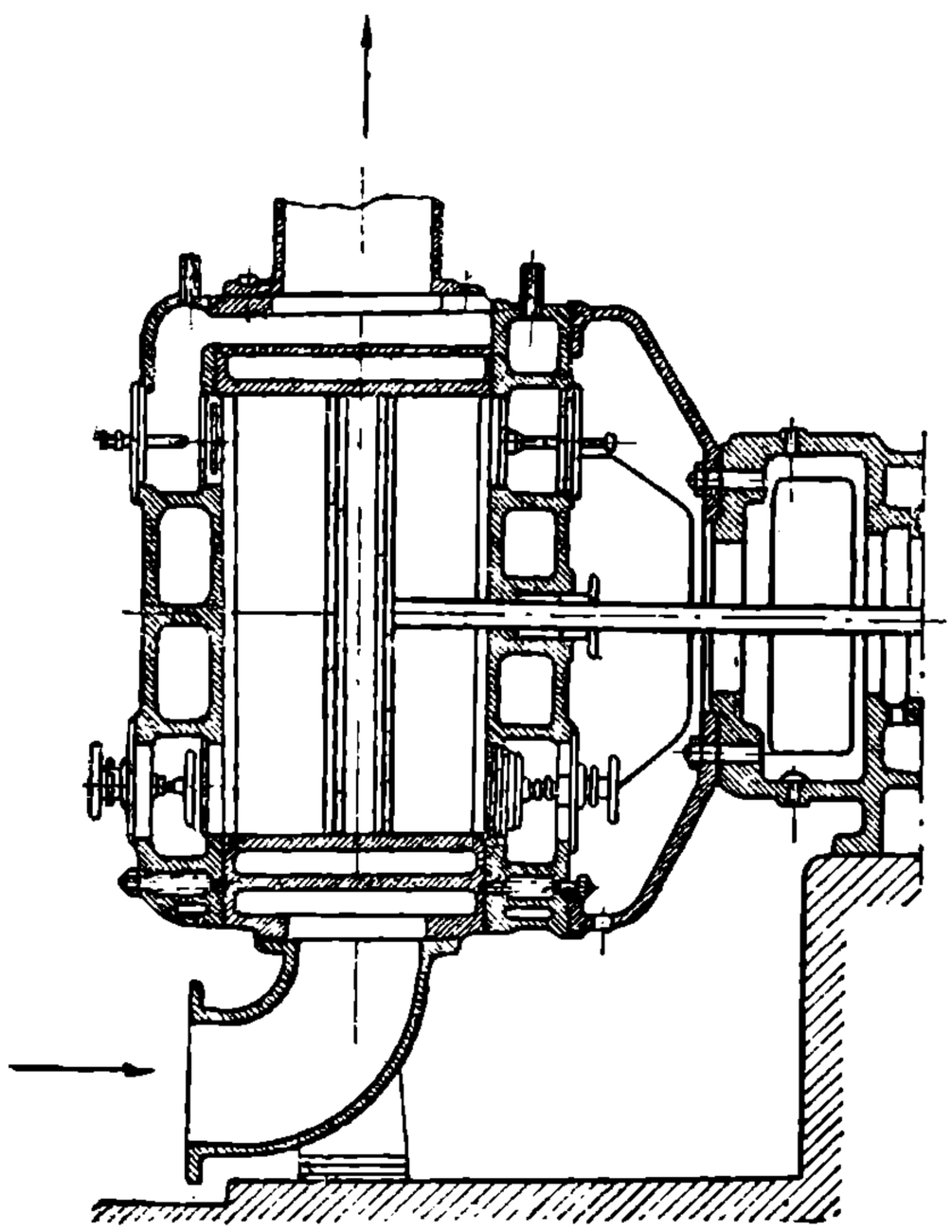
Отверстия *1* и *2* снабжены шаровыми клапанами. Насос устанавливают на 1 — 1,5 *м* выше верха той трубы *10*, из которой предполагается удалить

НВ УДУНТ (ДИТ)

воздух; отверстие *2* с помощью трубки *9* (см. схему установки) соединяют с повышенной точкой трубы *10*; отверстие *4* трубкой *11* соединяют с нижней точкой трубы *10* и, наконец, отверстие *2*, с помощью трубки *12*, соединяют с водопроводной сетью, давление в которой должно быть не менее 1,5—2,0 *м* водяного столба. [1]

При опорожнении от воды сосуда поплавок *5*, а вместе с ним шток *6* опустятся вниз, вследствие чего закроется отверстие *4* и откроется отверстие *3*. В этот момент сосуд будет соединен с водопроводной сетью и выключен со всасывающим трубопроводом (или сифоном) *10*, благодаря чему он наполнится водой, а воздух, находящийся в нем, вытеснится через клапан *1* наружу. Как только сосуд наполнится водой, поплавок *5* всплывет наверх и поднимет за собой шток *6*, следствием чего явится закрытие отверстия *3* и открытие отверстия *4*, т. е. выключение водопроводной сети и включение с трубкой *11*. Так как сосуд расположен выше трубы *10* на 1—1,5 *м*, то вода из него будет стекать по трубка *11* в трубку *10*, заполняя последнюю и вытесняя воздух по трубке *9* и по открывшемуся клапану *2* в верхнюю часть сосуда.

Опорожнение сосуда от воды будет продолжаться до тех пор, пока поплавок *5* не опустится до низшего предела, при котором закроется отверстие *4* и откроется отверстие *3*, и весь процесс работы, изложенный выше, повторится вновь. Работа вакуум-насоса будет происходить, таким образом, до тех пор, пока не будет удален весь воздух из трубки *10*.



Фиг. 201. Разрез цилиндра поршневого вакуум-насоса Сумского завода.

Имея в виду чрезвычайную простоту конструкции описанного выше вакуум-насоса, полную автоматичность его действия (самовыключение при отсутствии воздуха в сифоне и автоматическое включение при наличии воздуха), есть все основания полагать, что насос этот может получить весьма широкое применение в водопроводном деле.

В настоящее время для отсасывания воздуха из сифонов и всасывающих линий наибольшим распространением пользуются поршневые приводные вакуум-насосы. По способу действия и сущности устройства вакуум-насосы представляют собой не что иное, как воздушные компрессоры, с той лишь разницей, что они засасывают воздух с давлением меньше атмосферы и нагнетают ее обратно в атмосферу. На фиг. 201 изображен разрез рабочей камеры поршневого вакуум-насоса размерами 450×200 *мм* и производительностью 14—17 *куб. м* в минуту при числе оборотов $n = 250—300$ и степени разрежения до 0,1 атм. Насос указанного типа строится Сумским машиностроительным заводом им. Фрунзе. Цилиндр насоса имеет рубашку для циркуляции воды. Производительность поршневых вакуум-насосов определяется по той же формуле, что и производительность поршневых компрессоров

$$W_e = \eta_в kFsn \qquad (81)$$

Числовые значения волюметрического коэффициента полезного действия $\eta_в$ приведены в таблице 61.

[1] Техн. Морин. — „Прибор для удаления воздуха из сифонов и всасывающих трубопроводов". Журнал „Слесарь и водопроводчик" № 8—9 1932 г.

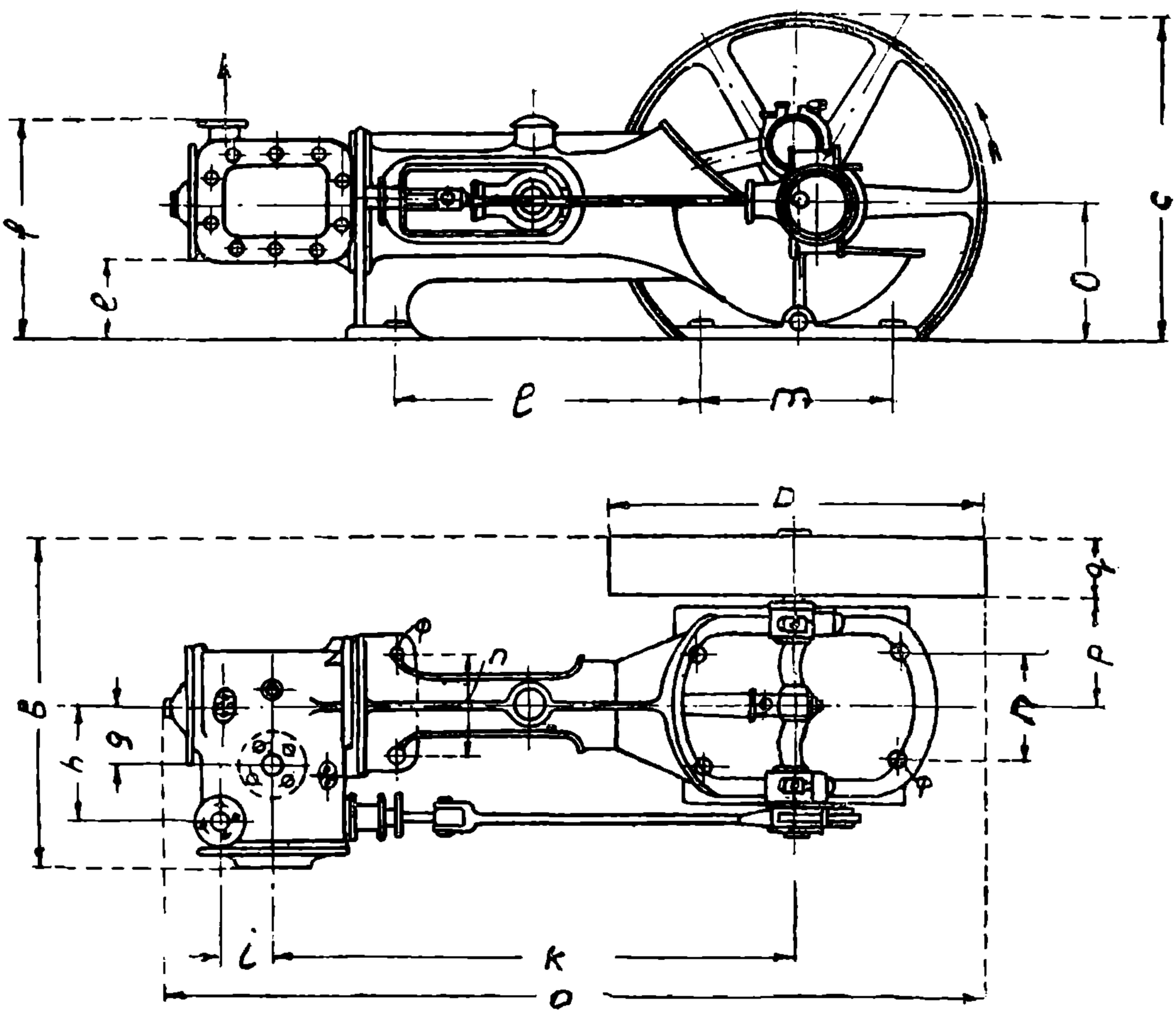
НБ УДУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА 6Г

Средние значения волюметрического коэффициента полезного действия (полного коэффициента подачи) поршневых вакуум-насосов ($\eta_в$). [1]

Вредное пространство в %	Величина разрежения воздуха в абс. атм.									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	0,9	0,95	0,97	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	1
2	0,8	0,9	0,94	0,95	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98	1
4	0,6	0,8	0,87	0,9	0,92	0,94	0,94	0,95	0,96	1
6	0,4	0,7	0,8	0,85	0,88	0,9	0,92	0,93	0,94	1
8	0,2	0,6	0,74	0,8	0,84	0,87	0,89	0,9	0,91	1
10	0	0,5	0,67	0,75	0,8	0,84	0,84	0,87	0,89	1

Из приведенной таблицы видно, что $\eta_в$, а следовательно и производительность вакуум-насоса в значительной степени убывают с увеличением степени разрежения и вредного пространства. Так, например, при разрежении



Фиг. 202. Поршневой приводной золотниковый вакуум-насос завода „Борец".

в 0,6 атм. абс. и при вредном пространстве в 2%, соответствующее значение $\eta_в = 0{,}97$; при разрежении в 0,1 атм. абс. и вредном пространстве в 8% — $\eta_в = 0{,}2$, т. е. производительность вакуум-насоса уменьшается в последнем случае почти в 5 раз.

[1] Г. Хедер (Haeder). — „Насосы и компрессоры". Ч. I. 1903 г., стр. 344.

НБ УДУНТ (ДГТ)

На фиг. 202 изображен общий вид вакуум-насоса, применяющегося весьма часто за последние годы в водопроводных насосных станциях. Насос строится на заводе „Борец“. Размеры его даны в таблице 62.

ТАБЛИЦА 62

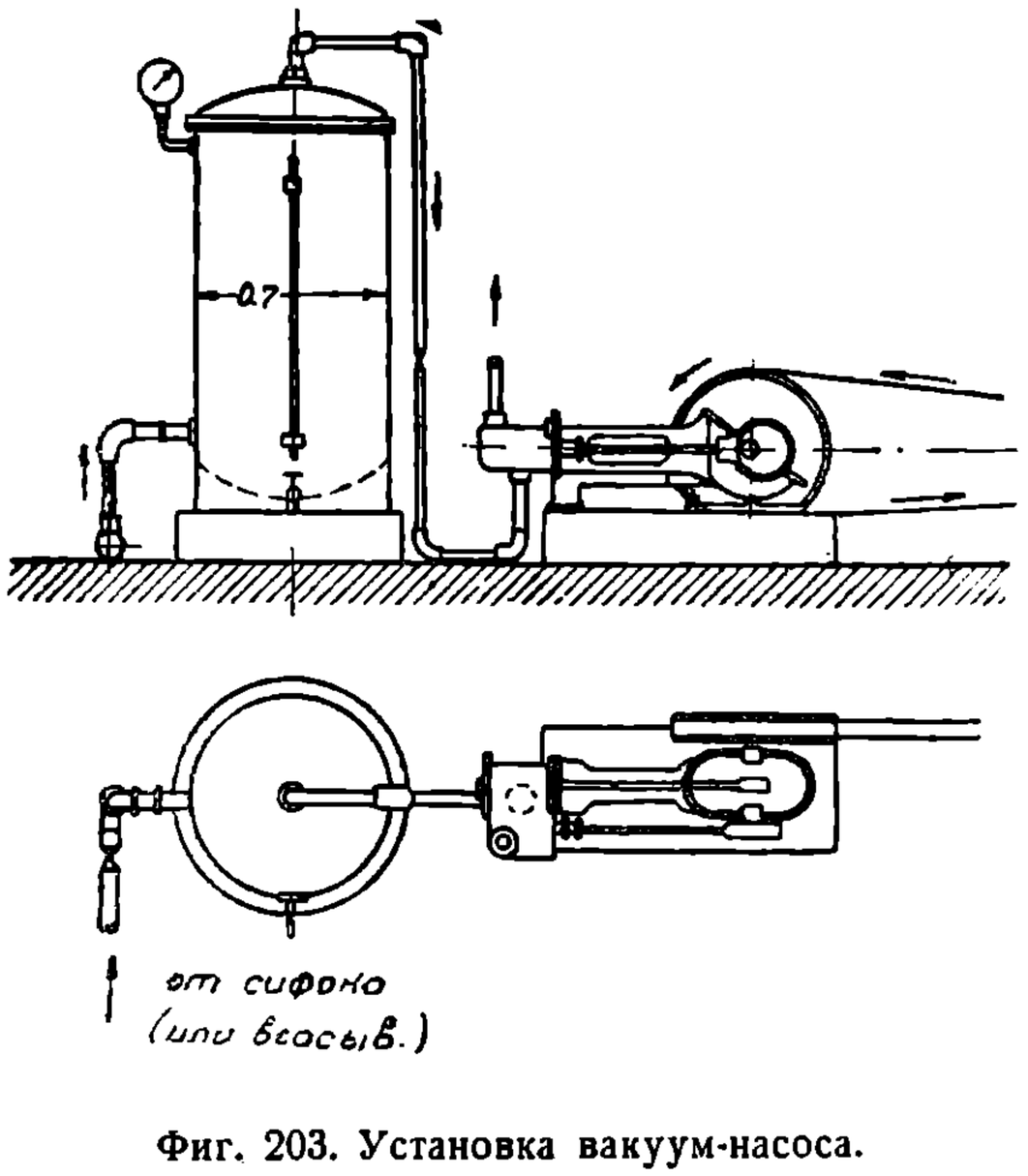
Производительность и размеры приводных золотниковых вакуум-насосов завода „Борец“. Тип *ВН*—66.

(К фиг. 202).

Размеры поршня в *мм*		Число оборотов в минуту	Производительность в *куб. м* в минуту	Степень наибольшего разрежения в атм.	Потребная мощность на валу в л. с.	Диаметр трубопроводов в *мм*			Размеры вакуум-насоса в *мм*			
Диаметр	Ход					Всасыв.	Напорн.	Для охлаждения водой				
200	200	190	2,2	0,05	3,0	60	50	20	1 700	720	680	120
250	250	180	4,0	0,05	5,5	75	60	20	2 015	830	775	115

Диаметр	Ход	Размеры вакуум-насоса в *мм*										
		f	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*D*
200	200	490	120	260	120	1 058	550	430	250	280	233	800
250	250	575	125	290	130	1 290	722	486	270	325	270	900

Для избежания попадания воды в вакуум-насос при отсасывании им воздуха из сифона или всасывающего трубопровода, на последних ставится ко-



Фиг. 203. Установка вакуум-насоса.

тел, оборудованный вакуумметром, измерительным стеклом и спускным краном (фиг. 203).

Появление воды в котле свидетельствует об удалении воздуха из трубопровода и необходимости остановки вакуум-насоса.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

ОТДЕЛ VI

ПАРОВЫЕ КОТЛЫ И ЛОКОМОБИЛИ

§ 47. Общие понятия

Паровыми котлами принято называть все закрытые приборы, служащие для получения водяного пара с абсолютным давлением более атмосферы используемого вне самого прибора.

Целью паровых котлов является превращение химической энергии топлива в энергию теплоты с передачей этой теплоты паровой машине, паротурбине, пароструйным насосам, пульзометрам и т. п., для преобразования ее в механическую работу.

Отсюда — назначение котельной установки заключается в выделении тепла, находящегося в скрытом состоянии в топливе, поглощении его поверхностями нагрева, передаче тепла воде, в превращении воды в пар и в отдаче пара паровой машине или насосу для выполнения механической работы.

Термической характеристикой котла служит количество пара $P_к$, подаваемое им в течение часа. Количество это зависит от величины поверхности котла $H_р$ и напряжения поверхности нагрева $h_р$.

Поверхностью нагрева $H_р$ парового котла признается сумма поверхностей соприкосновения с горящим топливом, с пламенем или топочными газами всех тех частей стенок, которые омываются изнутри котла водою при наименьшем допускаемом уровне воды. [1]

Напряжением поверхности нагрева или **паропроизводительностью** $h_р$ **котла** называется количество пара, производимое в час на $1 м^2$ его поверхности, т. е.

$$h_р = \frac{P_к}{H_р} \qquad (101)$$

Напряжение поверхности нагрева зависит от системы котла, температуры и скорости движения обогревающих газов, степени чистоты стенок котла и условий эксплоатации (силы тяги, качества топлива и т. п.). В таблице 63 даны средние значения $h_р$.

ТАБЛИЦА 63

Величина напряжений поверхности нагрева ($h_р$) паровых котлов

№№ по пор.	Система	Степень напряжения работы	
		Слабая	Нормальная
1	Корнваллийский котел	15	18—20
2	Вертикальный (стоячий) котел системы Шухова	12	17– 22
3	То же — сист. Лешапеля	10	15—20
4	Горизонтально-водотрубные котлы системы Шухова	15	18—25

[1] „Труды Междуведомственной комиссии по котлостроению", ч. III, издание Бюро Всесоюзных теплотехнических съездов, Москва, 1926 г.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Количество тепла Q_t, которое затрачивается на работу котла, на практике приходится учитывать через топливо, внесенное в топку котла.

Каждый килограмм топлива при полном сгорании дает определенное количество тепла, называемое **теплопроизводительностью** — теплотворной способностью, калорийностью, теплотой сжигания или абсолютным тепловым эффектом данного топлива.

Твердое топливо состоит из двух основных частей — из так называемой **горючей** или **рабочей** части топлива, дающей тепло, и не горючей части или балласта.

Рабочая часть топлива состоит из соединений (элементарного состава)[1] углерода C, водорода H, кислорода O и азота N, а балласт $Б$ из золы A, воды $в$ и серы S, т. е. $Б = A + в + S$.

Топливо в своем обычном виде, т. е. содержащем балласт, называют **рабочим топливом.**

Теплопроизводительность топлива зависит, главным образом, от его рабочей части, но так как судить о количественном составе последней мешает присутствие балласта, то для удобства сравнения между собой различных сортов топлива условно предполагают, что топливо состоит лишь из одной горючей или органической массы. Соответственно указанным выше понятиям о рабочем топливе и горючей массе различают теплопроизводительность рабочего топлива, называемую **рабочей теплопроизводительностью** $W_{раб}$ и **теплопроизводительностью органической массы** $W_{орг}$.

Для учета всего количества тепла, получаемого от сжигания топлива, необходимо охладить продукты сгорания до начальной температуры топлива. Но так как содержащаяся в топливе вода и влага испаряются при горении, то практически весьма трудно произвести охлаждение отходящих газов настолько, чтобы все содержащиеся в них водяные пары сконденсировались полностью. Поэтому различают две теплопроизводительности — **высшую** $W^в$ и **низшую** $W^н$. Высшей теплотворной способностью $W^в$ называют то максимальное количество тепла, которое в состоянии выделить 1 *кг* данного топлива при отсутствии потерь на испарение влаги. Низшей, полезной или рабочей теплотворной способностью $W^н$ называют то количество тепла, которое остается свободным после того как часть тепла, выделенного 1 *кг* топлива, ушла на испарение влаги.

Величина этой неучтенной части тепла, ушедшей на испарение влаги, равна в среднем 600 кал. на каждый 1 *кг* образующихся водяных паров. Поэтому $W^н = W^в - 600\,в$, где $в$ — количество влаги в *кг*.

Указанное понятие о высшей и низшей теплопроизводительности относится как к рабочему топливу, так и к органической массе топлива. В конечном результате получилось 4 основных понятия теплопроизводительности, характеризующих одно и то же топливо, а именно: [1]

1) высшая теплопроизводительность органической массы топлива	$W^в_{орг}$
2) низшая теплопроизводительность органической массы топлива .	$W^н_{орг}$
3) высшая теплопроизводительность рабочего топлива	$W^в_{раб}$
4) низшая теплопроизводительность рабочего топлива	$W^н_{раб}$

В паровых установках, где выделившаяся при горении топлива влага уносится в дымовую трубу, практически приходится иметь дело, главным образом, с низшей теплопроизводительностью рабочего топлива $W^н_{раб}$, которая поэтому в дальнейшем только и вводится нами во всех теплотехнических расчетах. С низшей и высшей теплопроизводительностью органической массы топлива на дорогах приходится иметь дело преимущественно при приемке топлива от заготовительных организаций. [2]

---

[1] Инж. В. А. Карпекин. — „Испытание парового котла", изд. 1926 г., стр. 7 и 11.

[2] „Технические условия на поставку твердого минерального топлива для нужд транспорта Госплана СССР от 11/III 1929 г., объявленные приказом НКПС от 20 апреля 1929 г. за № 648.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Низшая теплотворная способность рабочего топлива определяется двумя способами: или по элементарному составу топлива с помощью теоретических формул, или же опытным путем — сжиганием средней пробы в калориметре.

При первом способе большей частью пользуются формулой проф. Д. И. Менделеева

$$W_{р}^{н} = 81\ C + 300\ H - 26\ (O - S) - 6\ (9H + в)\ \text{кал/кг}$$

или же формулой Общества германских инженеров

$$W_{раб}^{н} = 81\ C + 290\left(H - \frac{0}{8}\right) + 25S - 6в\ \text{кал/кг.}$$

Здесь:

C — количество углерода в 1 *кг* топлива, выраженное в проц.
H — „ водорода „ 1 „ „ „ „
O — „ кислорода „ 1 „ „ „ „
S — „ серы „ 1 „ „ „ „
в — „ воды (влаж.) „ 1 „ „ „ „

Помимо приведенных двух формул имеется целый ряд других теоретических и эмпирических формул по определению $W_{раб}^{н}$, как, например, формулы проф. Ставровского, М. А. Павлова, Дюлонга, Штейера, Молера и друг. [1]

По данным проф. Д. Чернобаева [2], формула Менделеева дает вполне хорошие результвты для топлива, содержащего больше 50% летучих, т. е. для бурого угля, торфа и дров; для каменного же угля она дает несколько пониженные результаты; формула Общества германских инженеров пригодна для топлива, содержащего до 60 — 65% летучих, т. е. для каменного бурого угля и торфа.

При втором способе определения $W_{раб}^{н}$ применяют для твердого и очень часто для жидкого топлива — калориметрическую бомбу Бертело—Малера—Крекера, а для газообразного — калориметр Юнкерса. [3]

В настоящее время почти исключительно перешли на определение $W_{раб}^{н}$ вторым способом, т. е. с помощью калориметра, вследствие его быстроты производства (около часа), дешевизны и большей точности. С помощью калориметра определяют высшую рабочую теплопроизводительность $W_{раб}^{в}$ в силу того, что все выделившиеся водяные пары конденсируются и теплота испарения их возвращается обратно калориметру; значение же $W_{раб}^{н}$ находят по формуле: [4]

$$W_{раб}^{н} = Q_{раб}^{в} - 6\ (9H + W)\ \text{кал./кг.}$$

Конечной продукцией работы паровых котлов является пар. Вода и пар, находящиеся внутри котла, претерпевают следующие изменения. [5] По мере сообщения воде теплоты через стенки котла, температура ее сначала возрастает до определенной величины, а затем остается постоянной за все время, пока жидкость превращается в пар. Температура жидкости, при которой происходит превращение ее в пар, носит название **температуры парообразования;** последняя зависит от величины давления, будучи для одной и той же жидкости тем выше, чем больше величина давления. Температура парообразования при атмосферном давлении называется **точкой кипения.** Если сообщение теплоты продолжать дальше, то после того как вся жидкость испарится, т. е. превратится в пар, температура последнего снова начнет повышаться. В тот период времени, когда жидкость еще не испарилась полностью, образовавшийся пар носит название **насыщенного пара;** наконец, после испарения всей жидкости, но в тот момент, когда еще пар сохраняет температуру парообразования, со-

---

[1] Проф. М. Г. Окнов. — „Топливо и его сожигание", 1931 г., стр. 15.
[2] Проф. Д. Чернобаев. — „Топливо, его горение и общие методы расчета заводских печей", 1931 г., стр. 113.
[3] Доцент В. К. Гудков-Беляков. — „Определение теплопроизводительности топлива". Литогр. изд. 1932 г.
[4] Инж. В. А. Карпекин, 1926 г., стр. 12.
[5] Проф. Г. Дуббель, 1928 г., стр. 24.

НБ УДУНТ (ДПТ)

ответствующую данному давлению, пар называют **сухим насыщенным**. При дальнейшем сообщении тепла будет вновь происходить повышение температуры; пару в этот момент дается название **перегретого пара**; повышение температуры пара в период перехода его из сухого насыщенного в перегретый происходит без повышения давления.

Если перегретый пар сжимать изотермически, т. е. при постоянной температуре с отводом выделяющейся теплоты, то в тот момент, когда давление пара достигнет такой величины, при которой данная температура соответствует температуре парообразования, пар становится опять **сухим насыщенным**. При дальнейшем изотермическом сжатии, с сохранением той же температуры начнется конденсация, т. е. переход пара в жидкость, вследствие чего пар становится насыщенным и уменьшение его объема происходит при постоянном давлении. Продолжая, таким образом, сжимать насыщенный пар, можно превратить его снова в жидкость, причем после того как весь пар превратится в жидкость, продолжение сжатия последней вновь возобновит повышение давления, прекратившееся во время конденсации пара. Таким образом, сообщая теплоту жидкости, можно перевести ее в перегретый пар, а сжимая перегретый пар изотермически, можно превратить его в жидкость.

Следует, однако, отметить, что такое сжижение перегретого пара возможно лишь только при том условии, если его температура не превышает некоторой определенной для данной жидкости температуры, называемой **критической**. Давлению и удельному объему перегретого пара, соответствующим критической температуре, присвоено то же название — критических.

Насыщенный и сухой насыщенный пар получается внутри каждого парового котла, а перегретый—вне котла в особом приборе, называемом **пароперегревателем**. Перегретый пар труднее конденсируется и труднее переходит в воду, в силу чего к паровой машине он подходит более сухой, а в паровых цилиндрах образует меньше воды, чем насыщенный. Кроме того, паровые машины расходуют меньше перегретого пара, чем насыщенного, отчего работа их получается более экономной; но за-то пораспределительные механизмы машин, работающих на перегретом паре, более сложны, чем у машин, работающих на насыщенном паре.

В паровых котлах с малой поверхностью нагрева (до 35 $м^2$), большей частью применяющихся в ж.-д. водоснабжениях, как-то: стоячие котлы Шухова, Лешапеля, Фильда и Васильева — пароперегреватели не ставятся, и сухой насыщенный пар непосредственно из котла подается по паропроводам к распределительным механизмам паровых машин, соответственно для такого пара приспособленных.[1] Сухой насыщенный пар собирается в повышенных точках парового котла, где иногда ставятся для этой цели специальные колпаки — **сухопарники.**

При форсировке котла, бурном кипении воды и слишком высоком стоянии уровня воды в котле, насыщенный пар может смешиваться с сухим и в результате попадать в паровую машину, чего следует всячески избегать, так как насыщенный (иначе сырой) пар при незначительном охлаждении легко превращается в воду (конденсируется), отчего коэффициент полезного действия установки сильно падает.[2]

§ 48. Коэффициенты полезного действия парового котла и котельной установки.

Из всего количества тепла Q_t, которое вносится в виде топлива в топку котла, только часть его Q_0 превращается в теплоту пара. Остальная же часть тепла:

Q_1 — уносится в трубу с отходящими газами;

Q_2 — теряется в топке от химической неполноты горения;

Q_3 — остается в топке от механической неполноты горения (провал);

Q_4 — отдается в окружающую среду внешними поверхностями на лучеиспускание, поверхностное охлаждение и пр.

---

[1] См. § 13 — о паровых прямодействующих поршневых насосах сист. Вортингтон.

[2] Н. А. Воронцов, С. Е. Добронравов и А. В. Якутович. — „Памятка кочегара паровых котлов". 1931 г., стр. 9.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Таким образом

$$Q_t - Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

Отношение количества тепла Q_0, полученного от котла в виде пара, к количеству тепла, затраченного в котле Q_t в виде топлива, внесенного в топку

$$\eta_к = \frac{Q_0}{Q_t} \tag{102}$$

называется **„коэффициентом полезного действия парового котла“.**

Рассмотрим значения Q_0 и Q_t более подробно. Количество тепла, израсходованного в топке, может быть выражено

$$Q_t = W^н_р K \text{ калорий} \tag{103}$$

где K — вес в килограммах израсходованного топлива, обладающего теплопроизводительностью в $W^н_{раб}$ кал.

Количество тепла, полученного от котла в виде теплоты пара в случае отсутствия пароперегревателя, равно

$$Q_0 = P_к (\lambda - t_в), \tag{104}$$

где:

$P_к$ — количество воды в *кг*, израсходованное на парообразование в котле;

λ — полная теплота испарения или парообразования количества тепла, ушедшего на образование из воды с температурой 0°Ц сухого насыщенного пара с температурой $t_п$Ц);

$t_в$ — температура питательной воды по Цельсию.

Полная теплота испарения для насыщенного водяного пара по Реньо равна [1]

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t_п. \tag{105}$$

Величины λ и $t_п$ зависят от величины давления пара в котле. Зависимость эта, установленная по новейшим опытам, указана в таблице 64 для давлений от 1 до 15 атмосфер. [1] Следует иметь в виду, что давление, указанное в упомянутой таблице, является абсолютным $p_{абс}$. Для вычисления абсолютного давления $p_{абс}$ в котле необходимо к показанию давления манометра (избыточное давление) $p_{изб}$ прибавить давление наружной атмосферы. В среднем принимают, что

$$p_{абс} = p_{изб} + 1 \text{ атм.}$$

В тех случаях, когда котельная установка дает пар перегретый, количество тепла, полученного от котла в виде теплоты пара, будет равно

$$Q_0 = P_к [\lambda + C_р (t'_п - t_п) - t_в] \tag{106}$$

где:

$t'_п$ — температура перегретого пара в Ц°, соответствующая данному давлению в котле;

$C_р$ — средняя теплоемкость перегретого пара, соответствующая данному давлению и температуре перегрева $t'_п$

Значения $P_к$, λ, $t_п$ и $t_в$ — те же, что и в формуле (104).

Сравнивая формулу (104) с (106), видим, что при перегретом паре количество теплоты будет получено от котла больше, чем при сухом насыщенном паре на величину

$$P_к \cdot C_р\ (t'_п - t_п) \text{ калорий.}$$

---

[1] Проф. Г. Дуббель, 1928 г., стр. 25.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Значения C_p в зависимости от изменения величины давления в котле, — $p_{абс}$ и $t'_п$ даны в таблице 65.

Значения λ и $t_п$ берутся из таблицы 64.

ТАБЛИЦА 64

Изменение полной теплоты испарения λ и температуры $t_п$ насыщенного водяного пара в зависимости от величины давления по W. Schüle [1]

Давление *кг/см²* (абс.) $p_{абс}$	Температура Ц $t_п$	Полная теплота испарения кал./*кг* λ	Давление *кг/см²* (абс.) p	Температура °Ц $t_п$	Полная теплота испарения кал./*кг* λ
1	99,1	638,2	8,5	172,2	661,7
1,5	100,7	643,2	9	174,6	662,5
2	119,6	645,6	9,5	176,9	663,2
2,5	126,8	647,5	10	179,1	663,8
3,0	132,9	649,5	10,5	181,2	664,4
3,5	138,2	651,0	11	183,2	665,2
4,0	142,9	652,5	11,5	185,2	665,8
4,5	147,2	653,9	12	187,1	666,4
5,0	151,1	655,2	12,5	189,0	667,1
5,5	154,7	656,3	13	190,8	667,5
6,0	158,1	657,3	13,5	192,5	668,0
6,5	161,2	658,3	14	194,2	668,4
7,0	164,2	659,3	14,5	195,8	668,8
7,5	167,0	660,1	15	197,4	669,3
8	169,6	660,9			

ТАБЛИЦА 65

Средние удельные теплоемкости C_p между температурами насыщенного и перегретого водяного пара (до 400° Ц) при давлениях от 2 до 16 абс. атм. по O. Knoblauch и E. Raisch [2]

P абс. атм. (*кг/см²*)	2	4	6	8	10	12	14	16
$t'_п$ перегр. пара в Ц°	Средняя удельная теплоемкость перегретого пара—C_p							
140	0,494							
160	0,490	0,517						
180	0,487	0,512	0,538	0,569				
200	0,485	0,507	0,530	0,556	0,584	0,615	0,658	
220	0,483	0,503	0,524	0,546	0,570	0,596	0,625	0,657
240	0,482	0,500	0,519	0,539	0,559	0,581	0,605	0,631
260	0,481	0,497	0,515	0,533	0,551	0,570	0,590	0,611
280	0,480	0,496	0,512	0,527	0,544	0,562	0,579	0,597
300	0,480	0,495	0,510	0,524	0,539	0,555	0,570	0,585
320	0,480	0,494	0,508	0,521	0,535	0,548	0,563	0,577
340	0,481	0,493	0,507	0,518	0,532	0,545	0,557	0,570
360	0,481	0,494	0,506	0,516	0,529	0,540	0,552	0,565
380	0,482	0,494	0,505	0,515	0,527	0,538	0,548	0,560
400	0,483	0,494	0,505	0,514	—	—	—	—

[1] По „Z. Ver. deutsch. Ing“., 1911, стр. 1506. W. Schüle. — „Свойства водяного пара по новейшим опытам“.

[2] Инж. В. А. Карпекин, стр. 44.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Для определения количества питательной воды, подаваемой в котел за время его работы, поступают так: до начала работы котла отмечают, посредством указателя воды (водомерного стекла), положение уровня воды в котле. Примерно за 10 минут до окончания испытания, подачу воды в котел через питательные приборы прекращают и выжидают момент, когда уровень воды понизится до отмеченной первоначальной черты. Этот момент и считается конечным в испытании котла.

Количество воды $P_к$, поданной в котел, измеряется до ее подачи путем взвешивания или точного обмера.

Подставляя значения Q_t и Q_o, указанные в формулах (103), (104) и (106), найдем, что коэффициент полезного действия парового котла:

а) при насыщенном водяном паре

$$\eta_{1к} = \frac{Q_o}{Q_t} = \frac{P_к (\lambda - t_в)}{W^н_{раб} \cdot K} \tag{107}$$

б) при перегретом водяном паре

$$\eta_к = \frac{Q_o}{Q_t} = \frac{P_к [\lambda + C_p (t'_п - t_п) - t_в]}{W^н_{раб} \cdot K} \tag{108}$$

Для паровых стоячих котлов системы Шухова и Лешапеля в железнодорожных условиях работы

$$\eta_к = 0{,}3 - 0{,}55.$$

Кроме выяснения коэффициента полезного действия парового котла, для практических целей, весьма часто приходится судить о теплопроизводительности топлива в котельной установке, для чего определяют так называемую **„испарительную способность топлива"** (брутто), т. е. количество пара в *кг*, которое испаряется от сжигания 1 *кг* топлива в час

$$i = \frac{P_к}{K} \tag{109}$$

Различают **„испарительную способность видимую"** i, которая относится к количеству пара $P_к$, находящегося в котле с учетом подогрева давления и влажности, и **„испарительную способность по нормальному пару"** i_o, относящуюся к количеству нормального пара, т. е. пара, полученного из воды: а) при температуре 0 °Ц и б) обращенной в пар при давлении в 1 абс. атм.

Полная теплота испарения 1 *кг* нормального пара

$$\lambda_o = 638 \text{ кал/кг},$$

откуда испарительная способность топлива по нормальному пару определится

$$i_o = \frac{P_к (\lambda - t_в)}{638\ K} \tag{110}$$

Средние значения для i_o приведены в таблице 66.

В результате затраченной теплоты в топке котла, равной $Q_t = W^н_{раб} K$ кал., будет, в конечном итоге, произведена некоторая полезная механическая работа A_e насоса в виде перемещения жидкости в объеме $Q_{бак}$ на полную высоту $H_г$. Ранее в § 4 указывалось, что

$$A_e = \gamma Q_в H \text{ кг/м в поднятой воде.}$$

Из термодинамики известно, что при совершении работы A за счет теплоты всегда исчезает некоторое количество тепла Q, отношение которого к произведенной работе постоянно, не зависит от способа получения работы и равно так называемому **механическому эквиваленту тепла**

$$I = 427, \text{ т. е. } \frac{A}{Q} = I$$

откуда, 1 калория $= 427$ *кг/м*.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 66

Средние значения испарительной способности топлива по нормальному пару (i_0)[1]

№№ по пор.	Род топлива	Средн. теплопроизв. в кал. $W^{н}_{раб}$	Для $\lambda - t =$		
			600	650	700
			Значения i_0:		
1	Дрова (воздушно-сухие)	3 000	2—3,2	1,8—3,0	1,7—2,8
2	Торф (воздушно-сухой)	2 400	1,6—2,6	1,5—2,4	1,4—2,2
3	Хороший прессованный торф	3 800	2,8—4,1	2,6—3,8	2,4—3,5
4	Бурый уголь землистый	2 400	1,6—2,7	1,5—2,5	1,4—2,3
5	Буроугольный брикет	4 800	3,2—5,2	3,0—4,8	2,7—4,5
6	Каменный уголь	6 000	5—7	4,6—6,4	4,3—6,0
		6 800	5,6—7,9	5,2—7,3	4,8—6,8
		7 300	6,0—8,9	5,6—8,2	5,2—7,7
7	Кокс	6 300	5,2—7,6	4,9—7,1	4,5—6,6
8	Антрацит	7 500	7—9	6,4—8,7	6,0—8,1
9	Мазут	10 000	10—15	9,2—12,4	8,6—11,4

Следовательно, тепловую энергию Q_t, затраченную в топке котла, можно выразить через механическую работу

$$A_t = I \cdot Q_t = 427\ W^{н}_{раб} \cdot K\ кг/м$$

откуда **„термический** или **тепловой"** коэффициент полезного действия всей насосно-паровой установки (парового котла, насоса с паро- и водопроводами) определится

$$\eta_t = \frac{\gamma \cdot Q_б \cdot H_г}{427\ W^{н}_{раб} \cdot K} \qquad (111)$$

Насосные паровые установки в ж.-д. водоснабжениях имеют обычно $\eta_t = 0{,}005 - 0{,}015$, т. е. из всего количества затраченной тепловой энергии полезно используется лишь $0{,}5 - 1{,}5\%$.

Пример 37. За 3 часа работы парового вертикального (стоячего) котла системы Шухова с поверхностью нагрева $H_р = 10\ м^2$ было сожжено каменного угля $K_0 = 183\ кг$ теплопроизводительностью $W^{н}_{раб} = 5\,800$ кал., израсходовано питательной воды $P_{к_0} = 630\ кг$ с температурой $t = 15°Ц$ и подано насосом системы Вортингтон в бак водоемного здания $Q_б = 54\ м^3$ воды на полную (гидродинамическую) высоту $H_г = 52\ м$. Рабочее давление в котле $p_{из} = 6{,}5$ атм.

Определить коэффициент полезного действия котла и всей установки, напряжение поверхности нагрева котла и испарительную способность топлива.

Решение. За 1 час работы котла израсходовано:

а) угля

$$K = \frac{183}{3} = 61\ кг,$$

б) питательной воды

$$P_к = \frac{630}{3} = 210\ кг$$

и подано в бак воды

$$Q_б = \frac{54}{3} = 18\ м^3$$

Абсолютное давление пара в котле

$$p_{абс} = p_{изб} + 1 = 6{,}5 + 1 = 7{,}5\ атм. = 7{,}5\ кг/см^2$$

Из таблицы 64 для $p_{абс} = 7{,}5\ кг/см^2$ находим соответствующее значение полной теплоты испарения $\lambda = 660{,}1$ кал./кг.

[1] Проф. Г. Дуббель, 1928 г., стр. 98.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Коэффициент полезного действия котла определяем по формуле (107)

$$\eta_к = \frac{P_к (\lambda - t_в)}{W^н_{раб} K} = \frac{210\,(660{,}1 - 15)}{5\,800 \cdot 61} = 0{,}38$$

Тепловой коэффициент полезного действия всей насосно-паровой установки найдем по формуле (111)

$$\eta_t = \frac{\gamma \cdot Q_в \cdot H_г}{427 \cdot W^н_{раб} K} = \frac{1\,000 \cdot 18 \cdot 52}{427 \cdot 5\,800 \cdot 61} = 0{,}0062 \text{ или } 0{,}62\,\%$$

Напряжение поверхности котла (формула 101)

$$h_р = \frac{P_к}{H_р} = \frac{210}{10} = 21 \text{ кг.}$$

Испарительная способность топлива по нормальному пару (формула 110)

$$i_0 = \frac{P_к (\lambda - t_в)}{638 \cdot K} = \frac{210\,(660{,}1 - 15)}{638 \cdot 61} = 3{,}5$$

Весьма низкий коэффициент полезного действия котла свидетельствует в данном случае о нерациональном сжигании топлива и использовании тепла.

Установить размеры отдельных потерь тепла, достигающие в общем $100 - 38 = 62\,\%$, и выяснить точно причины, вызывающие эти потери (очевидно, плохая сила тяги, несоответствие топочных устройств и т. д), будет возможно лишь в результате производства специальных опытов с помощью особых приборов по определению потерь тепла Q_1, Q_2, Q_3 и Q_4, уходящих в трубу, остающихся в топке от неполноты горения и отдающихся в окружающую среду внешними поверхностями.

Следует иметь в виду, что правильно определить коэффициент полезного действия парового котла возможно лишь путем длительного испытания котла (обычно не менее 8 часов) с соблюдением, по возможности, установившегося режима всей установки, как-то: равномерные расходы топлива, пара и питательной воды, постоянство давления в котле и пр. Испытание котельной установки можно при этом ограничить следующими, вполне достаточными для практических целей, определениями: [1]

1) испарительной способности топлива брутто (i) и испарительной способности по нормальному пару (i_0);

2) часового паронапряжения 1 $м^2$ поверхности нагрева котла и часового напряжения колосниковой решетки (интенсивность парообразования и горения);

3) степени использования тепла и тепловых потерь;

4) стоимости единицы пара и теплоты.

При испытании установки приходится производить ряд измерений по расходу питательной воды и топлива, температуре воздуха, составу отходящих газов и давлению пара. Расход питательной воды измеряется способом, указанным ранее; одновременно с расходом определяют и ее температуру, причем при наличии подогревателя температура воды измеряется до и после входа в него. Топливо, подаваемое в котел, взвешивается на весах.

Перед началом испытания топка котла тщательно очищается от шлаков; то же самое делается и по окончании испытания. Несгоревшие частицы топлива, провалившиеся через решетку и находящиеся в шлаках и золе, отбираются и взвешиваются, после чего определяется в них процент содержания горючих веществ. В том случае, если содержимое горючих веществ в очаговых остатках окажется более $5\,\%$ от сожженного в топке котла топлива, требуется определять теплотворную способность и этих остатков тем же способом, как и самого топлива, т. е. или по элементарному составу, или с помощью калориметрической бомбы.

Измерение температуры газов делается в самой топке и в конце дымохода котла с помощью ртутных, графитовых или электрических термометров. Одновременно с этим производится определение силы тяги с помощью приборов, называемых тягомерами (сист. Крелля, Фусса и др.), и содержания углекислоты (CO_2) и кислорода (O) в отходящих газах, с помощью приборов—

[1] Ф. Зейферт, 1930 г., стр. 76.

НБ УДУНТ (ДГТ)

газоанализаторов (сист. Орса-Фишера, Адоса, Ван-Гутта, Норзе, Сименс-Гальске и др.) [1]

Давление пара определяется с помощью манометра. Записи наблюдений производятся, примерно, через каждые 15—20 минут и сводятся в общую таблицу, где определяются их средние значения. В качестве примера полного испытания котельной установки, ниже помещены результаты испытания водотрубного котла, поверхностью нагрева 125 *м*², с перегревом пара в пароперегревателе до 420°Ц и с подогревом питательной воды в подогревателе до 50°Ц.

№№ по порядку	Предмет испытания	Результаты испытания
	I. Характеристика котла	
1	Поверхность нагрева водотрубного котла	125 м²
2	Поверхность нагрева пароперегревателя.	30,08 „
3	Площадь колосниковой решетки	3,30 „
4	Отношение площади колосниковой решетки к поверхности нагрева парового котла	1 : 37
5	Продолжительность опыта	8 часов
	II. Топливо	
6	Теплотворная способность угля по бомбе	7 000 кал. *кг*
7	Цена за 1 000 *кг* вне котельной	25 рублей
8	Сожжено топлива всего	1 500 *кг*
9	Сожжено топлива в 1 час	187,5 „
10	Сожжено топлива в 1 час на 1 *кв. м* колосниковой решетки (интенсивность горения)	56,8 „
	III. Очаговые остатки	
11	Всего несгоревших частиц и шлаков	150 *кг*
12	В проценте к сожженному топливу	10%
13	В том числе горючих веществ .	9 *кг*
14	В тепловых единицах имеем [3] $\frac{9}{10}$ $\frac{150 \cdot 8\,100}{1\,500} =$.	73 кал./*кг*
	IV. Питательная вода	
15	Испарено всего воды .	10 500 *кг*
16	Испарено в час 10 500 : 8	1 312,5 „
17	Испарено в час на 1 *кв. м* поверхности нагрева котла 1 312,5 : 125 .	10,5 „
18	Средняя температура питательной воды при поступлении в подогреватель .	10°Ц
19	Средняя температура при выходе из подогревателя .	50°Ц

[1] Весьма важный вопрос о производстве испытания паровых котлов с целью достижения наивыгоднейших теплового баланса и коэффициента полезного действия установки освещен в трудах следующих авторов:

Ф. Зейферт. — „Испытание паровых машин, котлов, турбин и двигателей внутреннего сгорания", 1930 г.

Инж. В. А. Карпекин. — „Испытание паровых котлов", 1926 г.

Проф. А. С. Ломшаков. — „Испытания паровых котлов", 1913 г.

Инж. А. Е. Мовшович. — „Газоанализаторы для котельных", 1926 г.

Проф. А. А. Надежин. — „Тепловой расчет котельной установки".

Р. Р. Тонков. — „Исследование котельных установок и топлива".

Инж. А. П. Уманский. — „Контроль топки парового котла анализом дымовых газов", 1926 г

Инж. Г. О. Шуман. — „Методы экономического отопления котлов", 1927 г.

[2] Результаты испытания этой котельной установки заимствованы из труда Н. Ф. Лаврова „Определение коэффициента полезного действия котельной установки", журнал „Железнодорожное дело". Подвижной состав, тяга и мастерские, 1928 г., № 3—4, стр. 15—16.

[3] При наличии горючих остатков менее 5% от общего расхода топлива во время опыта теплотворная способность принимается при расчетах как чистого углерода и равна 8 100 тепл. един.

НБ УДУНТ (ДІТ)

№№ по порядку	Предмет испытания	Результаты
	V. Пар	
20	Среднее давление в котле по манометру .	12 атм.
21	Температура насыщенного пара при 13 абс. атм.	190,6°Ц
22	Температура перегретого пара .	420°Ц
23	Теплосодержание 1 *кг* насыщенного пара при 13 атм. абс. [1] .	668,7 кал.
24	Полное теплосодержание 1 *кг* перегретого пара $668{,}7 + (420 - 190{,}9) \cdot 0{,}54$.	792,7
	VI. Горючие газы	
25	Среднее содержание углекислоты (CO_2) в конце котла	11%
26	Среднее содержание кислорода (O) в конце котла	6,5%
27	Среднее содержание азота $N = 100 - CO_2 - O = 100 - 11 - 6{,}5$	82,5%
28	Избыток воздуха при горении [2] $W = \frac{21}{21 - 79\frac{O}{N}} = \frac{21}{21 - 79\frac{6{,}5}{82{,}5}}$	1,5 [2]
29	Средняя температура отходящих газов	280°Ц
30	Среднее разрежение (водяного столба) .	8 мм
31	Среднее разрежение над колосниковой решеткой .	3 „
32	Среднее разрежение при выходе из подогревателя	14 „
33	Средняя температура воздуха .	23°Ц
	VII. Испарительность. Стоимость пара и теплоты	
34	1 *кг* топлива производит:	
	а) котельного пара $10\,500 : 1\,500$	7 *кг*
	б) нормального пара $\frac{7\,(792{,}7 - 50)}{639}$.	8,1
35	1 000 *кг* пара стоят:	
	а) котельного пара $\frac{1\,000 \cdot 25}{7 \cdot 1\,000}$.	3 р. 57 к.
	б) нормального пара $\frac{1\,000 \cdot 25}{8{,}1 \cdot 1\,000}$.	3 „ 08 „
36	100 000 кал. стоят $\frac{25 \cdot 100\,000}{7\,000\,000}$.	0,36 руб.
	VIII. Тепловой баланс	
37	Использовано тепла с 1 *кг* топлива:	
	1) через котел $7\,(668{,}9 - 50) = 4{,}332$ кал. или $\frac{4\,332 \cdot 100}{7\,000}$ . .	61,8%
	2) через перегрев $7\,(420 - 190{,}6)\,0{,}54 = 867$ кал. или $\frac{867 \cdot 100}{7\,000}$.	12,3%
	3) через подогрев $7\,(50 - 10) = 280$ кал. или $\frac{280 \cdot 100}{700}$.	4%
	Всего . 5 479 кал.	78,1%
38	Потери тепла:	
	1) Потеряно тепла с уходящими газами 791 кал. .	11,3%
	2) Вследствие лучеиспускания, трубопроводы, сажа, несгоревшие газы и т. д.—остаток 730 кал. .	10,6%
	Всего . 1 521 кал.	21,9%
	Общая сумма 7 000 „	100%

[1] По таблице 64 для давления в 13 абс. атм. $\lambda = 667{,}5$ кал.

[2] Это значит, что количество воздуха, прошедшее в процессе горения, в данном случае в 1,5 раза больше, чем это теоретически необходимо.

[3] Здесь 639—полная теплота испарения 1 *кг* нормального пара. По данным проф. Г. Дуббеля, она равна $\lambda_0 = 638$ кал/*кг*.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Величина потерь тепла в значительной степени зависит от количества воздуха, поступающего в топку котла, возрастая как при большом избытке, так и при недостатке воздуха.

При избытке воздуха имеет место быстрый вынос газов в трубу, не дающий возможности газам отдать в должных размерах свое тепло стенкам котла. О наличии избытка воздуха свидетельствует повышенная температура отходящих газов и увеличенное содержание в них кислорода, с одновременным уменьшением содержания углекислоты CO_2 (ниже —10%).

При недостатке воздуха имеет место уход несгоревших горючих частиц газа в виде окиси углерода CO; так как при сгорании углерода в CO выделяется 2473 калорий тепла в то время как при сгорании его в углекислоту CO_2 выделяется 8100 кал.[1], то недостаток воздуха следует всячески устранять. О наличии недостатка воздуха свидетельствует содержание CO_2 свыше 14%. Опытом установлено, что наилучшее сгорание газов получается в тех случаях, когда избыток воздуха против теоретически исчисленного количества потребного воздуха достигает для бурого угля, примерно, 2, газового и пламенного угля —1,75, антрацита и кокса —1,4.

Недостаток воздуха вызывается малой тягой дымовой трубы и большой скоростью горения топлива на решетке. Для его устранения необходимо увеличить тягу в трубе и площадь колосниковой решетки, а также стремиться к тому, чтобы во время горения колосниковая решетка была покрыта ровным слоем топлива без пустых мест.

Для устранения избытка воздуха необходимо соответственно уменьшить тягу в трубе и площадь колосниковой решетки.

В таблице 4 указывалось, что в 1931 году оборудование насосных станций на железных дорогах Союза состояло на 67% из паровых установок с 2075 паровыми котлами общей поверхностью нагрева в 26563 $м^2$. Единственными приборами, показывающими работу этих котельных установок, являлись лишь манометры, да указатели уровня воды, вследствие чего регулирование работы топки лежало исключительно на одном кочегаре, который, не имея под руками никаких объективных указаний, свидетельствующих о степени экономичности расхода топлива, работал ощупью, полагаясь лишь на свой опыт при решении таких серьезных для теплового баланса вопросов, как большая или меньшая подача воздуха, толщина загрузочного слоя, частота загрузки и т. д.

Между тем, результаты обследования паровых установок, произведенного в последнее время как у нас в Союзе, так и за границей, показывают, что можно значительно увеличить коэффициент полезного действия котельных установок, не производя больших затрат, путем проведения ряда рационализаторских мероприятий.

Так, например, английский инженер Давид Браунли, обследовав 350 ланкаширских котлов, имевших средний коэффициент полезного действия около 60%, пришел к выводу, что при более умелом ведении горения этот коэффициент может быть доведен до 75%.[2] Инженер Каммерер, обследовавший эльзасские котлы, вывел заключение, что средний коэффициент полезного действия их может быть увеличен без больших затрат с 65,7% до 75%.[3]

Ассоциация владельцев паровых котлов Центральной Германии, произведя большое число обследований существующих котельных установок в Германии, пришла к выводу, что коэффициенты полезного действия этих установок, равные в среднем 34—70%, могут быть увеличены до 70—82%.

Автором были собраны за период 1927—1930 гг. результаты 106 испытаний паровых котлов, установленных на водопроводных насосных станциях Октябрьских и б. Северо-Западных железных дорог. Испытания показали, что коэффициенты полезного действия паровых котлов одинаковой системы и равной поверхности нагрева, в зависимости от условий эксплоатации, колебались от 0,3 до 0,6 и тепловой коэффициент полезного действия от 0,31% до 1,5%.

Результаты подобных же испытаний 20 паровых установок, проведенных на Самаро-Златоустовской и Донецких дорогах, судя по материалам

---

[1] Н. Ф. Лавров. — „Железнодорожное дело, №№ 3—4.
[2] Пьер Аппель. — „Экономика топлива", стр. 110—111.
[3] Инж. А. Е. Мовшович — „Газоанализаторы для котельных". 1926 г., стр. 7.

НБ УДУНТ (ДГТ)

ЦУЖЕЛа, обработанным инженером Н. А. Воронцовым, показали, что тепловой коэффициент обследуемых установок колебался от 0,62 до 1,49[1]. Из всего сказанного можно видеть, что в настоящее время паровые котельные установки в ж.-д. водоснабжениях далеко не дают того эффекта, какой они могли бы дать при более рациональной постановке дела.

К числу мероприятий, могущих улучшить паровое хозяйство ж.-д. насосных станций и дать лучшие результаты в смысле повышения экономичности имеющихся паровых установок, можно отнести:

1) соответствующий выбор топлива для обслуживания данного аггрегата и состав смесей углей;

2) правильную конструкцию топок для данного вида топлива;

3) правильное обслуживание топки в смысле своевременной забросси угля и регулировки тяги;

4) контроль работы топки анализом дымовых газов;

5) повышение квалификации обслуживающего персонала;

6) введение премирований за экономию топлива и устранение обезлички в обслуживании котельных установок;

7) применение наилучших способов хранения топлива, предохраняющих от ухудшения качества его;

8) применение лучшей изоляции для котлов и паропроводов;

9) введение улучшенных способов предохранения котлов от накипи;

10) более широкое применение подогревателей;

11) использование тепла отработанного пара для целей отопления и получения горячей воды;

12) механизацию подачи твердого топлива к котельным топкам на крупных установках и возможно большее облегчение условий ручной подачи топлива на мелких установках.

§,49. Топливо.

Ниже рассмотрены главнейшие виды топлива, применяемые в железнодорожных паровых насосных установках.

1. **Дрова**. Запас древесного топлива СССР, охватывающий площадь лесов в 639 млн. *га* и составляющий 45% запасов всего земного шара, занимает первое место в мире. Дрова являются одним из наиболее распространенных видов топлива на железнодорожном транспорте, особенно в лесных районах. Горючей составной частью органической массы дров служит древесина, состав которой для разных пород дерева почти постоянен и равен в среднем при 15% влажности. $C = 50\%$; $H = 6\%$; $O = 43\%$; $S = 0$. Зная элементарный состав органической массы топлива и пользуясь формулой Менделеева, находим низшую теплопроизводительность органической массы древесного топлива любой породы:

$$Q^{н}_{орг} = 81 \cdot 50 + 300 \cdot 6 - 26 \cdot 43 - 6 \cdot 9 \cdot 6 = 4408 = 4400 \text{ кал./кг.}$$

Вес сухой древесины, находящейся в 1 *кг* дровяной массы, содержащей влагу в размере $в$ %, равен $\frac{100-в}{100}$ *кг*, а количество тепла, ушедшего на испарение влаги — $6в$ кал., поэтому низшая теплопроизводительность рабочего древесного топлива любой породы определится

$$W^{н}_{раб} = 4400 \frac{100-в}{100} - 6в = 4400 - 50в. \qquad (112)$$

Дрова, встречающиеся в продаже, обычно имеют влажность от 15 до 25% и в среднем 20%; влажность свежесрубленных дров доходит до 60%.

Задаваясь процентом влажности $в$ = от 0 до 60% из формулы (112), видим, что теплопроизводительность дров, в зависимости от размеров содержания влаги, может меняться от 4400 кал. до 1400 кал/*кг*.

---

[1] Инж. Н. А. Воронцов. — „Результаты переоборудования водокачек на Северных железных дорогах". Доклад на 3-м Всесоюзном водопроводном и санит.-техническом съезде в 1929 г. Водоснабжение на транспорте, 1930 г., стр. 86—87.

НБ УДИНТ (ДГТ)

На наших железных дорогах, где дрова складываются возле насосных станций, нередко под открытым небом, влажность дров бывает несколько повышенной против нормальной и в иных случаях достигает до 30%, отчего теплопроизводительность их снижается до 2900 кал./*кг*. Поэтому на дорогах, проходящих в сырых местностях, следует рекомендовать устройство простых навесов или сараев для хранения дров, что может значительно улучшить качество последних. Так как дрова большей чвстью принято измерять не по весу, а по объему, то теплороизводительность их более удобно выражать в зависимости от объема.

Если обозначить через P вес в *кг* 1 $м^3$ дров данной породы, то теплопроизводительность 1 $м^3$ дров этой породы при влажности $в$ выразится

$$W^{н}_{раб} = P(4400—50\,в) \text{ кал}/м^3. \qquad (113)$$

В таблице 67 даны вес и теплопроизводительность 1 $м^3$ дров разной породы и влажности.

ТАБЛИЦА 67

Вес [1] и теплопроизводительность $\left(W^{н}_{раб}\right)$ 1 $м^3$ дров разной породы при влажности $в = 20 — 50\%$

Порода дров	Вес 1 $м^3$ дров в *кг* [1]		Теплопроизводительность 1 $м^3$ в 1 000 калор.	
	При $в = 25\%$	При $в = 50\%$	При $в = 25\%$	При $в = 50\%$
Дубовые	540	675	1 700	1 280
Березовые	470	590	1 480	1 120
Ольховые	390	490	1 230	930
Сосновые	390	505	1 230	960
Липовые	380	470	1 200	890
Осиновые	360	455	1 130	865
Еловые	355	465	1 120	880

О сортировке дров по признакам размерности полен, тщательности колки, допускаемости гнили и т. п. см. *ОСТ* №№ 611, 613, 614 и 615.

Дрова классифицируются на: а) однородные и смешанные, б) сухие, полусухие и сырые

Однородными дровами называют такие дрова, у которых примесь иных пород не превышает основной породы более 5%. На жел. дорогах под смешанными дровами подразумевают обычно смесь дров, состоящую из 40% березовых, 50% — сосновых и 10% — осиновых дров. Сухими дровами называют дрова, у которых процент влажности не превышает $в = 30\%$, полусухими — $в =$ от 30% до 35% и сырыми — когда влажность превосходит 35%.

На практике сухими дровами принято считать дрова, пролежавшие в лесу или на складе один год после их заготовки, а также дрова весенней заготовки, пролежавшие не менее пяти месяцев.

Вследствие выделения большого количества газов, дрова горят длинным пламенем, выходящим за пределы топки. Для полноты горения дров необходимо заставить горение заканчиваться в топке путем укорочения пламени. Для этого следует, с одной стороны, увеличить по возможности объем топки (опустить, напр., колосники), а с другой стороны—применять мелко расколотые дрова, не длиннее 35—50 *см*.

Как промышленное топливо дрова имеют следующие недостатки:

1) невысокая теплопроизводительность, к тому же сильно понижающаяся от влажности;

2) неудобство перемещения и загрузки;

3) расходуют лесной материал, имеющий громадное применение внутри Союза, и как экспорт, высоко ценимый заграницей.

---

[1] Г. Вейнберг — „Топливо, его виды, экономика, борьба с потерями и применение" 932 г., стр. 13.

НБ УДУНТ (ДГТ)

К достоинствам дров относятся:

1) удобство заготовки;

2) простота растопки;

3) малое количество золы и отсутствие в продуктах горения особо вредных для здоровья газов.

В экономическом отношении применение дров как промышленного топлива может быть оправдано лишь в том случае, когда их стоимость значительно меньше и доставка проще, а, главное, для железных дорог бесперебойнее по сравнению с другим видом топлива. Следует обратить внимание на целесообразность использования в соответствующих условиях в качестве промышленного топлива древесины и растительных отбросов, как то: обрезков и стружек от обработки дерева, брикетов из опилок, соломы, дубовой коры после извлечения дубильных веществ, отходов джута, камыша, подсолнечной лузги, корья, отдубины, жмыхов, чингалака [1] и пр.

Пример 38. На работу парового котла израсходовано $K = 2$ *м*³ сосновых дров, содержащих 25% влаги.

Определить количество затраченного тепла.

Решение. Из таблицы 67 видно, что для сосновых дров при

$$V = 25\% - W^{н}_{раб} = 1\,230\,000 \text{ кал./м}^3.$$

Откуда по формуле (103)

$$Q_t = 1\,230\,000 \quad 2 = 2\,460\,000 \text{ калорий.}$$

2. Торф. По запасам торфа, как и по запасам дров, наш Союз занимает первое место в мире. Этот запас выражается в 169 000 млн *т* или 70% от всего запаса торфа на всем земном шаре (240 000 млн. *т*), с общей площадью торфяников в 54 млн. *га*. [2]

Торф представляет собой продукт разложения под водой болотных растений и отличается весьма переменным составом и теплопроизводительностью. Удельный вес его колеблется от 0,5 до 0,65 и состав в среднем С = 55—64%; О = 28—33%; Н = 5—6%.

Теплопроизводительность торфа, в зависимости от его зольности и влажности, может быть найдена по формуле [3]

$$W^{н}_{раб} = 6000\ (1 - a - 1{,}1\ в) \text{ кал./кг}, \qquad (114)$$

где:

a — обозначает процент зольности;

$в$ — „ влаги.

В промышленном торфе содержание зольности колеблется от $a = 2-10\%$ и влажности $в = 20-50\%$.

В среднем принимают $a = 4-8\%$ и $в = 30-40\%$.

Теплопроизводительность торфа, в зависимости от степени зольности и влажности, указана в таблице 68.

ТАБЛИЦА 68

Теплопроизводительность 1 *кг* торфа $W^{н}_{раб}$

Зольность (*а*) в процентах	Теплопроизводительность 1 *кг* торфа в калориях				
	Влажность (*в*) в процентах				
	20	30	40	50	60
2	4 560	3 900	3 240	2 580	1 020
4	4 440	3 780	3 120	2 460	1 800
6	4 320	3 660	3 000	2 340	1 680
8	4 200	3 540	2 880	2 220	1 560
10	4 080	3 420	2 760	2 100	1 440

[1] Чингалак—шелуха коробочек хлопчатника.

[2] Г. Вейнберг. — „Топливо", 1932 г., стр. 25.

[3] Инж. Г. О. Шуман. — „Методы экономического сжигания топлива", 1927 г., стр. 97.

НБ УДУНТ (ДГТ)

Сухой торф горит хорошо и для экономного сжигания требует, как и дрова, сильно опущенных топок, вследствие большого процента летучих веществ (около 60%). Торф, содержащий значительное количество золы, при горении вызывает шлакование и необходимость частой чистки топок.

Недостатком торфа как промышленного топлива являются:

1) громоздкость для хранения, транспортирования и сжигания;
2) плохая прочность, дающая при перевозке и хранении много мелочи;
3) большая влажность и незначительная теплопроизводительность;
4) сложность и дороговизна разработки.

Несмотря на отмеченные недостатки, торф для СССР, как топливо, имеет огромное значение вследствие наличия больших торфяных запасов, как, например, Оршинские болота, Спасские мхи, Тесовско-Нетыльские болота и др. В настоящее время в Союзе на торфе работают несколько больших центральных электростанций (Шатурская и др.).

В железнодорожном хозяйстве применение торфа при хорошем оборудовании, обеспечивающем бесперебойную подачу его, может быть признано вполне целесообразным как местное топливо.

3. Бурый уголь. Бурый уголь, как и торф, обязан своим происхождением процессу разложения в присутствии влаги.

Бурый уголь различают на:

1. **Молодой,** так называемый **лигнит,** или „волокнистый уголь" (желто-коричневый, со следами строения дерева). Уголь этот весьма твердый, с удельным весом 1,26.

2. **Землистый** — темно-бурого землистого цвета. Уголь мягкий и рассыпчатый. Удельный вес—1,29.

3. **Сланцевый или листовидный бурый уголь.** Цвет—темно-коричневый или темно-бурый с жирным блеском и глянцевитой поверхностью. Уголь смолистого сложения.

4. **Смолистый бурый уголь.** Плотный с черным, иногда блестящим раковистым изломом. Удельный вес—1,32.

5. **Гагат**. Встречается в виде вкраплений в залежах смолистого бурого угля. Цвет—черный смолистый. Уголь плотный, хорошо полируется; употребляется, главным образом, для различных мелких токарных работ. Удельный вес—1,54.

При хранении на воздухе бурый уголь превращается в порошок и становится рассыпчатым. В больших кучах легко самовозгорается. Поэтому рекомендуется бурые угли хранить в кучах высотою не более 2 *м* (лучше 1,6 *м*). Бурый уголь весьма пригоден для сухой перегонки, так как дает ценные отгоны в виде осветительных и смазочных масел и парафинов.

Теплопроизводительность бурого угля, варьируя в пределах 1800—4500 калорий, в среднем равна 2500—4000 калорий.

Существенным отличием бурых углей является их высокая гигроскопичность, доходящая до 50% содержания влаги.

К недостаткам бурого угля относятся:

1) легкая самовозгораемость при хранении в штабелях;
2) большое содержание влаги (15—50%) и золы (до 20% и выше), а иногда и серы (до 2,5%);
3) вредное действие серной примеси (серного ангидрида) на металлические части котла.

Преимуществом бурого угля как топлива перед торфом и дровами является лучшая прочность и плотность (уд. вес 1,2—1,5), допускающие дальнюю перевозку и сжигание в обыкновенных топках. По теплопроизводительности его можно отнести к лучшим сортам торфа и сухих дров.

4. Каменный уголь. Запасы каменного угля, имеющиеся в СССР, пока еще точно не изучены. Большие геолого-разведочные работы по углю, проводимые в Союзе в течение последних лет, показали, что запасы угля в нашем Союзе настолько огромны, что наш Союз с отведенного ему ранее 5-го места среди других стран мира, обладающих углем, перешел за последние 5 лет на 4-е место (первое место занимают САСШ, Канада и Китай). По данным Угольно-геолого-разведочного института на 1 марта 1930 года, общие

НБ УГЛТУ (ДИТ)

запасы угля в СССР исчислялись около 560 млр. *т* [1]. Каменный уголь в мировой торговле играет особенную роль, доходя временами до 50% всей торговли таких государств, как Америка, Англия и Германия.

По своему происхождению каменный уголь представляет наиболее старый продукт разложения, образовавшийся при высоком давлении в недрах земли и высокой температуре. Цвет его в большинстве случаев блестяще-черный. От бурого угля он отличается большим содержанием количества углерода и серы и меньшей влажностью.

Каменный уголь можно разделить на три главных категории: на тощие, жирные и сухие-длиннопламенные.

Угли тощие дают при нагревании порошкообразную массу, содержат небольшое количество газов и горят коротким слабым пламенем.

Угли жирные содержат меньше газов. Горят небольшим пламенем. При горении спекаются и вспучиваются.

Угли сухие-длиннопламенные богаты газами и горят длинным сильным пламенем. В зависимости от обработки, каменные угли делят на рядовой, мытый, кусковой, орешек, мелкий уголь, угольную пыль, шламм и т. д. В настоящее время существует несколько классификаций углей. Наиболее употребительной из них является классификация французского инженера Грюнера, согласно которой все угли делятся на 5 групп, указанных в таблице 69.

ТАБЛИЦА 69

Классификация каменных углей по Грюнеру

№№ классов	Типы углей	Элементарный состав органической массы в процентах			Выход летучих в проц.	Выход процента кокса	Свойства кокса
		C	H	O + N			
1	Сухие угли—очень длиннопламенные	75—80	5,5—4,5	19,5—15	50—40	50—60	Порошок или слабо спекается.
2	Жирные угли—длиннопламенные, газовые.	80—85	5,8—5	14,2—10	40—32	60—68	Спекается, сильно вспученный.
3	Жирные угли — среднепламенные, кузнечные	84—89	5,5—5	11 — 5,5	32—26	68—74	Спекается, средней плотности.
4	Короткопламенные—коксовые угли	88—91	5,5—4,5	6,5— 4,5	26—18	74—82	Спекшийся, очень прочный и плотный.
5	Тощие угли и антрацит	90—93	4,5—4,0	5,5— 3	18—10	82—90	Порошок, или слабо спекается

Каменный уголь, как и бурый, обладает свойством самовозгорания. Для предупреждения самовозгорания, обесценивающего уголь как топливо, следует укладывать уголь в штабели высотою не более 2—3 *м* [2], отделив предварительно мелочь от угля, не укладывать уголь в дождливую погоду, делать в штабелях ходы для вентиляции и следить за температурой его внутри штабеля.

Следует иметь в виду, что заливка водой в недостаточном количестве нагревающихся мест не только не прекращает горения, но, наоборот, вызывает более сильный самонагрев.

Теплопроизводительность каменного угля колеблется в пределах 6000—8000 кал. *кг* и в среднем равна около 7000 кал. *кг*. В теплотехнике эту теплоценность угля в 7000 кал. *кг* принимают за характеристику так называемого условного 7000 калорийного топлива.

---

[1] В книге „Топливоснабжение главнейших стран", выпущенной Государств. энергетическим издательством в 1932 г. под редакцией А. Г. Горянова, сообщалось, что запасы угля в СССР в результате разведок последних лет составляли на 1 января 1932 г. цифру порядка 640 млр. *т*. В САСШ, по данным 1929 г., запасы угля выражались в размере 3 839 млр. *т*.; в Канаде—1 234 млр. *т*.; в Китае—996 млр. *т*. и в Германии—264 млр. *т*.

[2] Согл. § 197 „Правил и норм" для промышленного строительства от 1929 г., изд. Комиссии по строительству при СТО.

УДИТ (ДИТ)

Для удобства пользования углем в Союзе принята для отдельных каменноугольных бассейнов определенная классификация сортов угля, обозначаемая марками. Так, напр., для Донецкого бассейна принято обозначать угли через

1) Д — наиболее длиннопламенные, 2) Г — газовые, 3) ПЖ и ПС — паровичные жирные и паровичные, сильно спекающиеся, 4) Ф — так наз. флотский (между сортами ПЖ и Т), 5) Т — тощие.

Для Подмосковного бассейна: 1) К — крупный, 2) О — орех; 3) МС — мелочь и семячко и 4) РМ — рядовой мелкий и т. д.

Из твердых промышленных топлив каменный уголь является наиболее экономически-выгодным и весьма распространенным как у нас в СССР, так и за границей, благодаря своей высокой теплопроизводительности, дешевизне и сравнительному удобству перемещения и загрузки.

Пример 39. Определить рабочую теплопроизводительность каменного угля, содержащего: углерода $C = 75\%$, водорода — $H = 3\%$, серы $S = 4\%$, кислорода — $O = 9\%$ и влажности $\theta = 5\%$.

Решение. По формуле Менделеева

$$W^{н}_{раб} = 81 \cdot 75 + 300 \cdot 3 - 26\,(9 - 4) - 6(9 \cdot 3 + 5) = 6\,653 \text{ кал./кг.}$$

По формуле Общества германских инженеров

$$W^{н}_{раб} = 81 \cdot 75 + 290\left(3 - \frac{9}{8}\right) + 25 \cdot 4 - 6 \cdot 5 = 6\,696 \text{ кал./кг.}$$

5. Антрацит. Антрацит по своему происхождению является наиболее старым из всех пород угля. К особенностям его относятся: большое содержание углерода (80—88%), невысокая влажность (3 — 6%) и отсутствие свойств самовозгорания.

Для своего горения антрацит требует высоких температур, сильной искусственной тяги [1] и специальных топочных решеток, в силу чего для отопления малых котлов в ж.-д. водоснабжениях он распространения не имеет, кроме случаев газогенераторных установок.

6. Горючие сланцы. Горючие сланцы образовались путем длительного видоизменения скоплений подводных растений.

Особенностью их является сравнительно большое содержание водорода (до 3,5%), золы (35 — 40%) и влаги (20 — 25%).

Теплопроизводительность сланцев в среднем равна 3000 калориям.

Вследствие малой теплопроизводительности, большой зольности, вызывающих затруднения при работе, горючие сланцы как промышленное топливо относятся к низшим сортам, требующим для сгорания особых топочных устройств и приемов сжигания, и имеют значение, главным образом, как местное топливо и материал для перегонки в жидкое топливо.

7. Нефть. По запасам нефти СССР занимает первое место. В сыром виде нефть как промышленное топливо почти не употребляется. В качестве топлива для котельных служат так называемые нефтяные остатки или мазут, получившиеся после отгонки из сырой нефти легковоспламеняющихся продуктов (керосин, бензин и т. п.). Удельный вес нефти изменяется в пределах от 0,73 до 0,97. Состав нефтяных остатков советской нефти в среднем состоит из углерода $C = 85 - 87\%$, водорода $H = 11{,}7 - 13\%$, кислорода с азотом $O + H = 1 - 1{,}2\%$, серы $S = 1\%$

Самой богатой считается бакинская нефть, содержащая $C = 87{,}4$. Американская нефть несколько уступает советской нефти по своему качеству, так как она содержит $C = 83 - 85\%$ и $H = 12{,}9 - 14{,}6\%$.

Преимуществом нефти по сравнению с видами твердого топлива, рассмотренными ранее, являются: [2]

1) большая компактность и удобство доставки;

2) полная сгораемость без остатка золы и сажи;

3) большое удобство пользования для подвода в топку котла или цилиндр двигателя при помощи трубок;

4) быстрое растапливание топки;

---

[1] При помощи вдувания воздуха или пара вместе с воздухом.

[2] Вейнберг. — „Топливо", 1932 г., стр. 81.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

5) высокая теплопроизводительность;

6) относительная дешевизна для некоторых местностей Союза.

Нефть является для нашего Союза одним из главнейших видов экспорта.

Применение такого ценного по своим качествам топлива, как нефть, в железнодорожных водопроводных котельных установках следует считать нерациональным в силу невысокого теплового коэффициента этих установок, использующих лишь, в случае применения мазута, $1{,}5 - 2{,}5\%$ тепла, выделяемого топливом. Поэтому при наличии нефти надлежит переходить на насосные установки с двигателями внутреннего сгорания, у которых тепловой коэффициент в тех же железнодорожных условиях работы и эксплоатации лежит в пределах $\eta_t = 11 - 23\%$.

В заключение приводим в таблице 70 основные средние элементарные составы для различных видов топлива.

ТАБЛИЦА 70

Средний элементарный состав твердого и жидкого топлива

№№ по порядку	Вид топлива	В процентах					Теплопроизводительность в кал/кг
		Углерод	Водород	Кислород и азот	Сера	Влажность	
		C	H	O+N	S		$W_p^н$
	I. Твердое топливо						
1	Дерево	50	6	43		25	3 000
2	Торф	60	5,7	32	—	35	3 400
3	Бурый уголь	67	5,3	26	1	15—50	2 500—4 000
4	Каменный уголь	80	5,0	15	4	5	7 000
5	Антрацит	84	1,8	1,5	1,5	3	7 500
6	Сланцы	30	3,5	9	—	20	3 000
	II. Жидкое топливо						
7	Нефть .	86	12	1	до 1	1	10 000

Из таблицы 70 видно, что рассматриваемые виды твердого топлива являются родственными между собой и что родоначальницей их является древесина. Такие виды топлива как торф, бурый и каменный уголь представляют собой не что иное, как промежуточную фазу превращения древесины в антрацит. Несколько обособленно от других видов твердого топлива стоят сланцы, имеющие в своем составе наименьшее число углеродов.

Топливные эквиваленты. Для возможности сравнения отдельных родов топлива и перевода одного топлива в другое, могущее заменить первое в практической обстановке, в настоящее время расход топлива часто выражают не в натурных весовых единицах, а в так называемом „условном топливе". За эталон условного топлива принимают угольное топливо с рабочей теплотворной способностью в 7000 калорий. Выбор для данных целей угольного топлива с $W_p^н = 7000$ кал. был вызван тем обстоятельством, что уголь является как топливо наиболее широко распространенным в технической жизни всего мира по сравнению с другими родами топлива и что средняя теплоценность углей, не вызывающих особых осложнений при их сжигании, примерно, равна 7000 кал.

Для перевода реального топлива в условное и наоборот — условного в реальное, а также решения задач, связанных с равноценной заменой одного рода топлива другим, применяются особые переводные коэффициенты, называемые **топливными эквивалентами**.

В зависимости от целей, для которых применяются эквиваленты, последние делятся на [1]:

1) **калорийные** — сравнивающие топлива только по их теплопроизводительной способности,

[1] Доклад комиссии проф. П. М. Соловьева. — „Методология составления топливных эквивалентов". Труды 3-го Всесоюзного технического съезда, выпуск 1, 1926 г., стр. 88.

НБ УДУНТ (ДПТ)

2) **практические расходные** (технические) — учитывающие практические условия использования топлив, и

3) **коммерческие** — считающиеся не только с технической стороной использования топлив, но и с рыночными ценами на таковые, а также всем комплексом расходов, связанных с эксплоатацией установки на данном виде топлива.

Кроме того, в зависимости от масштаба решаемой задачи, эквиваленты могут быть:

а) **общего значения,** не считающиеся с индивидуальностью отдельных установок, а берущие некоторый стандартизационный типовой средний вид установки, и

б) **частного значения,** пригодные только для того частного случая, для которого они подсчитаны.

В дальнейшем будут рассматриваться лишь топливные эквиваленты общего значения, как имеющие в условиях ж.-д. водоснабжения преимущественное значение.

Общие калорийные топливные эквиваленты. Под калорийным топливным эквивалентом принимают отношение средней для данного рода топлива рабочей теплопроизводительности к теплопроизводительности условного (эталонного) топлива, т. е.

$$Э_{кал} = \frac{W^н_р}{W_{эт}} = \frac{W^н_р}{7\,000} \qquad (115)$$

Из формулы (115) видно. что калорийные эквиваленты учитывают лишь разницу в теплопроизводительной способности отдельных топлив, обусловленную различной природой и особенностями химического состава их, и совершенно не отражают влияния на сгорание топлив самой котельной установки. Поэтому для практических целей калорийные эквиваленты не дают вполне характеризующей ценности топлива, т. к. совершенно не учитывают возможности использования теплоценности топлива в котельной установке.

Числовые значения общих калорийных топливных эквивалентов, принятые НКПСом для стационарных установок, указаны в таблице 71.

ТАБЛИЦА 71

Общие калорийные топливные эквиваленты при эталоне — условное 7000 кал. топливо (Принятые НКПСом в 1932 г. для стационарных силовых установок) [1]

№ № по пор.	Наименование сортов топлива	Теплотворная способность рабочего топлива $W^н_р$	1 *кг* реального топлива равен *кг* условного топлива $Э_{кал}$
1	Мазут марок А и Б	9 780	1,397
2	„ „ В и Г .	9 780	1,397
3	Донецкий уголь марки Д .	5 770	0,824
4	Г .	6 500	0,929
5	ПЖ . .	6 770	0,967
6	Ф . .	7 300	1,043
7	К .	6 890	0,984
8	ПС .	7 250	1,036
9	Т .	7 290	1,041
10	Донецкий антрацит марки АП .	7 200	1,029
11	АК . .	7 070	1,010
12	АМ . .	6 730	0,961
13	АРШ . .	6 510	0,930
14	„ „ АШ	5 970	0,853

[1] Приказ Нар. Ком. Пут. Сообщ. № 344/ц от 13 мая 1932 г. „О введении новых (временных) норм на технические и хозяйственные цели и разукрупненных измерителей расхода топлива стационарными установками".

НБ УДУНТ (ДИТ)

№ № по пор.	Наименование сортов	Теплотворная способность рабочего топлива $W_p^н$	1 *кг* реального топлива равен *кг* условного топлива $Э_{кал}$
15	Подмосковный уголь Побединского рудника	3 400	0,486
16	Товарковского	3 340	0,477
17	Оболенского	3 270	0,467
18	Бобриковского	3 110	0,444
19	„ Щекинского	3 100	0,443
20	Подмосковный средний	3 290	0,470
21	Тквибульский	5 510	0,789
22	Уральский 1 сорта	5 710	0,816
23	„ 2	4 940	0,706
24	Богословский	3 950	0,564
25	Челябинский	4 750	0,679
26	Экибас-Тузский	4 840	0,691
27	Судженский	7 420	1,06
28	Ср.-Азиатский . Сулюктинский	4 800	0,686
29	Кемеровский средний уголь .	6 990	0,999
30	Ленинский (кольчугинск. уголь)	7 040	1,01
31	Прокопьевский и киселевский уголь	6 290	0,899
32	Черногорский уголь	6 670	0,953
33	Черемховский	5 840	0,833
34	Черновский	4 520	0,647
35	Арбагарский „	3 960	0,566
36	Кивдинский (Дальневосточный)	4 000	0,571
37	Артемовский (зыбунный) уголь	4 280	0,611
38	Сучанский уголь	6 990	0,999
39	Кизиль-Кийский уголь	4 390	0,627
40	Чок-Паксайский (Ср.-Аз.) уголь	6 400	0,914
41	Шпицбергенский	7 010	1,001
42	Домбровский	6 060	0,866
43	Силезский „	6 640	0,949
44	Дрова смесь $в = 25\%$.	3 180	0,454
45	„ „ $в = 35\%$	2 670	0,381
46	Торф машинный влажный $в = 30\%$	3 340	0,477
47	„ $в = 45\%$	2 570	0,367
48	Фашина	2 570	0,367
49	Нефть моторная	10 000	1,43
50	Керосин ..	10 500	1,50
51	Кузнецкий уголь мытый марки МК	6 750	0,964
52	Антрацит литейный марки АЛ	7 300	1,04
53	газогенераторный марки АГ	7 140	1,02
54	Кокс литейный донецкий марки КЛ	6 750	0,964
55	кузнецкий КК	6 350	0,907
56	„ „ сучанский	5 800	0,829
57	Древесный уголь	6 410	0,916
58	Саксаул	3 900	0,557
59	Опилки, стружки и другие древесные отбросы	2 020	0,289
60	Старые шпалы	1 куб. метр.	0,122

НБ УДУНТ (ДШТ)

Если обозначить через:

$K_р$ — количество рабочего топлива, выраженное в весовых единицах, т. е. в тоннах или *кг*,

$K_{эт}$ — количество условного 7 000 калорийного топлива, эквивалентное рабочему топливу $K_р$ по общему количеству тепла, — тогда

$$W^н_р K_р = W_{эт} K_{эт}$$

Откуда, пользуясь ранее приведенной формулой (115), находим

$$\frac{K_{эт}}{K_р} = \frac{W^н_р}{W_{эт}} = Э_{кал} \qquad (115')$$

Для дров, обычно выражаемых не в весовых единицах, а в объемных величинах

$$K_р = P K_{др}$$

где

P — вес 1 *куб. м* дров в тоннах,

$K_{др}$ — количество дров в *куб. м*.

Зная род рабочего топлива и его количество $K_р$, находят сначала из таблицы 71 соответствующее значение $Э_{кал}$, после чего, пользуясь приведенной выше формулой, выражают его в условном топливе из равенства [1]

$$K_{эт} = Э_{кал} \cdot K_р$$

Общие практические расходные (технические) топливные эквиваленты. Ранее отмечалось, что при сгорании топлива в котельных установках имеет место ряд тепловых потерь, величина которых зависит от свойства и качества топлива, степени совершенства топочных устройств и всей котельной установки и, наконец, от уменья и добросовестности обслуживающего персонала. Обозначим через:

$\eta_к$ — коэффициент пол. действия котельной установки данного типа, работающей на топливе с теплопроизводительностью $W^н_р$;

$\eta_{эт}$ — коэффициент пол. действия той же котельной установки при работе на условном 7 000 калорийном (эталонном) топливе.

Влияние всех упомянутых выше факторов на уменьшение величины калорийного топливного эквивалента может быть выражено в следующем виде:

$$Э_{пр} = \frac{W^н_р \cdot \eta_{к_т}}{W_{»т} \cdot \eta_{эт}} = Э_{кал} \frac{\eta_к}{\eta_{эт}} \qquad (116')$$

Выраженное формулой (116') отношение произведения величины рабочей теплопроизводительности данного топлива на коэффициент полезного действия котельной установки, работающей на этом топливе, к произведению величины теплопроизводительности условного 7 000 калорийного (эталонного) топлива на коэффициент полезного действия той же котельной установки при работе ее на условном топливе, — носит название **практического расходного (технического) топливного эквивалента.**

Так как тепловым эталоном принято считать теплопроизводительность условного 7 000 калорийного топлива в топке с коэффициентом полезного действия котла равным $\eta_{эт} = 1$, то практический расходный топливный эквивалент может быть представлен в виде

$$Э_{пр} = \frac{W^н_р \cdot \eta_к}{7\,000} = Э_{кал} \eta_к \qquad (116)$$

Общие практические эквиваленты, учитывающие не только характер топлива, но и котельную установку, в которой сгорает это топливо, дают возможность вполне правильно решать вопросы взаимозаменяемости отдельных топлив и потому они могут и должны найти большее применение при

[1] См. решение примеров 40 и 41, приведенных ниже.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

составлении общих планов топливоснабжения жел. дорог, целесообразной разверстке топлива между дорогами и их звеньями, а также при составлении расходов топлива в отдельных предприятиях, однородных по характеру производства.

Формула (116) показывает, что отыскание величины $Э_{пр}$ является делом весьма сложным, так как требует определения $Э_{кал}$ и $\eta_к$. Имея это в виду на практике при определении $Э_{пр}$, допускают некоторое упрощение, заключающееся в определении средних значений $Э_{пр}$ на основании возможно большего числа исследований опытных установок. [1]

Общие практические расходные эквиваленты применяются на жел. дор. при исчислении расходов топлива пока лишь на паровозы. Что касается стационарных силовых установок, то, за отсутствием научно-исследовательского материала, практические эквиваленты для них до сего времени еще не установлены, а поэтому при исчислении взаимозаменяемости топлив и переводов реального топлива в условное приходится пользоваться калорийными эквивалентами, указанными ранее в таблице 70, несмотря на то, что разница между $Э_{кал}$ и $Э_{пр}$ достигает нередко $25 — 30\%$. [2]

Общие коммерческие эквиваленты. Для составления коммерческих эквивалентов требуется еще больший чем для практических эквивалентов статистический материал о размерах фактических расходов топлива и денежных средств по эксплоатации котельных установок, включающий:

1) утруску и утечку при транспорте,
2) отчисления в фонд социалистического накопления,
3) подачу на склад топлива,
4) выгрузку, слив и укладку,
5) подачу к котельной,
6) раструску во дворе предприятия,
7) содержание и амортизацию,
8) обследование котельной с отвозом золы,
9) ремонт топок,
10) амортизацию топок.

Так как упомянутые данные до сего времени не собраны, то общие коммерческие эквиваленты для стационарных котельных установок, применяющихся в ж.-д. водоснабжениях, пока еще не выработаны.

Пример 40. Железная дорога для нужд водоснабжения предполагает израсходовать за месячный период следующее количество топлива:

дров смеси, влажностью $в = 25\%$	750 *куб. м*
прокопьевского угля	2 800 *т*
мазута марки Б . . .	10 „

Требуется перевести указанное топливо в условное топливо.

Решение. Вследствие отсутствия практических расходных топливных эквивалентов для ж.-д. водопроводных котельных установок пользуемся калорийными эквивалентами, [3] указанными в таблице 71. Полагая, что смешанные дрова состоят на 40% из березовых, 50%—сосновых и 10%—осиновых дров, из таблицы 67 находим вес 1 *куб. м* смешанных дров

$$470 \times 0{,}4 + 390 \cdot 0{,}5 + 360 \cdot 0{,}1 = 419 \cong 420 \text{ кг} = 0{,}42 \text{ т}$$

Пользуясь таблицей 71 и приведенными выше формулами, находим вес потребного топлива выраженного в условном 7 000 калорийном топливе:

$$K_{эт} = 750 \cdot 0{,}42 \cdot 0{,}454 + 2\,800 \cdot 0{,}899 + 10 \cdot 1{,}397 = 2\,677 \text{ т}$$

Пример 41. В процессе выполнения наряда топлива выяснилось, что из заявленного дорогой количества топлива, указанного в предыдущем примере 40, может быть отпущено дров

---

[1] О методах определения топливных эквивалентов подробно изложено в докладах:

а) Комиссии проф. П. М. Соловьева на тему „Методология составления топливных эквивалентов". Труды 3-го Всесоюзного теплотехнического съезда, изд. 1926 г., стр. 87.

б) проф. В. Н. Шретер. — „Топливные эквиваленты", доклад на 3 Всесоюзном теплотехнич. съезде, стр. 72.

в) проф. П. М. Соловьев. — „Практические эквиваленты для различных видов топлива" доклад на 1-м Всесоюзном теплотехнич. съезде, 1924, стр. 74.

[2] Проф. П. М. Соловьев. — Труды 1-го теплот. съезда, 1924 г., стр. 80.

[3] Согласно приказа НКПС за № 344 ц от 13 мая 1932 г.

НВ УДУНТ (ДИТ)

смешанных 540 $м^3$, а недостающее количество дров в размере 210 $м^3$ будет заменено торфом машинным с $в = 30\%$.

Угля прокопьевского будет дано 1 600 $т$, а остальное недостающее количество в размере 1 200 $т$ заменено челябинским углем. Мазут будет отпущен полностью.

Требуется выяснить количество потребного реального топлива в результате произведенных выше изменений в первоначальной заявке.

Р е ш е н и е. Количество торфа, необходимого для замены 210 $м^3$ дров, равно

$$\frac{210 \cdot 0{,}42 \cdot 0{,}454}{0{,}477} = 84 \ т$$

и количество челябинского угля, необходимого для замены 1 200 $т$ прокопьевского угля,

$$\frac{1\,200 \cdot 0{,}899}{0{,}679} = 1\,590 \ т.$$

Таким образом, новое количество потребного топлива будет:

дров смешанных . . .	540 $м^3$
торфа машинного с $в = 30\%$	84 $т$
прокопьевского угля	. 1 600 „
челябинского „	1 590 „
мазута марки Б	10 „

или в условном топливе $\Sigma K_{усл} = 2\,677 \ т$.

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

§ 50. Классификация паровых котлов.

Соответственно своему назначению паровые котлы разделяются на:

1) **постоянные** (стационарные), устанавливаемые на продолжительное время в одном месте на постоянном фундаменте;

2) **подвижные**, предназначаемые для передвижения и не требующие для своей установки постоянного фундамента; и

3) **судовые**, устанавливаемые на судах.

В ж-д. водоснабжениях имеют применение, главным образом, котлы постоянного типа.

По своей конструкции постоянные котлы разделяются на:

1) **цилиндрические**—с жаровыми и дымогарными трубами, кипятильниками и огневыми коробками;

2) **горизонтально водотрубные**—камерные и секционные и

3) **вертикально-водотрубные**.

В ж.-д. водоснабжениях паровым установкам приходится работать в особых условиях, вытекающих из:

1) маломощности самих водоснабжений, требующих применения котлов с поверхностью нагрева обычно в пределах 10—70 $м^2$;

2) частых перерывов подачи воды в течение суток (иногда до 2—3 раз);

3) необходимости простоя и несложной сборки котлов, быстроты растопки и пуска котлов в действие;

4) стремления, по возможности, иметь меньшую площадь котельного помещения.

Вследствие этих условий почти исключительным распространением на ж.-д. транспорте из всех перечисленных выше конструкций стационарных котлов пользуются, главным образом, котлы цилиндрические и значительно реже горизонтально-водотрубные, поэтому только две этих группы котлов нами и будут рассматриваться в дальнейшем.

Цилиндрические котлы, в свою очередь, подразделяются на:

1) **батарейные**,

2) **жаротрубные** (корнваллийские и ланкаширские),

3) **комбинированные** (системы Менье, Ферберна, Тишбейна и др.),

4) **вертикальные — стоячие котлы** (системы Шухова, Лешапеля, Фильда, Васильева и др.).

Из перечисленных типов цилиндрических котлов батарейные котлы в настоящее время, в силу их неэкономичности, вытеснены котлами других типов и на заводах Союза, как правило, уже не изготовляются.

НВ УДИИТ (ДИТ)

Котлы комбинированного типа строятся в СССР поверхностью нагрева от 100 до 300 $м^2$, т. е. значительно больших размеров, чем это требуется для нужд ж.-д. водоснабжений.

Что касается группы горизонтально-водотрубных котлов, то, за исключением котлов системы Бабкок-Вилькокса и Шухова, с продольными барабанами, все другие котлы этой группы (Фицнер и Гампер, Штейнмюллера, Приемского и др.) строятся в СССР поверхностью нагрева более 60 $м^2$. Но и из двух отмеченных систем котлы Шухова, благодаря целому ряду преимуществ перед котлами Бабкок-Вилькокса (особенно в своих последних конструкциях), пользуются особым распространением в Союзе (в 1928 г. их насчитывалось свыше 8000 единиц).

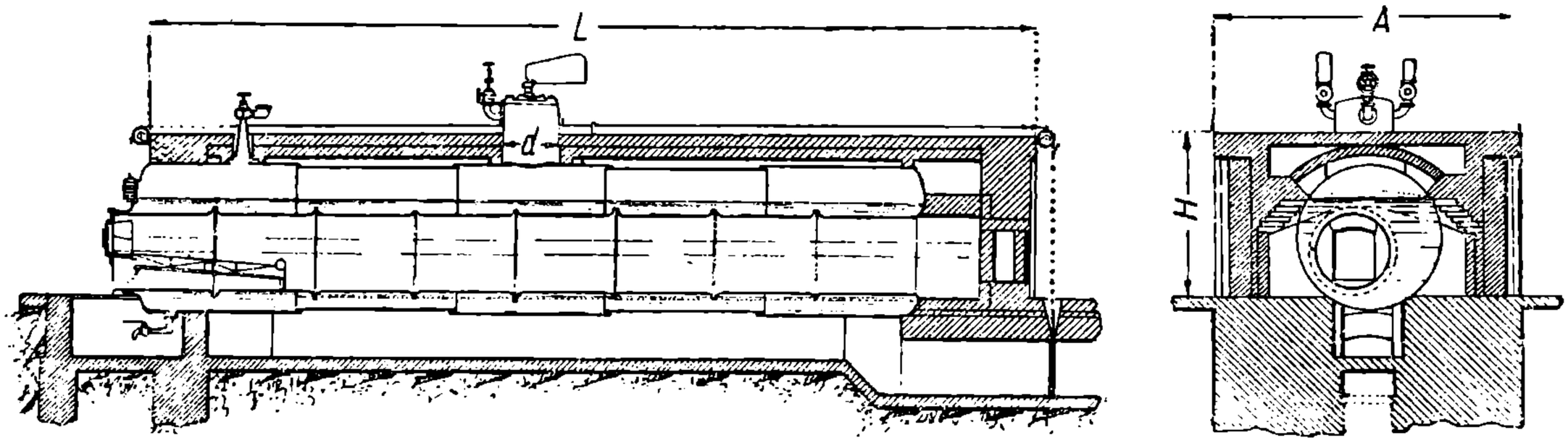
Таким образом для ж.-д. водоснабжений остаются заслуживающими внимания из группы цилиндрических котлов лишь жаротрубные и вертикальные (стоячие) котлы, а из группы горизонтально-водотрубных котлов—котлы системы Шухова с продольными барабанами и поверхностью нагрева до 70 $м^2$.

ГРУППА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОТЛОВ

§ 51. Жаротрубные котлы.

Жаротрубными котлами, или котлами с жаровыми трубами, называются цилиндрические котлы, в которые вставлены широкие трубы, идущие от одного днища к другому. По этим трубам, называемым „жаровыми", идут дымовые газы.

В зависимости от числа жаровых труб, различают котлы с одной, двумя и тремя жаровыми трубами. Котлы с одной жаровой трубой известны под названием „корнваллийских" и с двумя трубами—„ланкаширских".



Фиг. 204. Корнваллийский котел с гладкой жаровой трубой.

По форме труб различаются котлы с гладкими жаровыми трубами и котлы с волнистыми жаровыми трубами.

А. Корнваллийские котлы. В котлах с одной жаровой трубой (корнваллийских) труба располагается эксцентрично, что способствует лучшей циркуляции воды и дает больший простор для внутренней очистки и осмота котла. Питание котла водой производится по трубе, проходящей или через переднее днище на 2 — 3 *м* во внутрь котла, или же через штуцен, расположенный вверху.

Нормальной паропроизводительностью таких котлов можно считать 20 — 25 *кг* в час и при особо сильной форсировке — до 30 — 35 *кг* (как, например, при отоплении мазутом).

На фиг. 204 показан нормальный корнваллийский котел с гладкой жаровой трубой.

Корнваллийские котлы до введения стандартизации строились в Союзе с весьма различными поверхностями нагрева, приведенными в таблице 72.

НБ УГЛНТ (ДГТ)

ТАБЛИЦА 7.

Корнваллийские котлы, изготовлявшиеся в Союзе до введения стандартизации

№№ по порядку	Наименование заводов	Поверхность нагрева котла в *кв. м*
	А. С гладкой жаровой трубой	
1	Днепровский завод имени Ф. З. Дзержинского.	20, 25, 30, 35, 40, 45, 50 и 55
2	Николаевский судостроительный завод имени А. Марти	21, 4; 26, 7; 31, 8; 38, 8; 45; 51, 3
3	Сумский машиностроительный завод имени Раковского .	13, 25, 50 и 60
4	Луганский завод имени Октябрьской революции	15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65 и 70
	Б. С волнистой жаровой трубой	
5	Луганский завод имени Октябрьской революции .	15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65 и 70

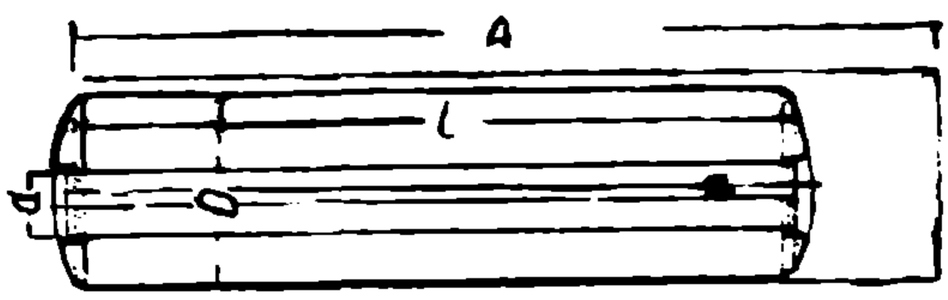
В настоящее время выработаны стандарты корнваллийских котлов, указанные в таблице 73 и на фиг. 205, на которые должны перейти все заводы Союза.[1]

ТАБЛИЦА 73

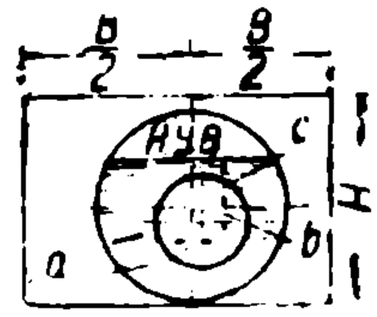
Основные стандартные размеры корнваллийских котлов (к фиг. 205 *а, б*)

№№ по порядку	Поверхность нагрева в *кв. м*	Корпус котла: Диаметр	Корпус котла: Длина	Жаровые трубы: Диаметр гладких	Жаровые трубы: Диаметр волнистых типа Моррисона			Расстояние между центрами котла и жаровых труб: По горизонтали	Расстояние между центрами котла и жаровых труб: По вертикали	Расстояние между центрами котла и жаровой трубой	Обмуровка: Длина	Обмуровка: ½ ширины: При парной обмуровке	Обмуровка: ½ ширины: При одинарной обмуровке	Обмуровка: Высота в *мм*
	H_p	D	L	d	d_e	$d_н$	p	v	q	c	A	B^1		H
1	30	1 600	5 500	825	800	900	825	150	160	475	7 300	1 320	1 640	2 000
2	40	1 600	7 200	825	800	900	825	150	160	475	9 000	1 320	1 640	2 000
3	50	1 800	7 600	975	950	1 050	975	145	100	580	9 400	1 420	1 740	2 000
4	65	2 000	8 600	1 125	1 100	1 200	1 125	100	150	650	10 400	1 520	1 840	2 150
5	80	2 000	10 300	1 125	1 100	1 200	1 125	100	150	650	12 100	1 520	1 840	2 150

Следует иметь в виду, что размеры котлов, приведенные в таблице 73, являются стандартными только в отношении поверхностей нагрева, габаритные же размеры пока еще, до полного перехода на стандартные, строятся на отдельных заводах СССР различные, в зависимости от наличия соответствующих чертежей, штампов и пр.



Фиг. 205-а.



Фиг. 205-б.

Фиг. 205 а, б. Схема стандартного корнваллийского котла.

К **достоинствам** корнваллийских котлов следует отнести:

1) спокойное паровыделение вследствие наличия большой поверхности испарения по сравнению с поверхностью нагрева;

2) удобный внутренний осмотр и очистка;

3) простота устройства, обслуживания и поддержания в порядке как самого котла, так и обмуровки, и наконец

[1] Все приведенные данные о размерах котлов взяты из трудов Конвенции государственных предприятий металлической промышленности СССР—„Котлостроение в СССР" (Выпуск I), издание 1928 г.

НБ УДУНТ (ДПТ)

4) малая чувствительность к жесткой воде.

К главнейшим **недостаткам** этих котлов относятся:

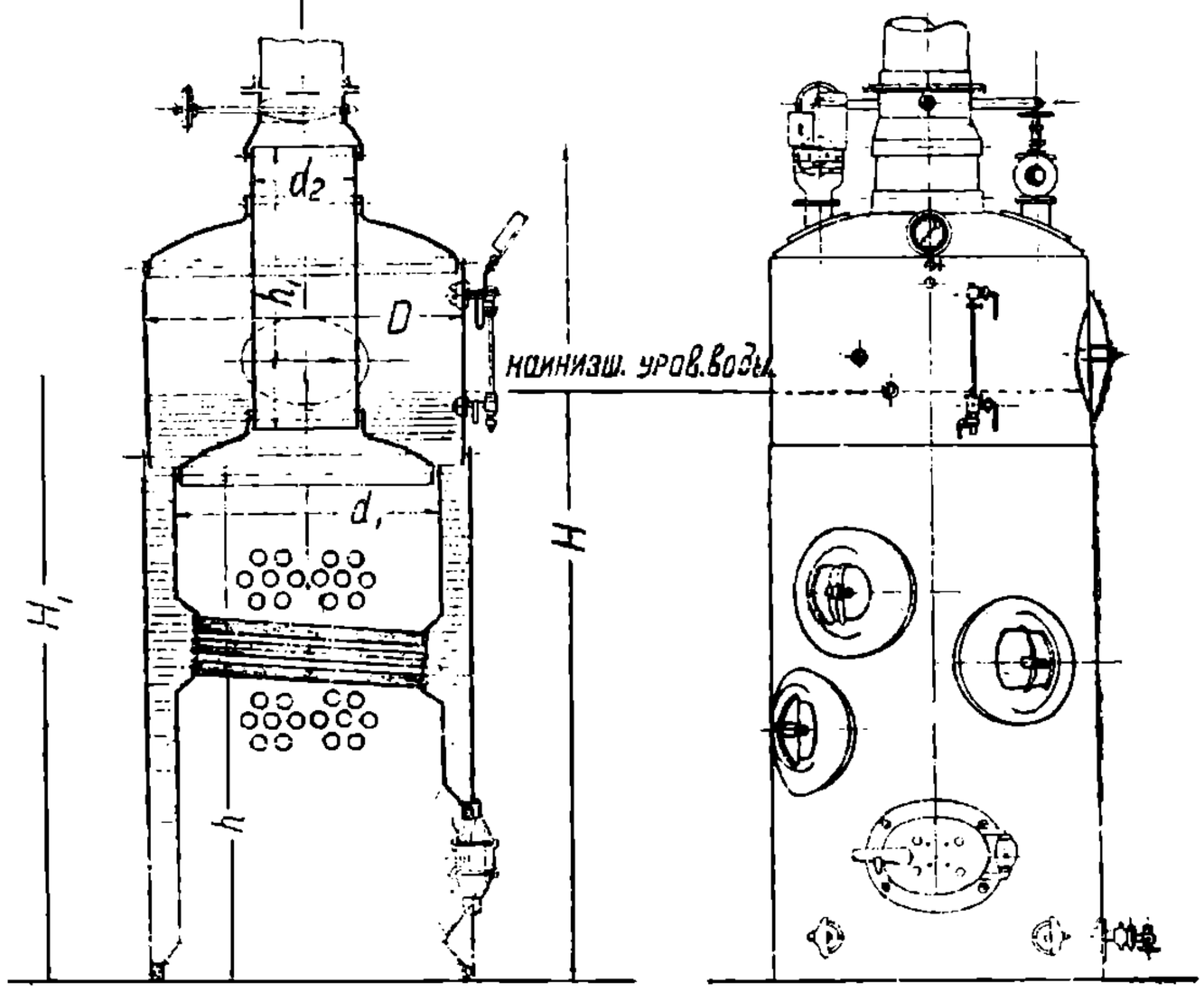
1) громоздкость и невыгодность использования площади котельной;

2) ограниченность топки при сжигании низкосортного топлива и затруднительность сопряжения с выносными топками;

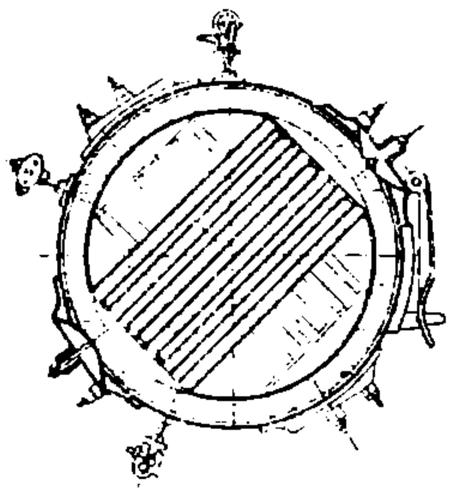
3) слабая циркуляция воды;

4) длительность растопки котла.

Корнваллийские котлы на железных дорогах применяются или в весьма мощных водоснабжениях, или же в установках, обслуживающих помимо водоснабжения еще и другие нужды дороги (работа паровых машин и молотов, отопление зданий, бань и т. п.) со значительными колебаниями расхода пара.



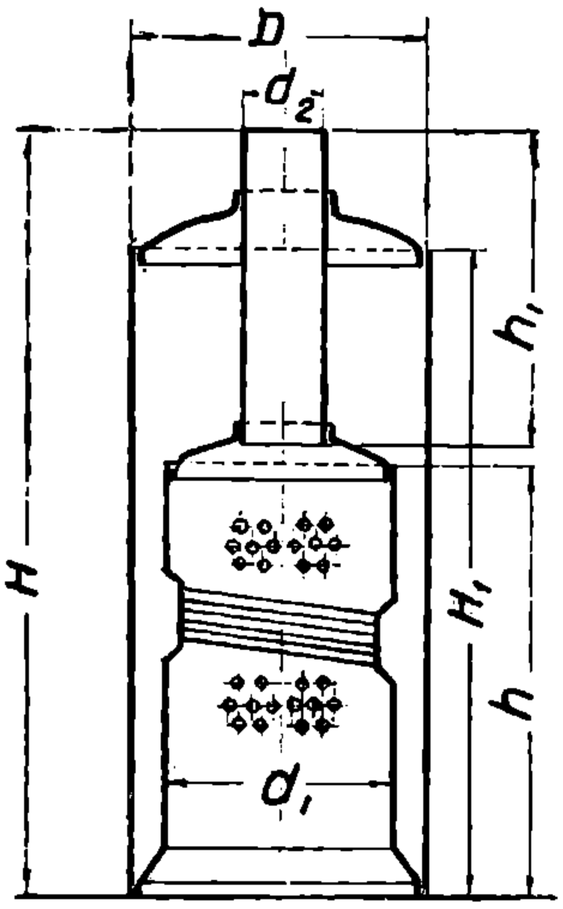
Раньше котлы с двумя жаровыми трубами (ланкаширские) строились в СССР с поверхностью нагрева от 40 до 125 $м^2$. В данное время, в связи с проведенной стандартизацией, котлы этого типа производятся лишь с поверхностью нагрева в 80, 100 и 120 $м^2$, неприменимые по своей величине для нужд транспортного водоснабжения. Стационарные котлы с тремя жаровыми трубами, как имеющие ряд крупных недостатков, в СССР совсем не изготовляются.



Фиг. 206.

Для жаротрубных котлов в Союзе принята следующая градация нормальных избыточных давлений: 6, 8, 10 и 12 атмосфер.

Выше указанного давления котлы этой группы не строятся, так как при более высоком давлении для изготовления барабанов и днищ требуется слишком толстое котельное железо.



Фиг. 207.

Фиг. 206—207. Вертикальный (стоячий) котел системы Шухова.

Что касается устройства жаровых труб, то волнистые жаровые трубы по сравнению с гладкими имеют следующие преимущества:

1) эластичность, позволяющую легче расширяться, не расстраивая заклепочных швов от температурных напряжений;

2) большую поверхность нагрева на 8—12%.

К недостаткам волнистых труб относятся:

1) большая сложность и трудность изготовления, удорожающие строительную стоимость;

2) меньшее удобство в очистке поверхностей от накипи.

Б. Вертикальные (стоячие) котлы. Вертикальные (стоячие) котлы относятся к группе цилиндрических котлов. По своему устройству они состоят

НБ УДУНТ (ДПТ)

из вертикального цилиндра с расположенными внутри его огневой камеро-дымовой трубой и кипятильными трубками. [1]

Из стоячих котлов, получивших весьма большое распространение на железнодорожном транспорте, следует отметить котлы системы Шухова и Лешапеля значительно меньше распространены котлы системы Фильда и Васильева.

Стоячий котел системы Шухова. На фиг. 206 изображен вертикальные (стоячий) котел системы Шухова. Огневая камера, расположенная внутри котла, соединена с корпусом дымовой трубы. Через огневую камеру проходит ряд пучков кипятильных трубок диаметром в 51 и 76 *мм*. Против каждого пучка в наружном барабане котла устроены железные лазы для осмотра, ремонта и очистки трубок и стенок котла. До введения стандартизации стоячие котлы сист. Шухова строились в Союзе поверхностью нагрева от 5,57 до 40 $м^2$, причем число пучков кипятильных трубок в котле устраивалось от 2 до 14 шт., по 7 или 13 трубок в каждом пучке.

С проведением стандартизации котлы данной системы стали строиться в Союзе поверхностью нагрева от 8 до 35 $м^2$, с числом пучков кипятильных трубок от 4 до 12 шт., по 7 или 13 трубок в каждом пучке.

В таблице 74 приведены основные размеры стоячих котлов системы Шухова, строившиеся ранее на заводе „Паростроя" (б. „Бари") и часто встречающиеся в ж-д. водоснабжениях.

ТАБЛИЦА 74

Вертикальные (стоячие) котлы сист. Шухова, строившиеся на заводе „Паростроя" (б. „Бари") до введения стандартизации

№№ по порядку	Поверхность нагрева в *кв. м*	Высота котла, включая верхнее днище	Полная высота котла, включая чугунный переход к дымовой трубе	Наружный диаметр котла	Количество пучков труб	Число труб в пучке	Диаметр труб	1 двойной предохранительный клапан	1 паровой вентиль	Вес котла с топочной гарнитурой для угля в *кг*	Нормальное рабочее давление
1	5,57	5' 9"	7' 6,5"	3' 4,5"	2	7	2"	1,5"	1,5"	1 474	10
2	7,43	6' 9"	8' 6,5"	3' 4,5"	4	7	2"	1,5"	1,5"	1 670	10
3	10,22	7' 9"	9' 6,5"	3' 5,5"	6	7	2"	1,5"	1,5"	1 867	10
4	12,50	8' 9"	10' 6,5"	3' 5,5"	8	7	2"	1,75"	2"	2 088	10
5	14,85	9' 9"	11' 6,5"	3' 5,5"	10	7	2"	1,75"	2"	2 342	10
6	16,70	10' 9"	12' 6,5"	3' 5,5"	12	7	2"	1,75"	2"	2 554	10
7	19,50	11' 0"	12' 9,5"	3'10,3"	12	7	2"	2"	2,5"	2 702	8
8	21,80	11' 9"	13' 6,5"	5' 2"	14	7	2"	2"	2,5"	3 063	8
9	26,0	10' 8"	12' 9"	5' 2"	4	13	3"	2"	2,5"	4 586	8
10	30,65	11' 6"	13' 7"	5' 2"	5	13	3"	2,5"	3"	4 963	8
11	35,20	12' 6"	14' 7"	5' 2"	6	13	3"	2,5"	3"	5 339	8
12	40,0	13' 4"	15' 5"	5' 2"	7	13	3"	2,5"	3"	5 733	8

В настоящее время для стоячих котлов системы Шухова введена полная стандартизация. В таблице 75 даны размеры этих котлов, являющиеся стандартными не только в части поверхности нагрева, но и в отношении всех составных элементов котла. Обозначения, принятые в таблице, видны из схематического чертежа фиг. 207.

Следует заметить, что при разработке стандартов вертикальных (стоячих) котлов, котлы системы Лешапеля, Фильда, Васильева и др. были исключены, причем для производства в СССР оставлен лишь стандартный тип стоячего котла системы Шухова, лучше других отвечающий всем требованиям, предъявляемым к стоячим котлам—например, сравнительно большой паропроизводительностью (18 — 22 *кг* пара с $м^2$ поверхности нагрева в час), легким весом, удобством обслуживания и т. п.

---

[1] В германской терминологии котлы этой системы именуются Stehende Kessel („Стоячие котлы"), откуда и заимствовано это название в отличие от так называемых „вертикально-водотрубных котлов".

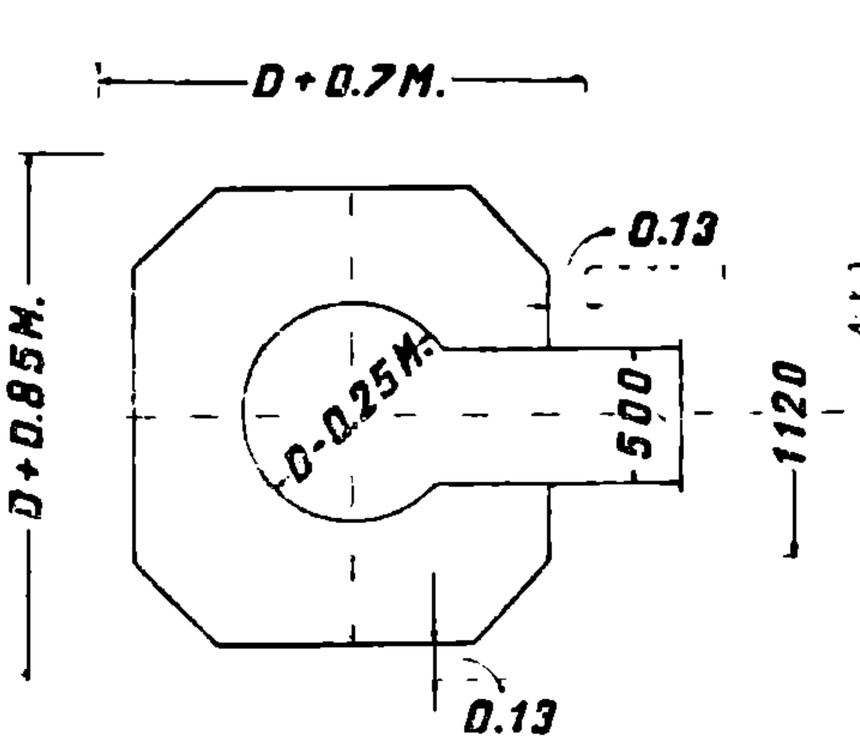
НБ УДУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА 75

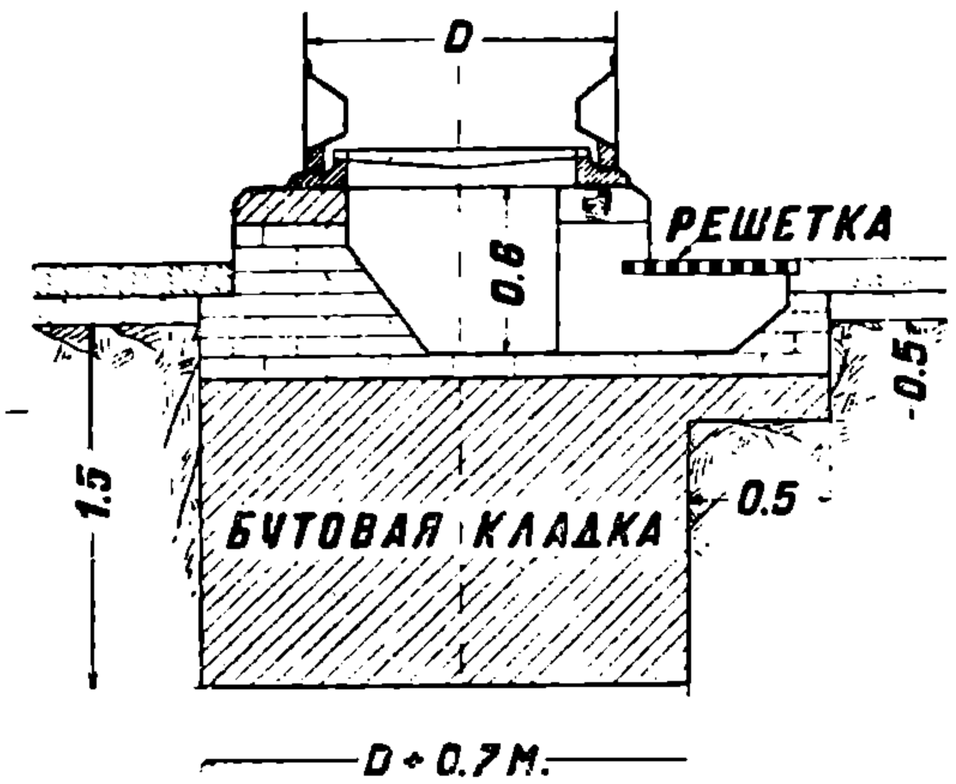
Стандартные вертикальные (стоячие) котлы системы Шухова завода „Парострой“ (к фиг. 208 и 207)

№№ по порядку	Поверхность нагрева в $м^2$		Внутренний диаметр кожуха	Высота цилиндрич. части	Внутренний диаметр топки	Высота внутрен. цилиндрич. части	Количество кипятильных труб	Диаметр кипятильных труб	Внутренний диаметр дымовой трубы	Высота дымовой трубы	Общая высота котла
	Номинальная	Действительн.	D	H_1	d_1	h			d_2	h_1	H
1	8	7,8	1 010	2 060	850	1 450	28	51	340	840	2 440
2	10	10	1 010	2 360	850	1 675	42	51	340	915	2 745
3	12	12,5	1 010	2 665	850	1 905	56	51	340	990	3 050
4	15	14,5	1 010	2 970	850	2 135	70	51	340	1 070	3 335
5	20	19,5	1 136	2 970	950	2 365	84	51	340	1 220	3 735
6	25	25	1 524	3 250	1 346	2 200	52	76	440	1 285	3 710
7	35	35	1 524	3 810	1 346	2705	78	76	440	1 335	4 270

Котлы системы Шухова, как правило, строятся на давление не свыше 10 атмосфер. Однако, в случае надобности они строятся по особому заказу и на более высокое давление, причем стандартные размеры поверхностей



Фиг. 208-а



Фиг. 209-б

Фиг. 208-а,б. Фундамент под вертикальный котел сист. Шухова.

нагрева остаются в силе. На фиг. 208 а,б изображено устройство финдамента под стандартный котел системы Шухова. Поверх фундамента кладется строго горизонтально чугунная плита, на которую и устанавливается котел. Котел системы Шухова ставится без обмуровки. Для уменьшения потерь тепла стенки котла покрываются изолирующей массой из асбеста, намазываемой по проволочной сетке.[1]

На фиг. 209 изображено устройство паропровода от парового котла системы Шухова к паровому поршневому насосу сист. Вортингтон. Пар из котла подводится к золотниковой коробке насоса по трубке *1*. Питательная вода поступает в котел по трубке *6* или через инжектор *3*, или через подогреватель *7*. В первом случае вода подается по трубке *8* и нагнетается в котел инжектором, работающим под действием пара из трубки *2*. Во втором случае вода подается через подогреватель малым насосом *9*, приводимым в действие от передаточного механизма насоса Вортингтон.[2] Мятый пар от насоса идет в подогреватель по трубке *10* и выходит оттуда по трубке *11*.

---

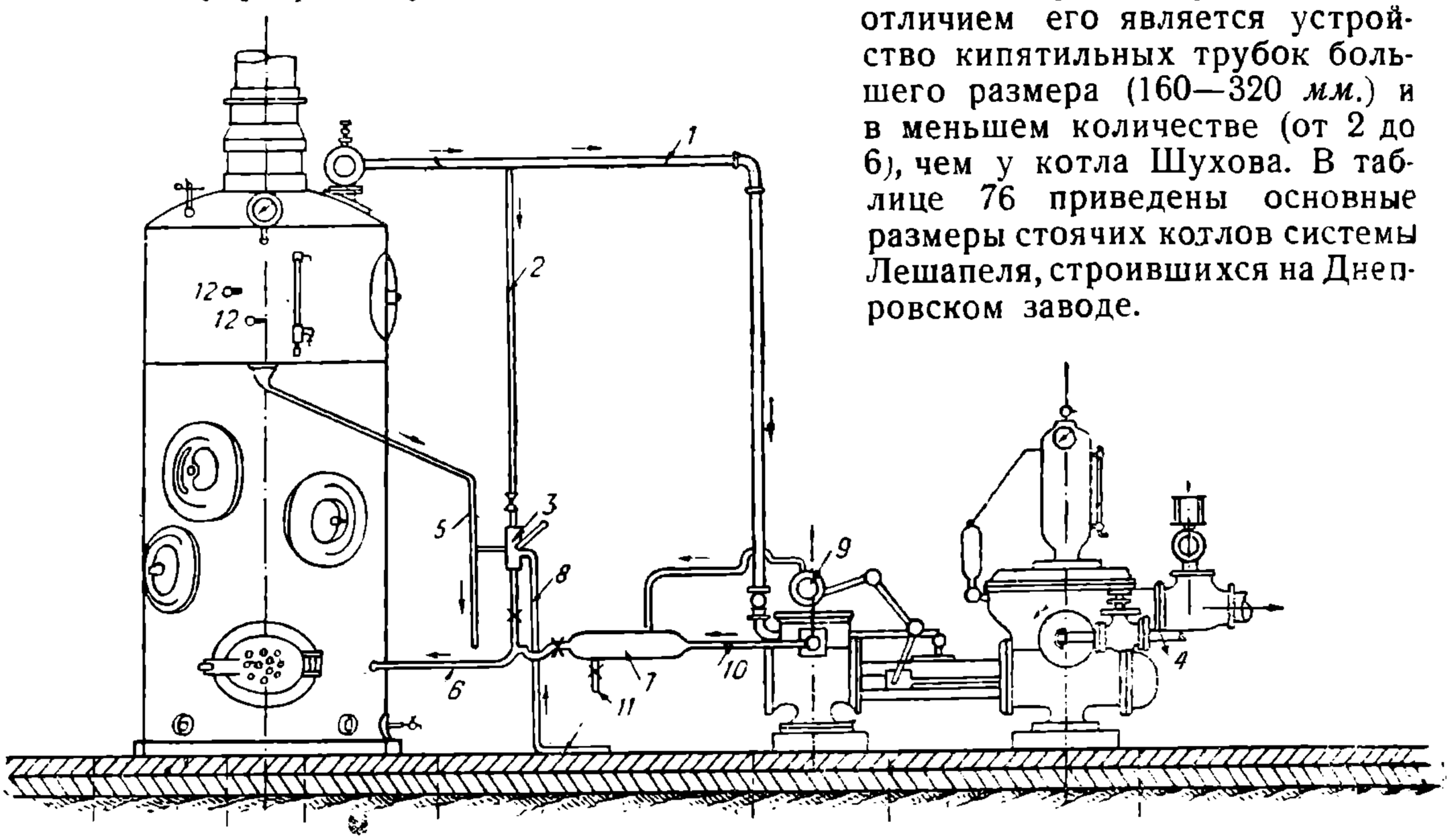
[1] На Пермской жел. дороге изоляция паровых котлов сист. Шухова и Лешапеля часто устраивается из смеси азбеста и войлока с глиной, обвернутой шалевкой и обтянутой снаружи обручами.

[2] Иногда воду в подогреватель подают из напорного трубопровода, а из подогревателя нагнетают ее в котел малым насосом.

НБ УДУНТ (ДПТ)

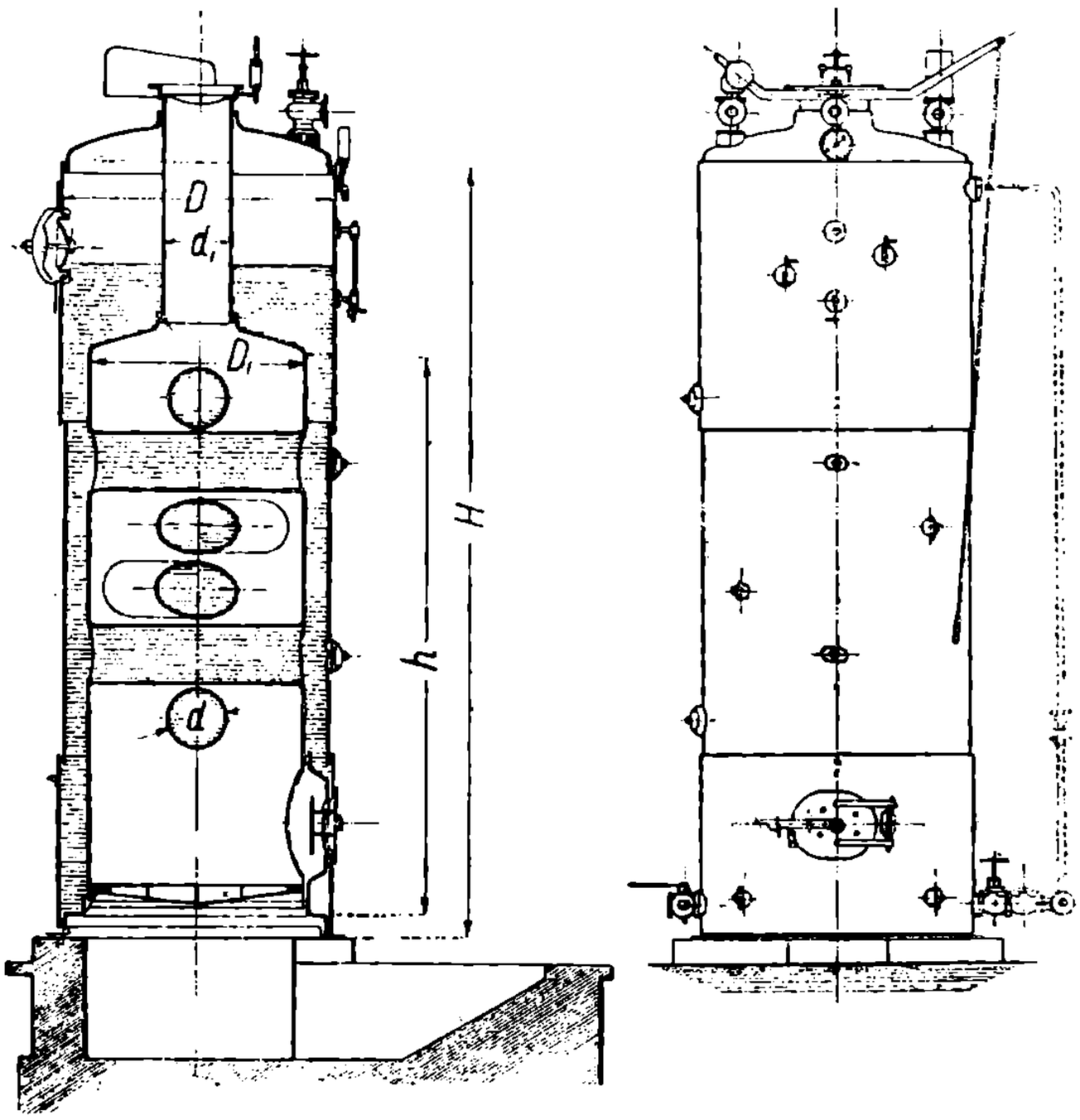
Для отвода воды из пробных кранов *12* устроена сливная трубка *5*.

2. Стоячий котел системы Лешапеля. Котел системы Лешапеля (фиг. 210) по своему устройству весьма похож на котел системы Шухова. Существенным отличием его является устройство кипятильных трубок большего размера (160—320 *мм.*) и в меньшем количестве (от 2 до 6), чем у котла Шухова. В таблице 76 приведены основные размеры стоячих котлов системы Лешапеля, строившихся на Днепровском заводе.



Фиг. 209. Схема паропровода насосно-паровой установки.

1 и 2—Паропроводы к паровой машине насоса и к инжектору
3—Инжектор
4—Водопроводы для заливки водой насоса
5—Сливная труба
6—Питательный водопровод
7—Подогреватель
8—Водопровод
9—Малый насос для подачи воды в подогреватель
10 и 11—Трубопровод для мятого пара
12—Пробные краны



Фиг. 210. Вертикальный (стоячий) котел системы Лешапеля.

3. Стоячий котел с трубками Фильда. Особенность этих котлов (фиг. 211) состоит в оригинальной конструкции кипятильных трубок, несправедливо называемых фильдовскими, так как значительно раньше они были изобретены Перкинсом (1831 г.).[1]

Трубки Фильда устроены из двух, соединенных концентрически трубок (фиг. 212). Конец наружной трубки, обращенной во внутрь огневой камеры, глухой. Трубки Фильда работают, как малые гейзеры. Образующийся в нижней части трубок пар, после того как давление его достигает достаточной величины, приподнимает расположенный над ним столб воды, причем, вслед-

[1] Проф. А. П. Гавриленко.—„Паровые котлы", изд. 1924 г.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ствие уменьшения высоты давящего столба, давление на нижние слои воды уменьшается; в таком случае весь объем воды обращается в пар и с большой силой выбрасывается в котел. После этого трубки снова заполняются водой. Фильд предполагал, что благодаря быстрому движению воды в трубках внутри их не будет образовываться накипь. В действительности же концы трубок или

ТАБЛИЦА 76

Вертикальные (стоячие) котлы системы Лешапеля, строившиеся на Днепровском заводе им. Ф. Э. Дзержинского до введения стандартизации (фиг. 210)

№№ по порядку	Поверхность нагрева в *кв. м*	Котел		Огневая коробка		Поперечные трубы		Диаметр дымовой трубы	Вес котла в *кг* с гарнитурой при давлении		
		Диаметр	Высота	Диаметр	Высота	Количество	Диаметр		6 атм.	8 атм.	10 атм.
1	4	1 050	2 110	800	1 100	2	160	300	1 260	1 360	1 490
2	6	1 050	2 630	800	1 610	3	225	300	1 510	1 620	1 785
3	8	1 050	3 060	800	2 050	4	265	300	1 770	1 915	2 115
4	10	1 200	3 165	950	2 100	4	285	340	2 225	2 490	2 735
5	12	1 200	3 585	950	2 520	5	285	340	2 485	2 785	3 045
6	14	1 350	3 505	1 100	2 440	5	295	360	3 090	3 470	3 890
7	16	1 350	3 825	1 100	2 760	6	295	360	3 340	3 770	4 210
8	18	1 500	4 000	1 250	2 830	5	320	420	4 110	4 650	5 240
9	20	1 500	4 210	1 250	3 050	6	320	420	4 340	4 915	5 570

быстро затягиваются накипью, или же пригорают. Положительной стороной котлов с трубками Фильда является быстрая растопка и сравнительно большая паропроизводительность при малом объеме и весе котла, что способствовало в свое время (до появления двигателей внутреннего сгорания) их применению для передвижных пожарных насосов.

Котлы системы Лешапеля и вертикальные (стоячие) котлы с трубками Фильда, как уже указывалось ранее, с введением в СССР стандартизации, из производства исключены.

К **достоинствам** вообще вертикальных (стоячих) котлов следует отнести:

1) незначительность занимаемой площади;

2) простоту установки и обслуживания;

3) отсутствие обмуровки (взамен ее несложная обмазка);

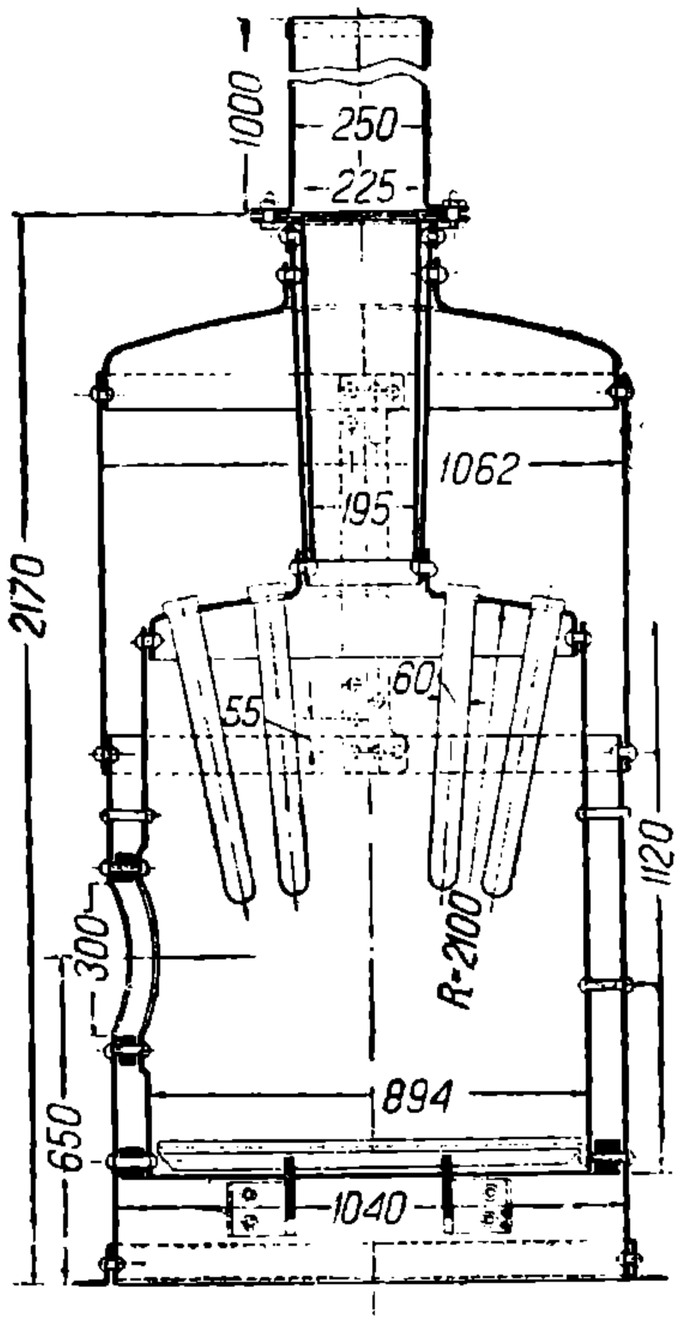
4) сравнительно быструю растопку (50—70 минут).

К **недостаткам** стоячих котлов относятся:

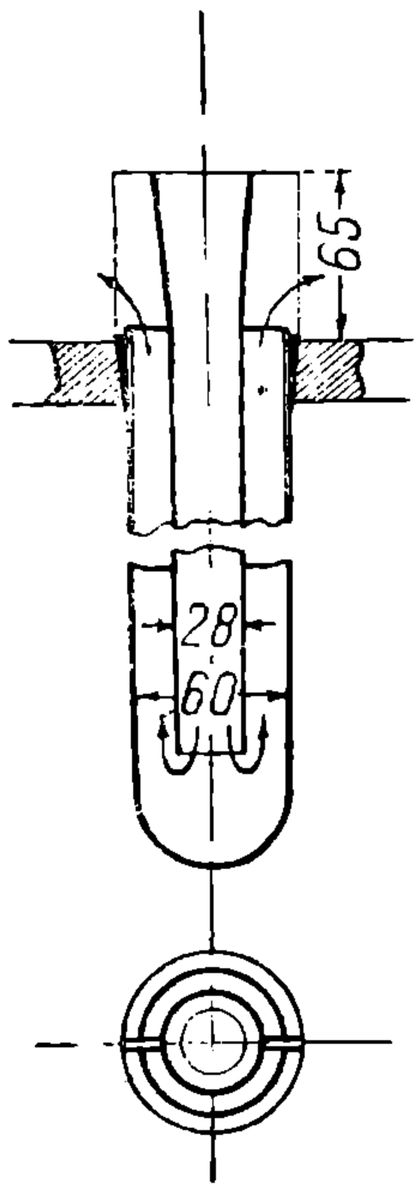
1) слабая циркуляция воды;

2) получение влажного пара вследствие малой поверхности испарения и большой толщины слоя воды, через который пробиваются пузырьки пара;

3) чувствительность к жесткой воде и затруднительность чистки котла.



Фиг. 211. Вертикальный (стоячий) котел системы Фильда.



Фиг. 212. Кипятильная трубка Фильда (Перкинса).

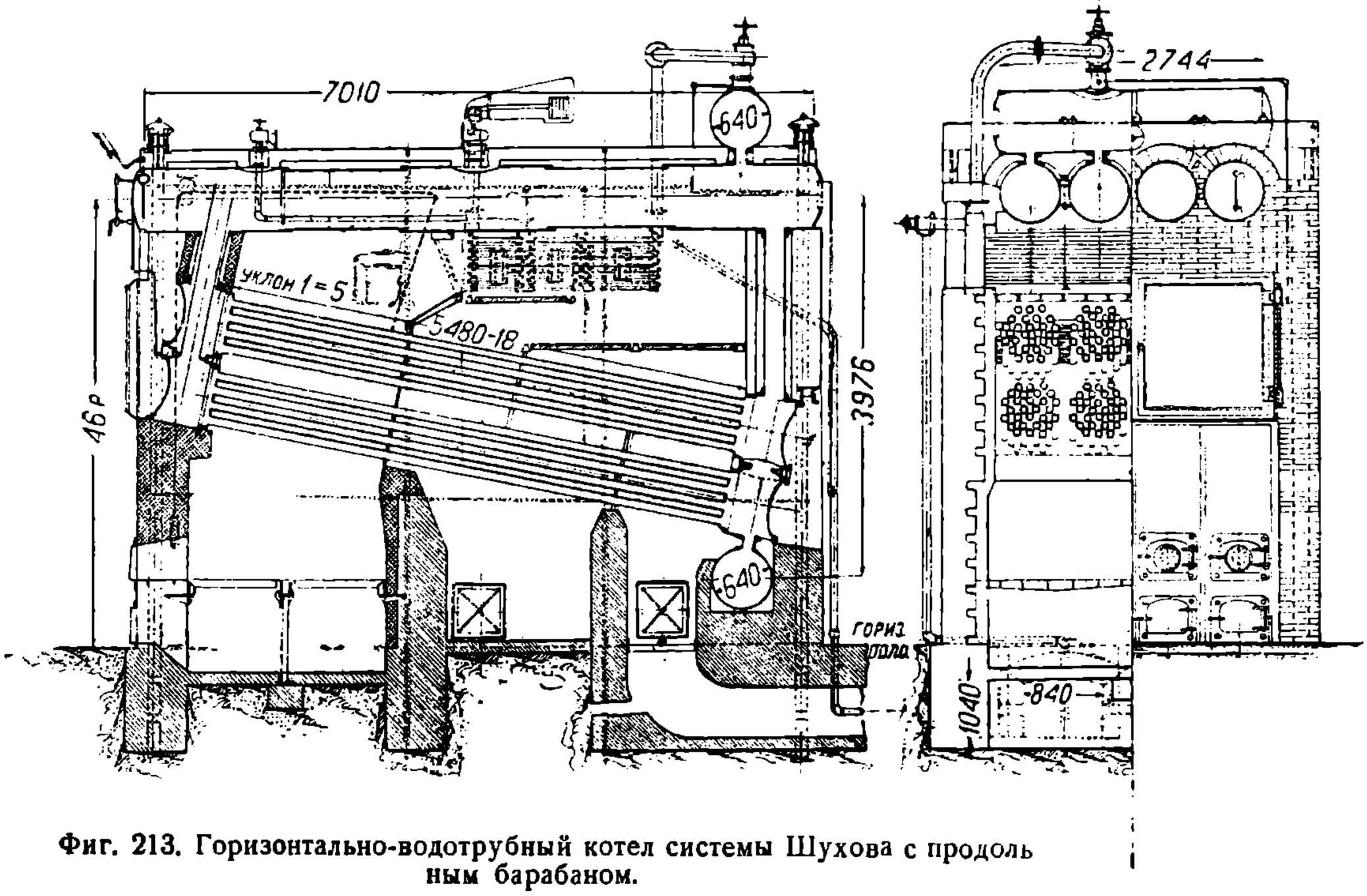
НБ УДУНТ (ДПТ)

ГРУППА ГОРИЗОНТАЛЬНО-ВОДОТРУБНЫХ КОТЛОВ

Особенностью котлов этой группы является наличие наполненных водой трубок малого диаметра, обогреваемых снаружи газами. В зависимости от способа расположения водяных кипятильных трубок, водотрубные котлы разделяются на „секционные", у которых кипятильные трубки соединены небольшими группами, и „камерные", у которых обычно концы всех кипятильных труб котла соединены двумя камерами.

§ 52. Котел системы Шухова с продольным барабаном.

Горизонтально-водотрубный котел системы Шухова относится к секционным котлам. Он состоит из верхнего горизонтального барабана, диаметром



Фиг. 213. Горизонтально-водотрубный котел системы Шухова с продольным барабаном.

640 *мм* и длиною от 4025 до 7075 *мм*, и трубчатых батарей, расположенных наклонно (фиг. 213).

Число трубчатых секций в котле устанавливается от 1 до 20 штук по 28 трубок в каждой, при этом количество продольных горизонтальных барабанов колеблется от 1 до 10. Диаметр водогрейных трубок равен 75 *мм*. Завод „Паростройй", комбинируя числом трубок, секций и барабанов, имеет обширный прейс-курант котлов Шухова, охватывающий 60 различных размеров поверхностей нагрева ст 20 до 760 $м^2$. Водяные трубки в секциях закреплены в шахматном порядке, что весьма выгодно влияет на обхват их потоками газов. Против каждой секции трубок устроены люки.

Барабаны соединяются сверху одним общим сухопарником. Внизу под секциями трубок располагается грязевик. Паропроизводительность котлов системы Шухова при нормальной работе равна 17 — 22 *кг* пара, в зависимости от условий эксплоатации (качества топлива, силы тяги и др.). При разработке стандартов принята определенная длина трубок в 5490 *мм*, причем для котлов поверхностью нагрева свыше 70 $м^2$ взято 8 стандартных размеров. В таблице 77 даны основные размеры горизонтально-водотрубных котлов системы Шухова, изготовляемых на заводе „Паростройй".

Котлы системы Шухова обычно строятся на давление до 15 атмосфер.

К достоинствам котлов системы Шухова относятся:

1) эластичность конструкции;

2) удобство выявления и устранения дефектов в секциях;

НБ УДУНТ (ДПТ)

3) сравнительная легкость и негромоздкость отдельных частей котла для перевозки и сборки на месте;

4) возможность установления на заводе массового производства благодаря однородности деталей, минимальной спецификации и применению листового котельного железа самых ходовых размеров;

5) сравнительно хорошая паропроизводительность.

ТАБЛИЦА 77

Горизонтально-водотрубные паровые котлы системы Шухова с продольным барабаном „Паростроя" (к фиг. 213)

№№ по по рядку	Поверхность нагрева в $м^2$	Барабаны			Секции			Обмуровка			Число кирпичей	
		Число	Диаметр	Длина	Число секций	Число труб	Длина труб	Длина	Ширина	Высота	Огнеупорных	Красных
1	20	1	640	4 025	1	28	2 745	4 205	1 980	3 375	1 100	8 300
2	22	1	640	4 330	1	28	3 050	4 505	1 980	3 375	1 200	8 700
3	25	1	640	4 635	1	28	3 355	4 805	1 980	3 375	1 300	9 100
4	27	1	640	4 940	1	28	3 660	5 100	1 980	3 375	1 400	9 500
5	30	1	640	5 245	1	28	3 965	5 400	1 980	3 375	1 500	9 900
6	32	1	640	5 550	1	28	4 270	5 700	1 980	3 375	1 600	10 300
7	34	1	640	5 855	1	28	4 575	6 000	1 980	3 375	1 700	10 800
8	36	1	640	6 160	1	28	4 880	6 290	1 980	3 375	1 800	11 300
9	38	1	640	6 465	1	28	5 185	6 590	1 980	3 375	1 900	11 700
10	42	1	640	4 635	2	28	3 050	4 710	1 980	4 655	1 600	11 300
11	46	1	640	4 940	2	28	3 355	5 010	1 980	4 655	1 700	11 800
12	50	1	640	5 245	2	28	3 660	5 310	1 980	4 655	1 800	12 300
13	55	1	640	5 550	2	28	3 965	5 610	1 980	4 655	1 900	12 800
14	60	1	640	5 855	2	28	4 270	5 905	1 980	4 655	2 000	13 300
15	64	1	640	6 160	2	28	4 575	6 205	1 980	4 655	2 100	13 800
16	72	1	640	6 770	2	28	5 185	6 810	1 980	4 655	2 300	14 800

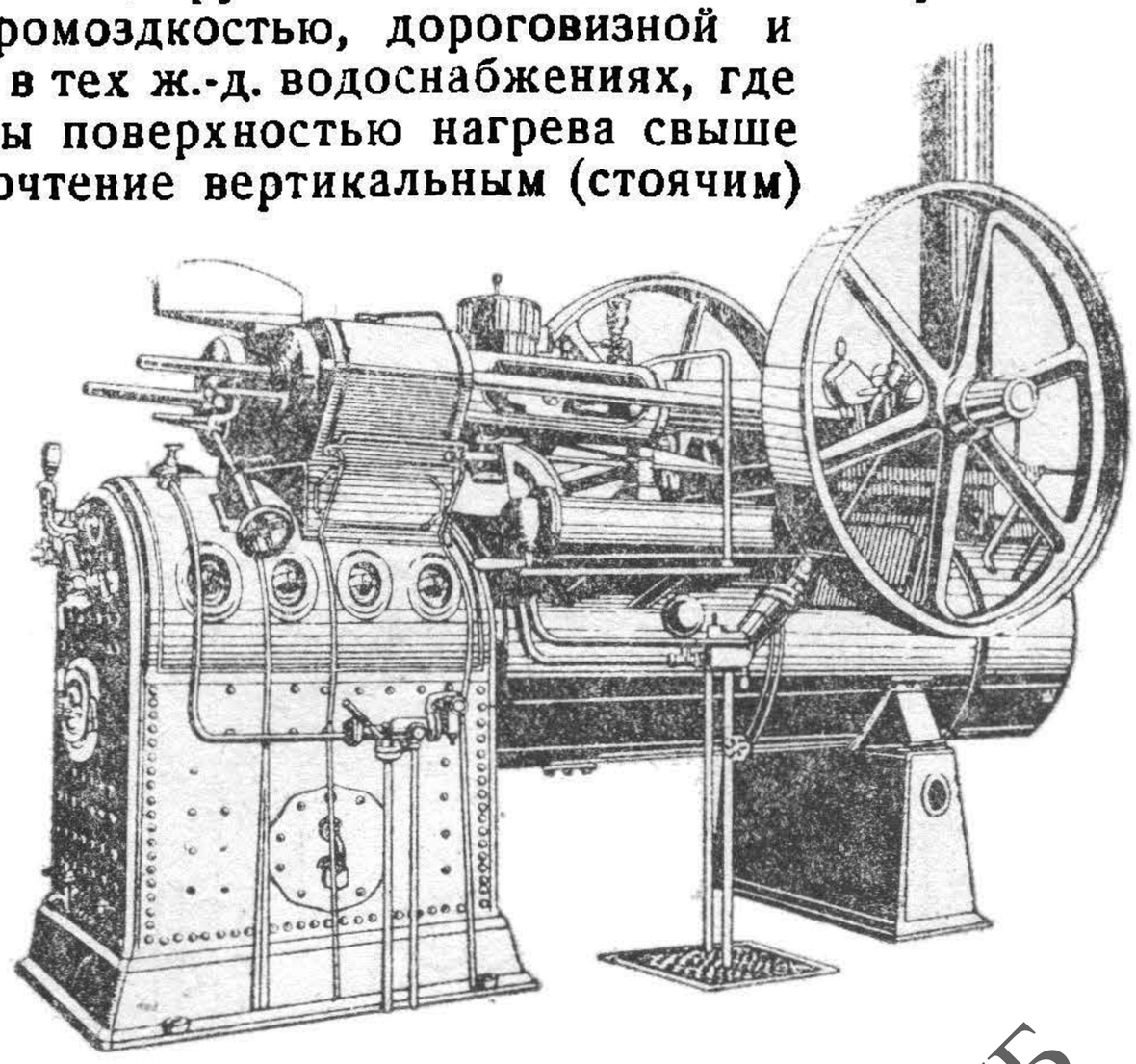
По сравнению с цилиндрическими вертикальными (стоячими) котлами системы Шухова, горизонтально водотрубные котлы с малыми поверхностямм нагрева отличаются большей громоздкостью, дороговизной и сложностью установки. Поэтому в тех ж.-д. водоснабжениях, где по мощности не требуются котлы поверхностью нагрева свыше 35 $м^2$, должно быть дано предпочтение вертикальным (стоячим) котлам.

§ 53. Локомобили. Конструкции их и размеры.

Аггрегат, состоящий из парового котла и паровой поршневой машины, прикрепленной к стенкам этого котла, носит название **локомобиля.** В зависимости от числа цилиндров паровой машины и назначения аггрегата локомобили делятся на:

а) одноцилиндровые и двухцилиндровые,

б) стационарные и передвижные (на колесах).

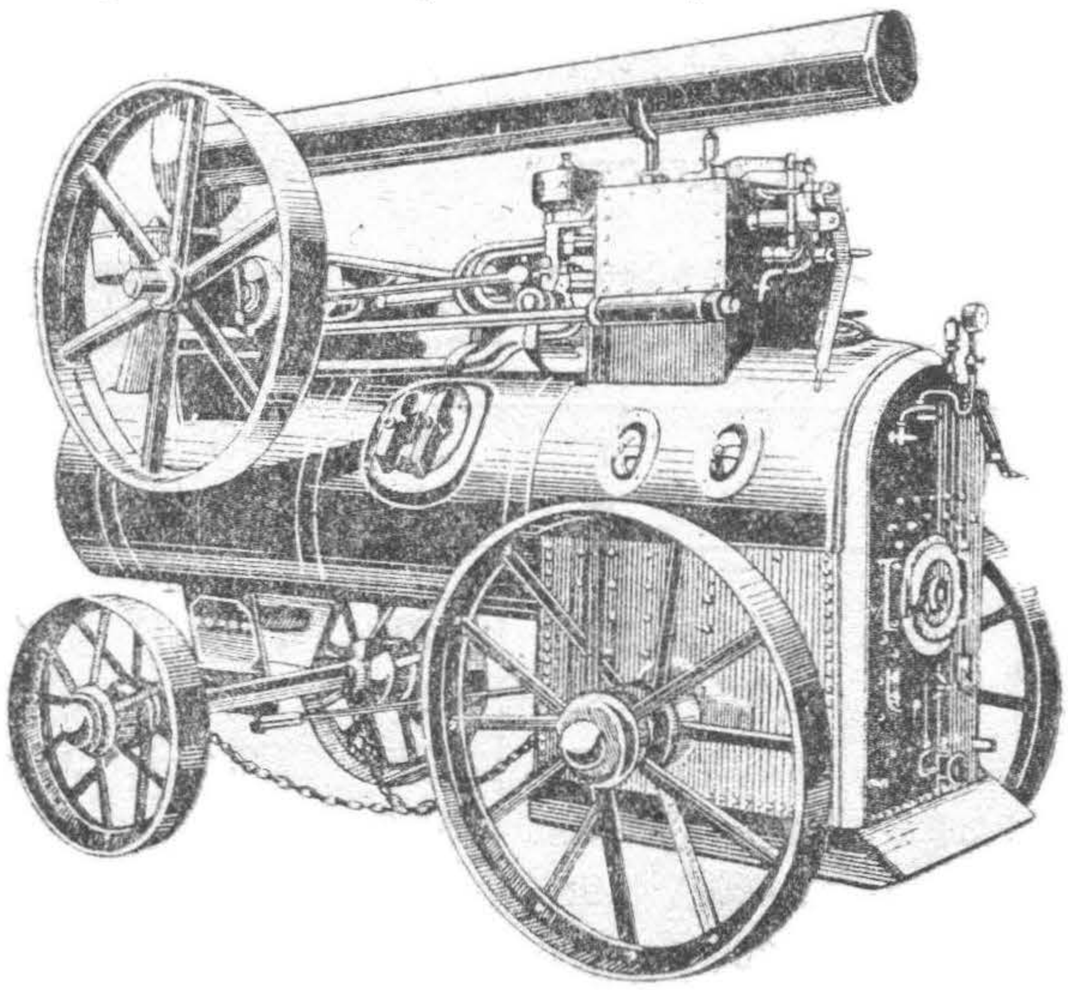


Фиг. 214. Стационарный двухцилиндровый локомобиль Людиновского завода (класс — Д).

На фиг. 214 изображен внешний вид стационарного двухцилиндрового локомобиля на подставках. Паровой котел построен по типу паровозного, т. е. с внутренней топкой в виде огневой коробки, в одну из стенок

НБ УДУНТ (ДПТ)

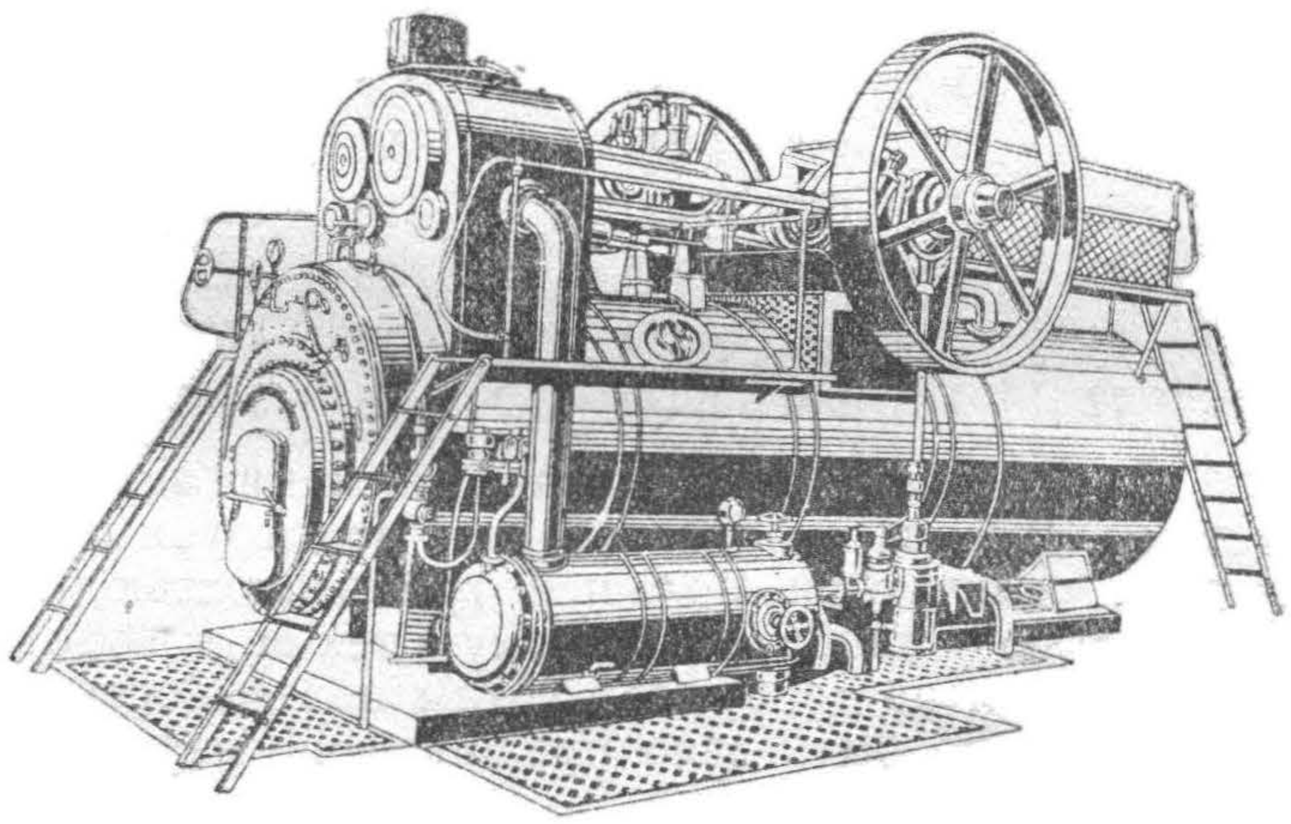
которой ввальцованы дымогарные трубки; другой конец этих трубок входит в стенку отделяющую цилиндрическую часть котла от дымовой коробки. Газ отводится по дымовой трубе высотою нормально в 3,7 *м*. Та же конструкция и размеры котла остаются при передвижном типе локомобиля с той лишь разницей, что подставка, расположенная под дымовой трубой, совсем убирается и заменяется колесным скатом; ось второй пары колес продевается через специально устроенное отверстие в топочной камере (закрытое на фиг. 214 накладкой). На фиг. 215 показан одноцилиндровый локомобиль на колесах. Оба указанных типа локомобилей изготовляются на Людиновском машиностроительном и чугунолитейном заводе, причем первый из них, т. е. двухцилиндровый (фиг. 214), именуется заводом — „класс Д" и второй, т. е. одноцилиндровый (фиг. 215),— „класс А" Каждый класс имеет несколько марок, например: Д-III, Д-IV и т.д.



Фиг. 215. Передвижной одноцилиндровый локомобиль Людиновского завода (класс — А).

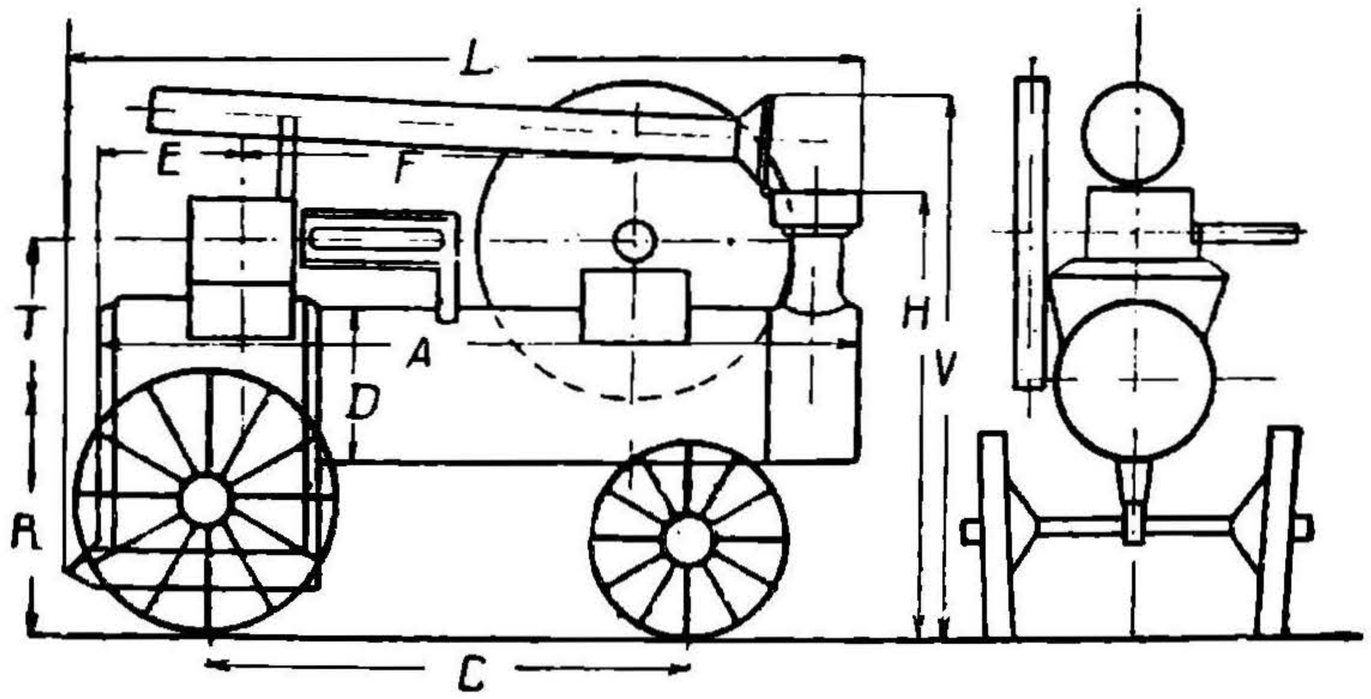
На фиг. 216 показан стационарный локомобиль-компаунд высокого давления (12 атм.) с пароперегревателями, подогревателем питательной воды и впрыскивающей конденсацией; локомобиль строится на том же Людиновском заводе под рубрикой „класс ЛМ" с марками: ЛМ-V, ЛМ-VII, ЛМ-VIII, ЛМ-X, мощностью от 100 до 295 л. с.

Мощность, расход топлива и вес локомобилей, производимых в настоящее время (1932 г.) на Людиновском заводе, даны в таблице 78.



Фиг. 216. Стационарный локомобиль-компаунд Людиновского завода (класс — ЛМ).

Следует иметь в виду, что локомобили классов А и Д снабжаются одним маховиком с левой стороны (смотря со стороны топки), и поэтому передача мощности должна производиться непременно с левой стороны; на локомобилях класса ЛМ ставятся два маховика, и нормальная мощность снимается с обоих маховиков. Передача всей мощности с одной стороны в локомобилях ЛМ возможна лишь при условии постановки специального маховика, имеющего увеличенный диаметр и ширину, и при передаче



Фиг. 217.

НБ УГХТ (ДГТ)

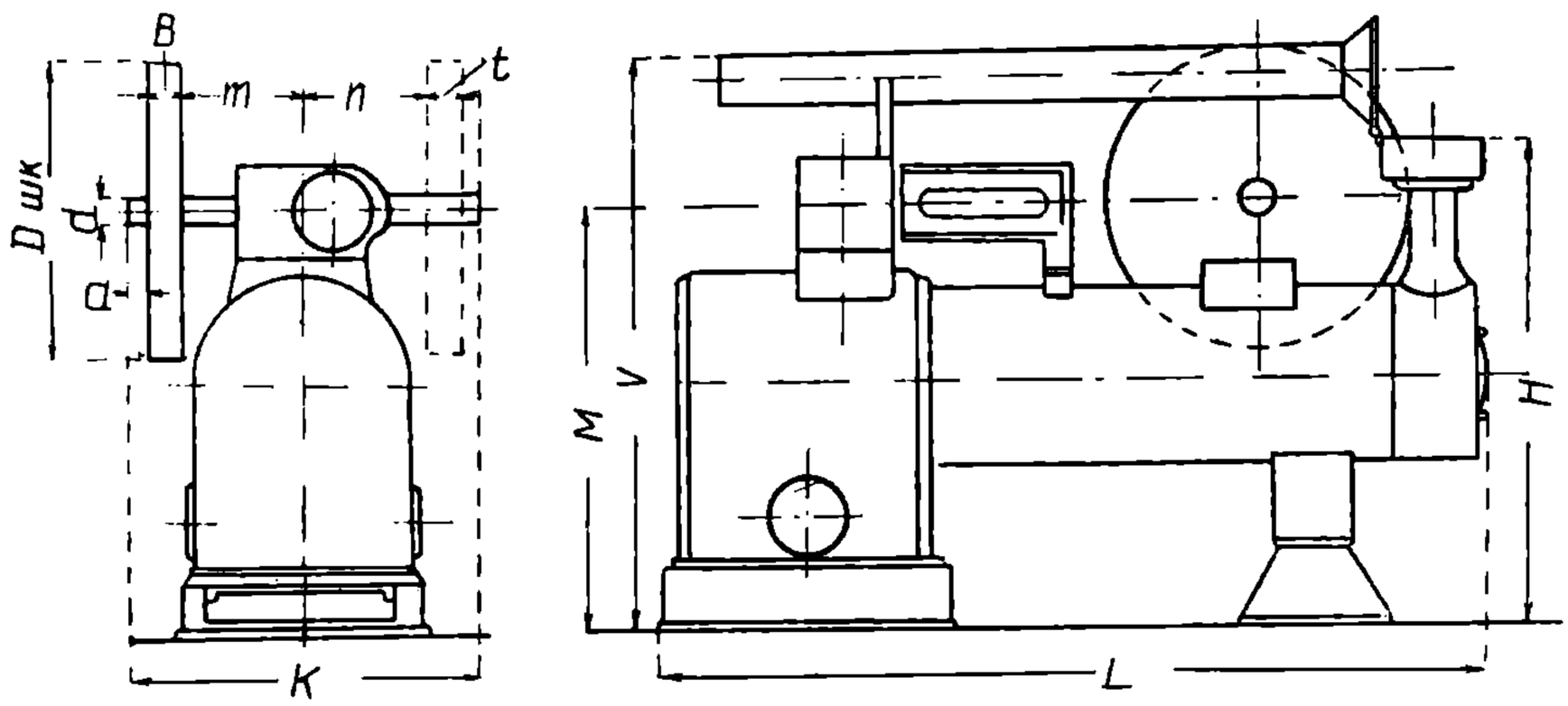
ТАБЛИЦА 75

Мощность, расход топлива и вес локомобилей классов А, Д и ЛМ, строящихся на Людиновском машиностроительном заводе (к фиг. 214, 215 и 216)

Марка	Число действительных л. с.			Число оборотов в минуту	Маховики			Цилиндр			Пов. нагр. в *кв. мм*		Площ. колосниковой решетки в *кв. м*			Приблизительн. расход на 1 действит. л. с. в час *кг*			Прибл. вес в тонн. стацион. локомобилей	
	Нормальная нагрузка	Максимальная продолжительность нагрузки	Максимальная кратковременная нагрузка		Диаметр в *мм*	Ширина в *мм*	Число маховиков	Диаметр малого цилиндра *мм*	Диаметр большого цилиндра *мм*	Ход поршня в *мм*	Котла	Перегревателя	Обыкновенной топки для угля	Добавочной топки	Ступенчатой топки	Пара	Угля 7 500 кал	Дров 3 500 кал.	Нетто	Брутто
А-V	24	29	35	160	1 500	180	1	200	—	330	15,5	—	0,61		—	13,9	1,95	4,2	5,3	5,4
Д-III	46	57	73	150	1 700	280	1	200	—	380	29,9	—	0,94	—	—	13,9	1,95	4,2	9,1	9.3
ЛМ-V	100	120	135	200	2 000	300	2	210	370	400	26	0,27	1,0	0,45	2,64	6,0	0,84	1,8	20,0	21,8
ЛМ-VI	145	170	190	190	2 200	300	2	250	450	440	39	0,37	1,2	0,56	2,80	5,8	0,80	1,7	24,0	26,3
ЛМ-VII	195	225	250	190	2 200	320	2	270	490	460	48	0,46	1,3	0,57	2,80	5,8	0,80	1,7	33,0	35,5
ЛМ-X	295	330	380	180	2 400	380	2	320	580	520	67	0,47	2,0	0,63	5,50	6,3	0,88	1,9	45,0	48,5

Примечание. Вес локомобилей на колесах марки { А-V / Д-III } равен: нетто 6,0 / 10,5 *т* и брутто 6,2 / 10,7 *т*

движения с левой стороны. На правой стороне в этом случае ставится второй маховик нормальных размеров (кроме локомобиля марки ЛМ-X), с которого допускается передача энергии не более половины всей мощности. У локомобиля марки ЛМ-X, в случае передачи всей мощности с одной стороны, меняются оба маховика на маховики больших размеров. При несоблюдении отмеченных обстоятельств, помимо отказа в работе установки, может иметь место повреждение локомобиля.



Фиг. 218.

Основные размеры локомобилей марок А-V и Д-III на колесах и на подставках указаны на фиг. 217 — 218 и в таблице 79-*а* и локомобилей марок ЛМ — на фиг. 219 *а*, *б* и в таблице 79-*в*.

Дымовые трубы для локомобилей делаются из железа с толщиною стенок от 2 до 4 *мм*. Размеры нормальных и удлиненных труб, а также размеры маховиков и степень неравномерности хода [1] локомобилей указаны в таблице 80.

[1] Понятие о степени неравномерности хода см. ниже в § 59.

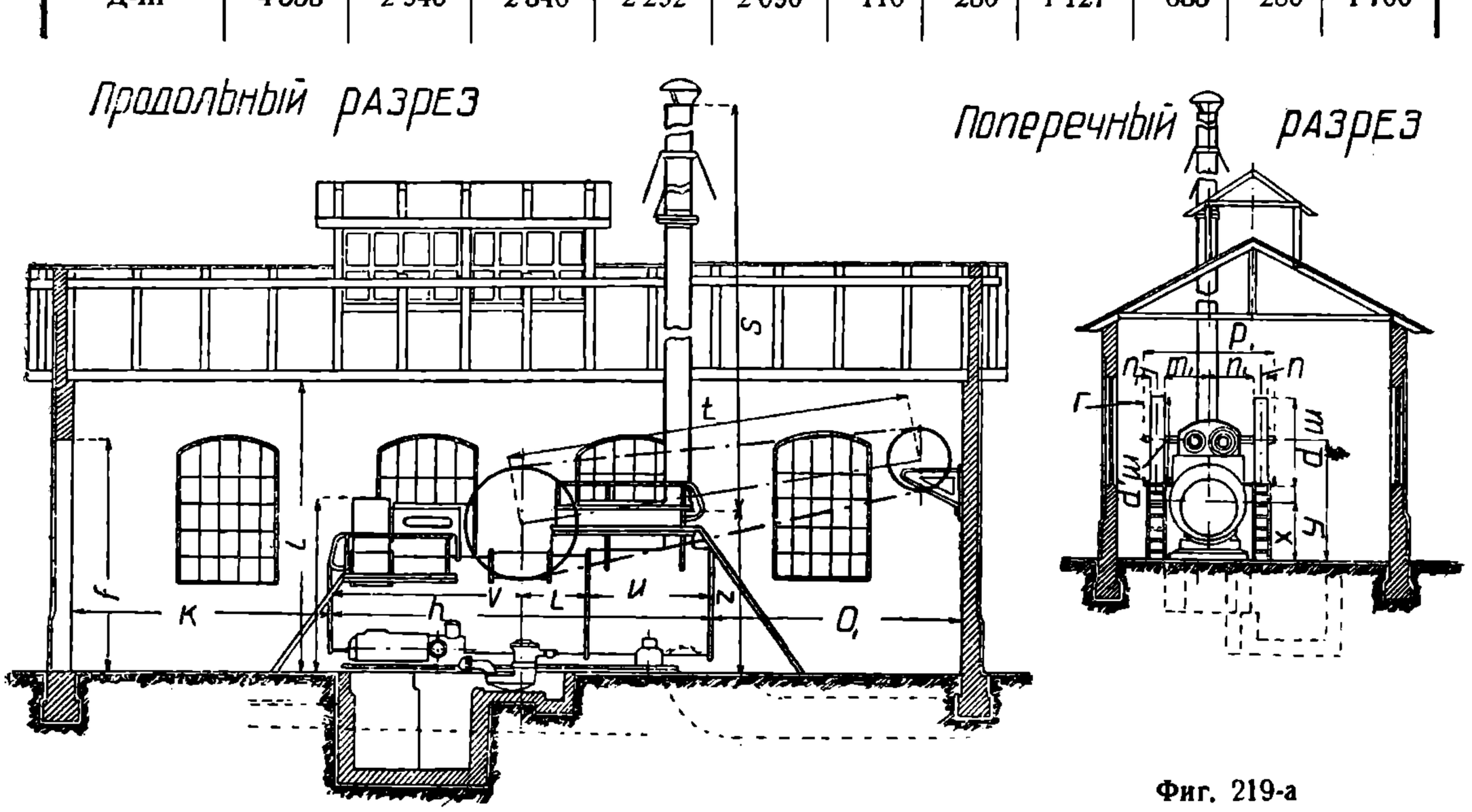
НБ УДУНТ (ДШТ)

ТАБЛИЦА 79-*а*

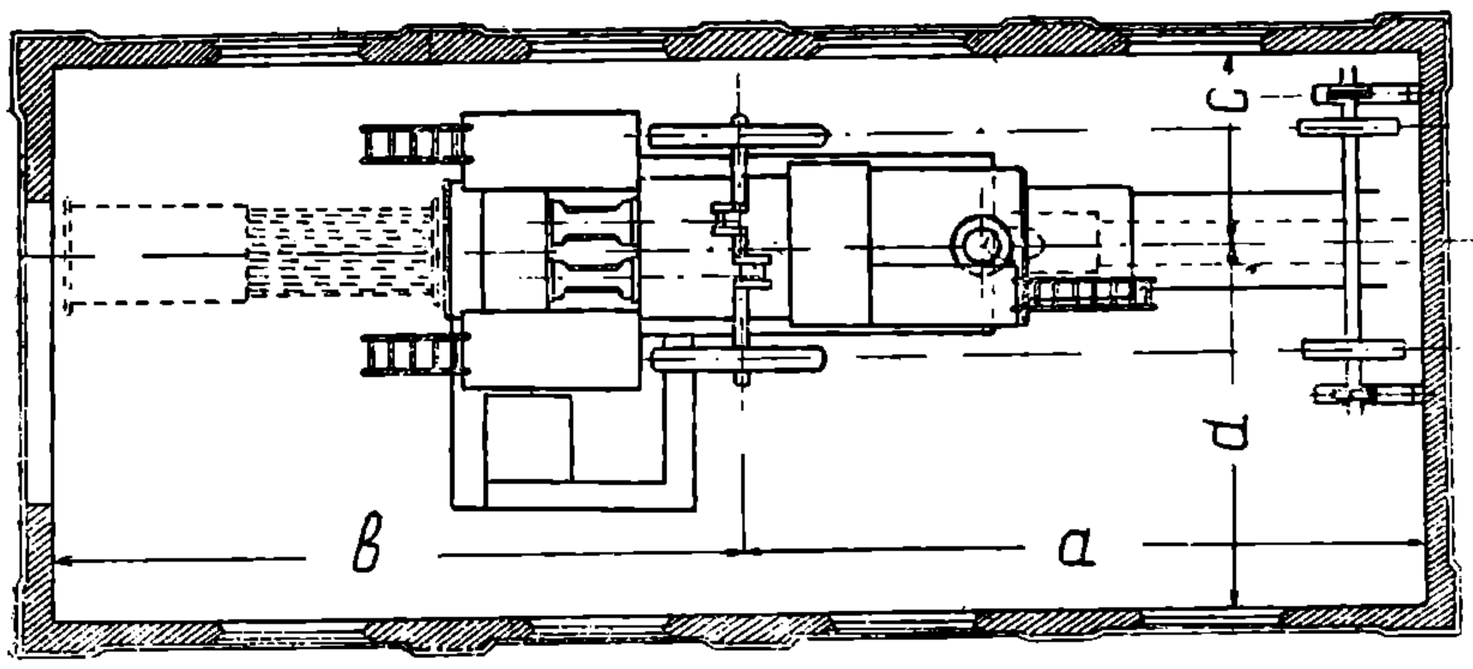
Основные размеры в *мм* локомобилей марок А-V и Д-III Людиновского завода (к фиг. 217—218)

Марки	Локомобили на колесах (фиг. 217)									
	L	*T*	*R*	*E*	*F*	*C*	*A*	*D*	*H*	*V*
А-V	3 962	746	1 229	732	1 950	2 292	3 712	756	2 312	2 868
Д-III	4 600	856	1 426	835	2 125	2 667	4 330	940	2 550	3 150

Марки	Локомобили на подставках (фиг. 218)										
	L	*V*	*H*	*K*	*M*	*d*	*a*	*n+t*	*m*	$D_{шк}$	*B*
А-V	3 925	2 590	2 105	1 490	1 840	80	75	780	455	180	1 200
Д-III	4 555	2 940	2 340	2 292	2 090	110	250	1 127	635	280	1 700



Фиг. 219-а



Фиг. 219-б

Фиг. 219 а,б. Установка стационарного локомобиля - компаунд.

Примечание к фиг. 219-а.

а) В тех случаях, когда нет достаточного места для помещения выдвижной системы дымогарных труб из парового котла, расстояние *K* можно уменьшить до 3 *м*, при том условии, если двери устроены против котла (для того, чтобы получить возможность выдвигать трубы); соответственно уменьшению *K* сократится и размер *B*.

б) Если дымовая труба находится вне машинного здания, то патрубок дымовой трубы у дымовой коробки котла направляется вниз в дымоход; при этом высота трубы, находящейся вне здания, должна быть не менее суммы *S* + половина длины дымохода.

в) При трансмиссии, находящейся вне машинного здания, расстояние *C*, указанное в таблице 79-в, может быть сокращено, при условии сохранения минимального расстояния *t* между осью маховика локомобиля и осью трансмиссии.

НБ УДУНТ (ДШТ)

ТАБЛИЦА 79-в

Основные размеры в *мм* локомобилей класса Д Людиновского завода (к фиг. 219 а и б)

Обозначения	Марка локомобиля ЛМ				Обозначения	Марка локомобиля ЛМ			
	V	VII	VIII	X		V	VII	VIII	X
a .	7 600	8 300	8 300	9 570	n_1	350	440	440	600—420
b .	7 385	7 950	8 610	10 560	*n*	300	300	320	380
d	3 400	3 600	3 700	4 700	*o* .	4 600	5 130	4 790	6 400
c . .	2 280	2 350	2 455	2 900	o_1	4 425	4 900	4 300	5 000
e .	4 500	4 500	4 500	5 700	p_1	2 650	2 835	3 130	3 700
f .	3 500	3 600	3 700	5 100	*p*	2 650	2 835	3 130	3 700
g .	3 000	3 100	3 500	4 000	$d'_{шк}$.	2 400	2 500	2 500	2 700—2 300
h .	6 026	6 528	7 052	7 233	$d_{шк}$.	2 000	2 200	2 200	2 400
l . .	1 116	1 021	1 291	1 282	*r* .	1 000	1 000	1 000	1 200
u .	1 885	2 157	2 266	1 889	*s* . .	30 *м*	32 *м*	35 *м*	36,5 *м*
w	2 625	2 740	3 075	3 375	*t* . .	7 000	7 700	7 700	8 400
k .	4 360	4 590	5 060	6 500	*v* .	3 025	3 330	3 495	4 062
l . .	997,5	106,5	1 130	1 350	*x*	1 020	1 040	1 150	1 285
m_1 .	892,5	975	1 000	1 150	*y*	2 268	2 342	2 609	2 925
m	897,5	970	1 000	1 175	*z* .	2 335	2 486	2 801	—

Примечание к таблице 79-в. Размеры *L*, *m*, *n*. *p* и d'_m относятся к маховикам для одно сторонней передачи.

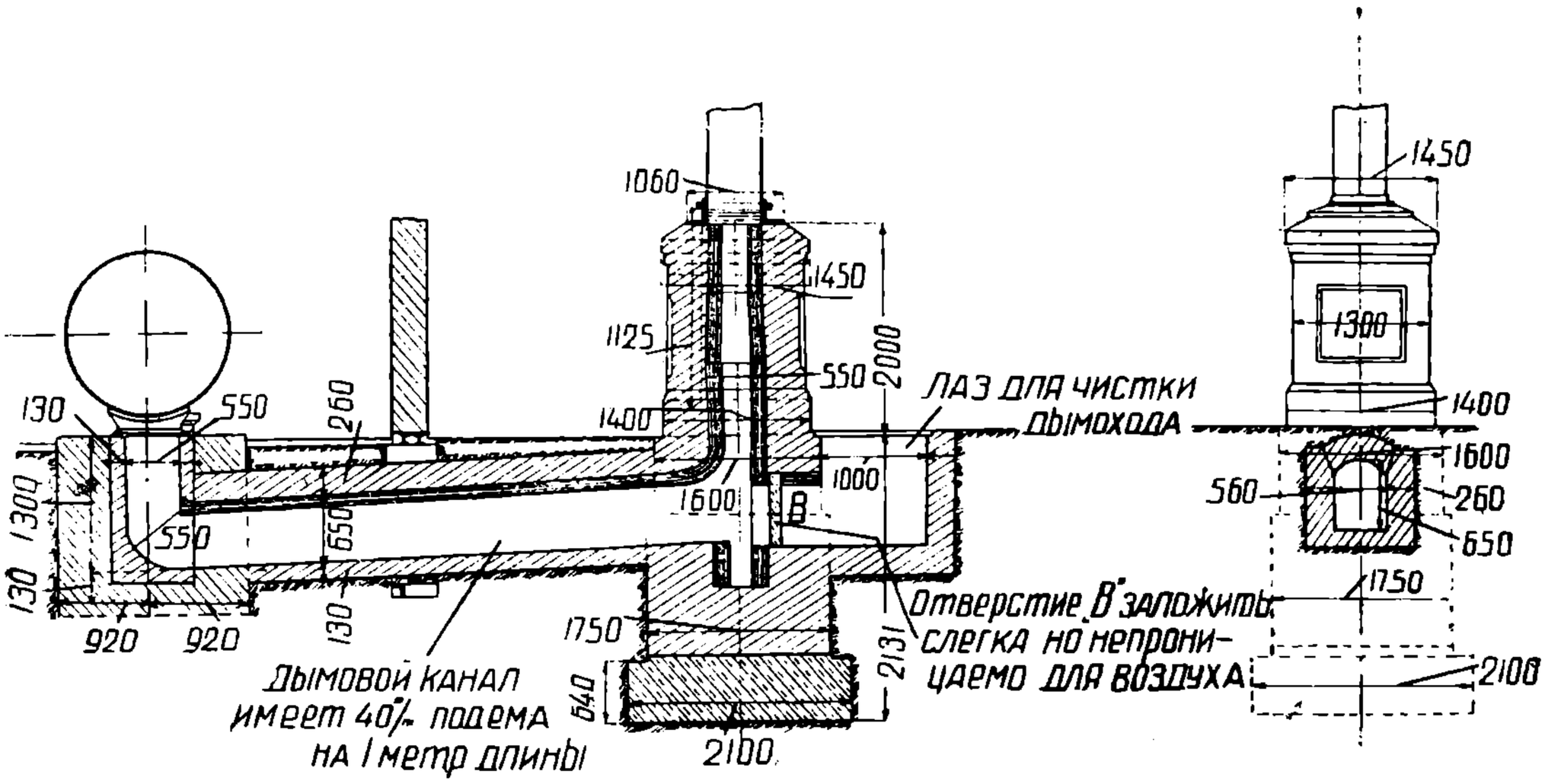
ТАБЛИЦА 80

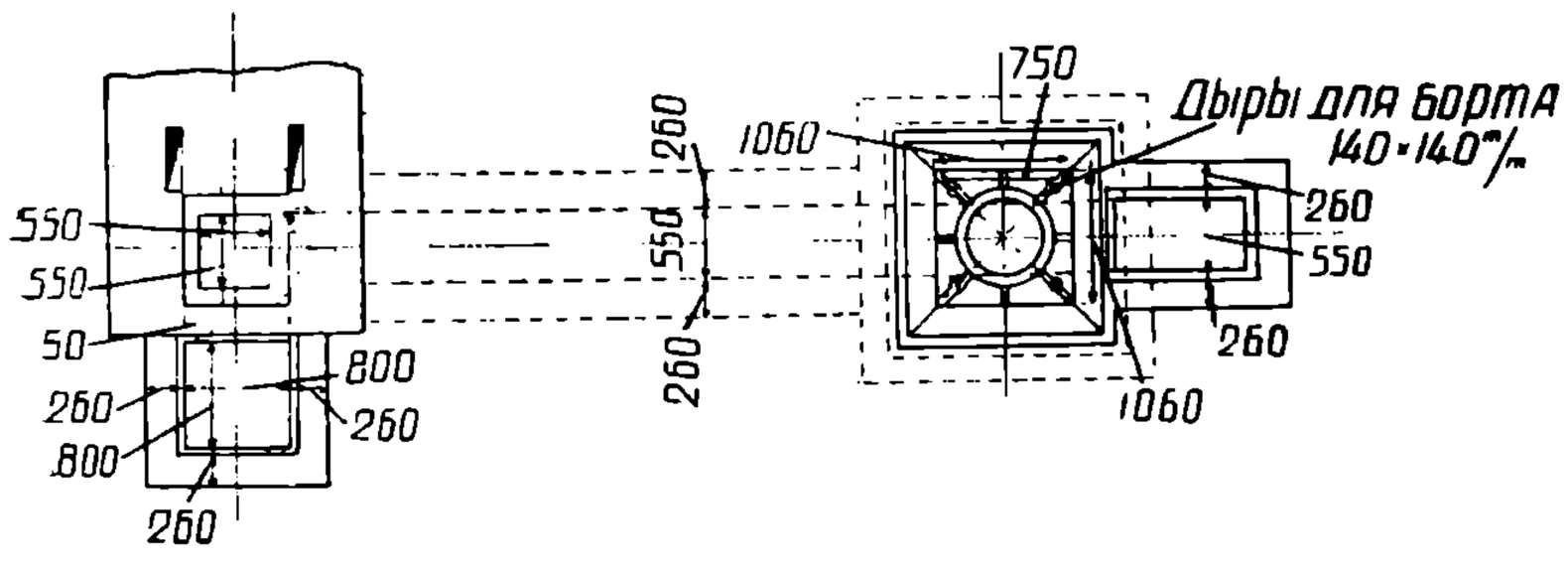
Размер дымовых труб и маховиков локомобилей Людиновского завода

Марки локомобилей	Для снятия мощности с одной стороны							Дымовые трубы		
	Левый маховик			Правый маховик			Степень неравномерности	Высота (*S*) в *м*		Внутренний диаметр в *мм*
	Диаметр в *мм*	Ширина обода в *мм*	Вес в *т*	Диаметр в *мм*	Ширина обода в *мм*	Вес в *т*		Нормальная	Удлиненная	
А—V	1 500	180	—	—	—	—	$\frac{1}{30}$	3,08	19,0	270
Д—III	1 700	280	—	—	—	—	$\frac{1}{100}$	3,70	20,0	350
ЛМ–V	2 400	350	1,55	2 000	300	1,4	$\frac{1}{220}$	—	30,0	450
ЛМ—VII	2 500	440	2,25	2 200	300	1,6	$\frac{1}{225}$	—	32,0	510
ЛМ–VIII	2 500	440	2,25	2 200	320	1,8	$\frac{1}{200}$	—	35,0	565
ЛМ–X	2 700	600	3,5	2 300	420	3,5	$\frac{1}{220}$	—	36,5	720
	Для снятия мощности с двух сторон									
ЛМ–V	2 000	300	1,4	2 000	300	1,4	Размеры дымовых труб остаются без изменения.			
ЛМ—VII	2 200	300	1,6	2 200	300	1,6				
ЛМ—VIII	2 200	320	1,8	2 200	320	1,8				
ЛМ—X	2 400	380	3,0	2 400	380	3,0				

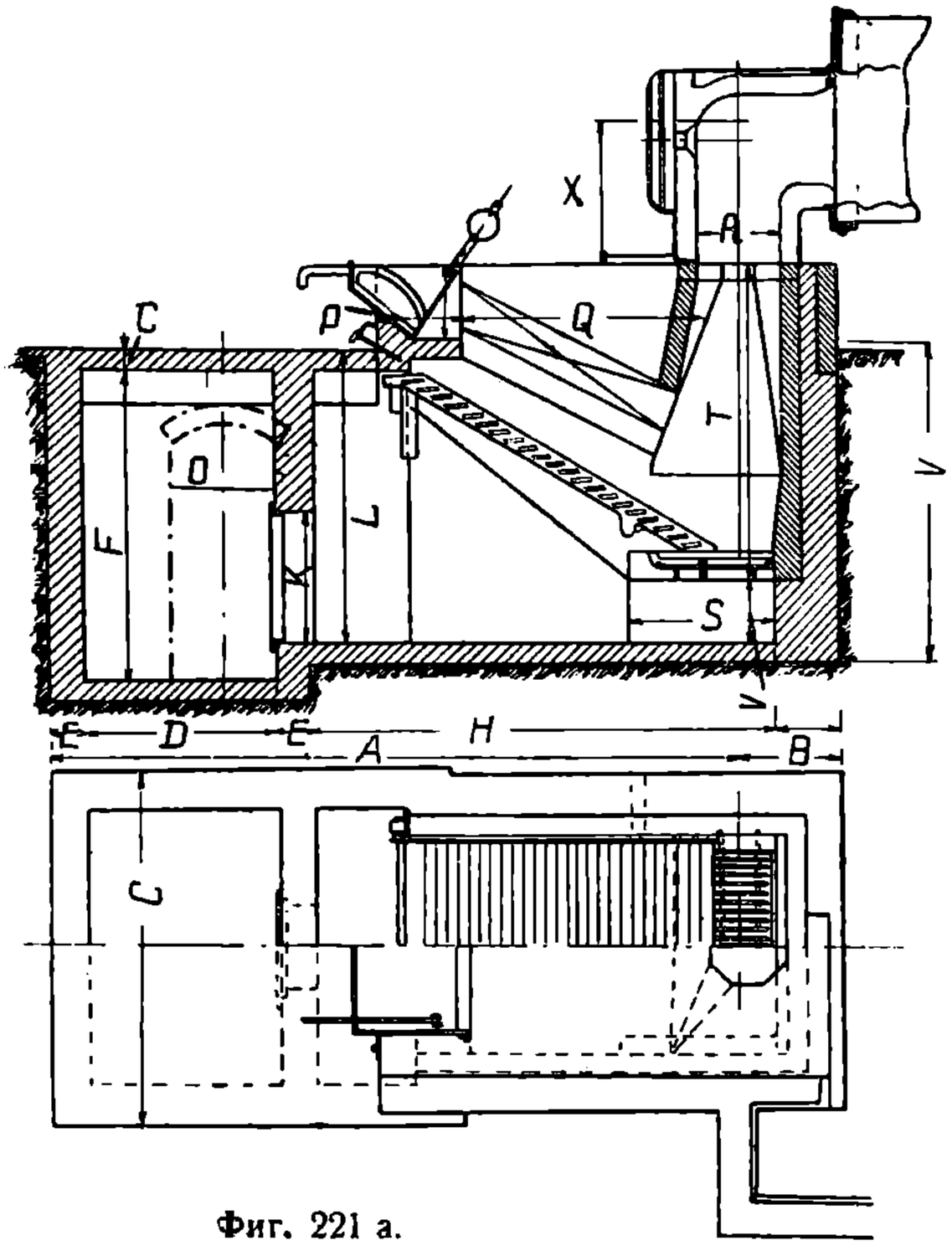
Для локомобилей класса ЛМ дымовые трубы ставятся вне здания машинного отделения, для чего под полом устраивается дымовой канал высотою

НБ УГХТ (ДГТ)

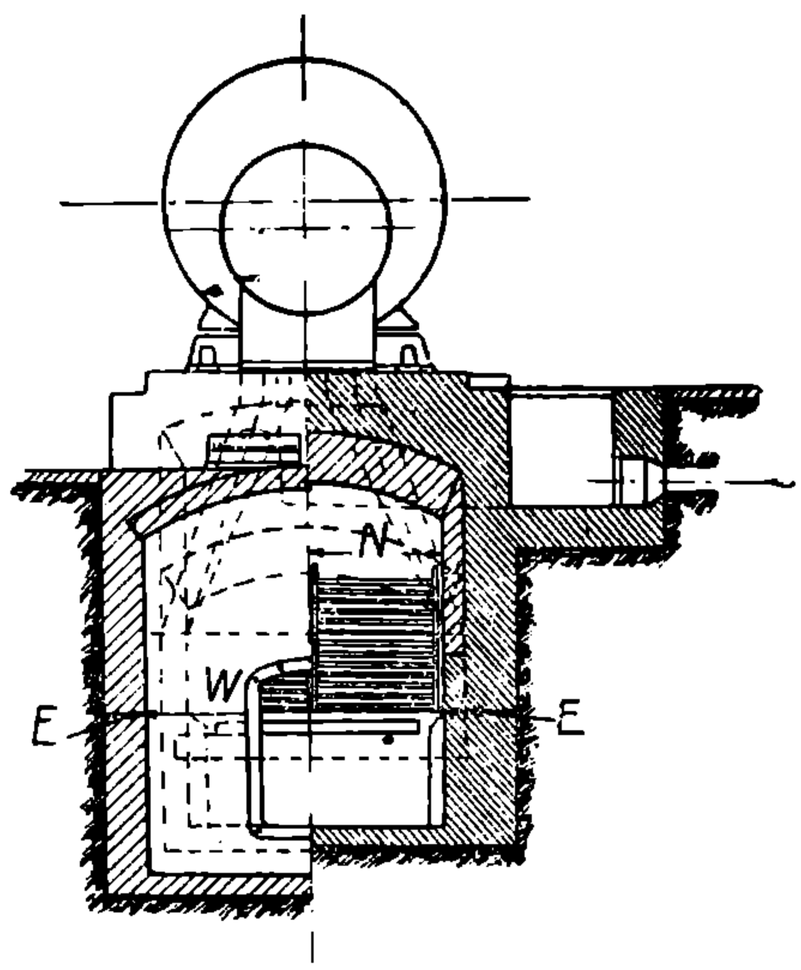




Фиг. 220. Устройство выносной дымовой трубы для локомобилей - компаун



Фиг. 221 а.



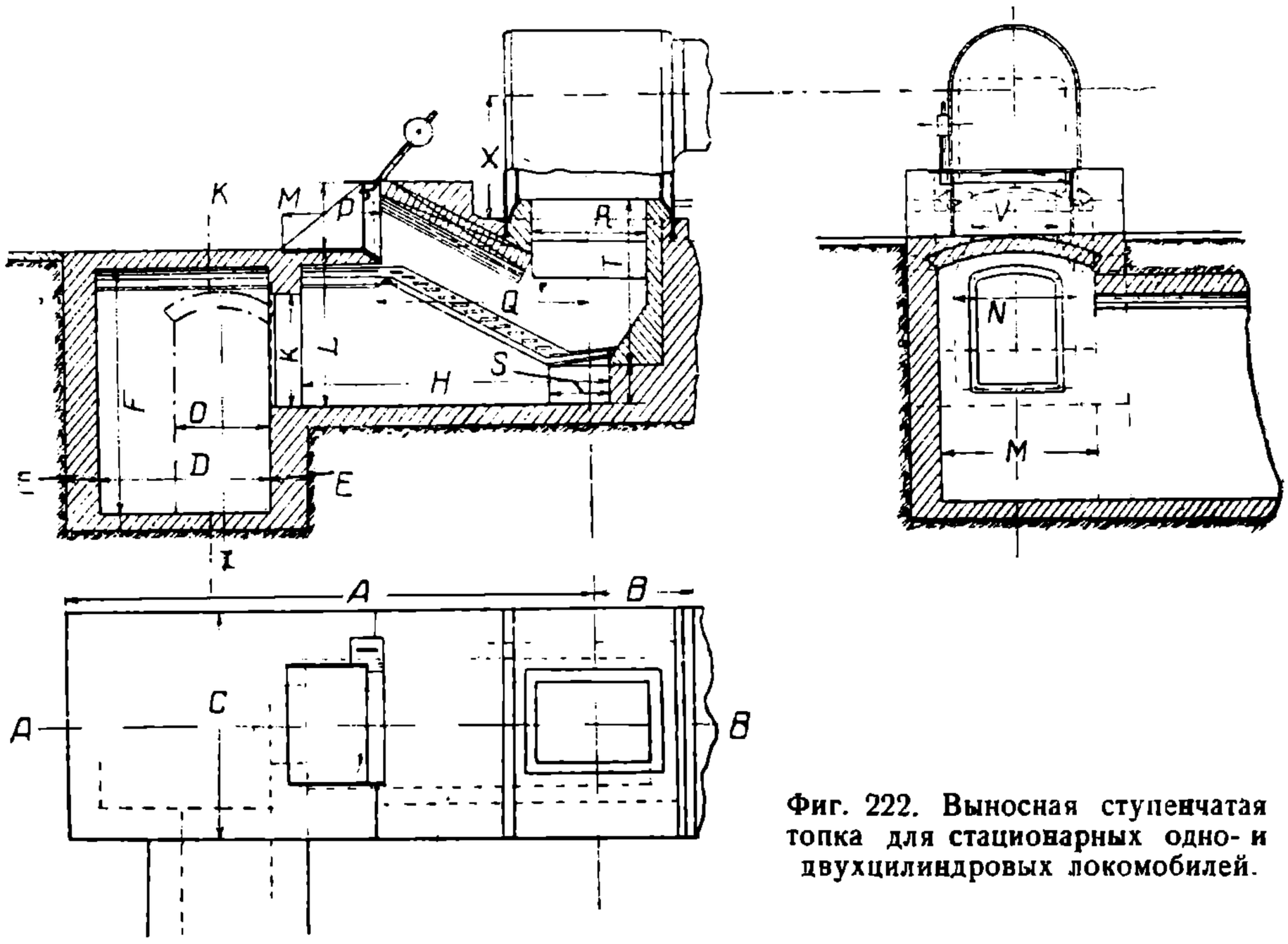
Фиг. 221-б.

Фиг. 221 а, б. Выносная ступенчатая топка для локомобилей - компаунд.

НБ УДУНТ (ДШТ)

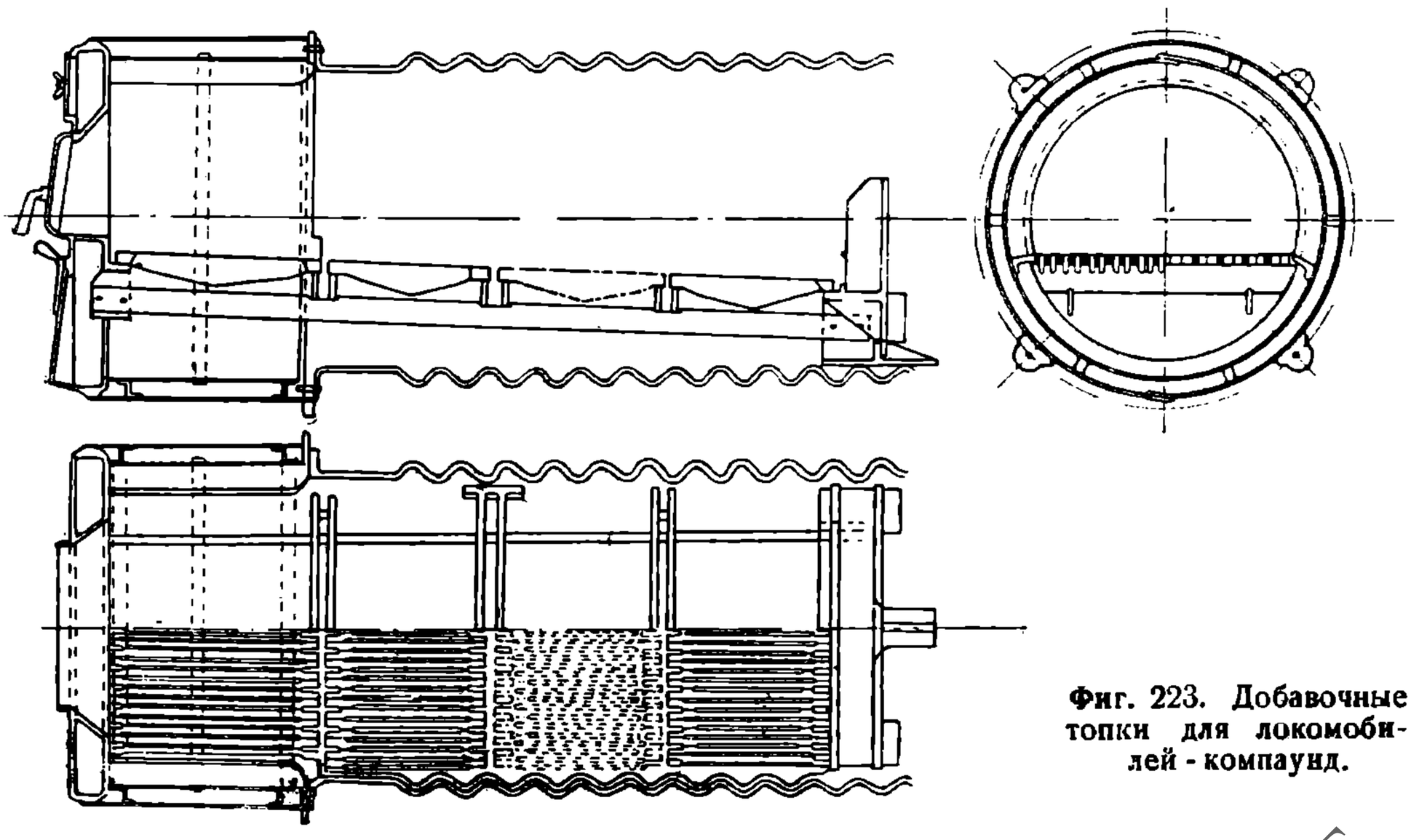
600 — 800 *мм* и шириною 450 — 700 *мм*, в зависимости от мощности локомобиля.

В качестве примера устройства выносной дымовой трубы, на фиг. 220 показаны разрезы дымового канала и цоколя трубы для локомобиля



Фиг. 222. Выносная ступенчатая топка для стационарных одно- и двухцилиндровых локомобилей.

марки ЛМ-VII. Дымовой канал сечением 650 × 560 *мм* имеет подъем $i = 0{,}04$ в сторону трубы. Дымовая труба установлена на цоколе высотою в 2 *м* и закреплена сверху металлическими тяжами (на фиг. не показаны). Для чистки



Фиг. 223. Добавочные топки для локомобилей - компаунд.

канала устроены по обоим его концам лазы с размерами в плане (возле локомобиля) 0,8 × 0,8 *м* и возле дымовой трубы — 0,55 × 1 *м*. Топки локомобилей, изображенных ранее на фиг. 214 — 216, рассчитаны на отопление каменным углем с теплотворной способностью не ниже $W^{н}_{раб} = 7000$ *кал/кг*. При отопле-

НБ УГЛТУ (ДШТ)

нии углем худшего качества, а также дровами, торфом, опилками, шелухой и проч., Людиновским заводом разработаны и изготовляются следующие конструкции топок: для отопления локомобилей опилками, многозольным углем, низкосортным торфом, шелухой и т. п. завод рекомендует устройство наружной ступенчатой топки, металлические части для которой и всю гарнитуру изготовляет он сам; устройство такого рода выносных ступенчатых топок для локомобилей марок ЛМ изображены на фиг. 221а, б и для локомобилей марок А и Д—на фиг. 222. Числовые значения букв, показанных на фигурах, даны в таблице 81.

При отоплении локомобилей углем теплопроизводительностью ниже $W^{п}_{раб}$ — 7 000 кал/*кг* и дровами или торфом среднего качества, топки в локомобилях марки А-V и Д-III делаются обычного типа, т. е. как для каменного угля с $W^{п}_{р} = 7\,000$ кал/*кг*; в локомобилях же класса ЛМ устраиваются заводом так называемые **добавочные топки,** изображенные на фиг. 223.

ТАБЛИЦА 81

Размеры выносных ступенчатых топок для локомобилей Людиновского завода (к фиг. 221—222)

Марка локомобиля	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*O*	*H*	*K*	*L*	*M*	*P*
А-V	3 958	705	1 460	1 300	260	1 900	710	2 185	870	1 150	470	780
Д-III	4 133	857	1 745	1 300	260	1 900	710	2 435	870	1 270	470	780
ЛМ V	4 470	668	2 170	1 300	260	2 100	560	2 698	870	1 730	540	560
ЛМ-VII	4 710	663	2 370	1 300	260	2 100	583	3 090	870	1 990	540	560
ЛМ-VIII	4 710	600	2 370	1 300	260	2 100	583	3 090	870	1 990	540	560
ЛМ-X	5 920	845	2 580	1 600	260	1 680	535	3 875	870	1 940	680	700

Марка локомобиля	*S*	*Q*	*X*	*U*	*T*	*R*	*N*	*W*	*V*	Количество рядов колосников
А-V	460	1 488	844	300	1 110	740	670	930	540	1
Д-III	460	1 640	984	300	1 250	925	955	1 225	680	1
ЛМ-V	950	1 365	840	400	1 870	546	560	2 310	1 650	2
ЛМ-VII	1 000	1 620	940	400	2 130	546	583	2 120	1 850	2
ЛМ-VIII	980	1 553	820	400	2 130	680	583	2 040	1 850	2
ЛМ-X	760	1 960	975	350	2 250	910	535	1 940	2 060	3

Достоинством локомобилей являются компактность и небольшой вес установки, большая поверхность нагрева котла при сравнительно небольшом объеме воды в нем и, наконец, довольно высокая паропроизводительность 22 — 30 *кг* пара в час с 1 $м^2$ поверхности котла и легкая передвижка всей установки.

Недостатки локомобилей: трудность чистки дымогарных трубок (особенно удаления накипи); малые размеры водяного и парового пространства, а также поверхности испарения, вследствие чего получается влажный пар. У локомобилей с внутренней топкой пламя не может достаточно развиться, отчего процесс горения не успевает заканчиваться внутри топки. Уход за паровой машиной, расположенной сверху котла и нагревающейся от стенок последнего, несколько затруднителен, тем более, что условия эксплоатации ее ухудшаются еще и тем обстоятельством, что она подвергается бо́льшему загрязнению пылью от топлива, чем какая-либо другая паровая машина, установленная вне котельной. Паровой котел, помимо давления водяного пара, получает добавочные напряжения от паровой машины и, главным образом, от передаточного механизма.

Ранее (в начале книги) нами указывалось, что НКПС намечает во второй пятилетке установить на жел.-дор. насосных станциях около 300 штук локомобилей описанных выше типов.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

§ 54. Подогреватели. Конструкции их и расчет.

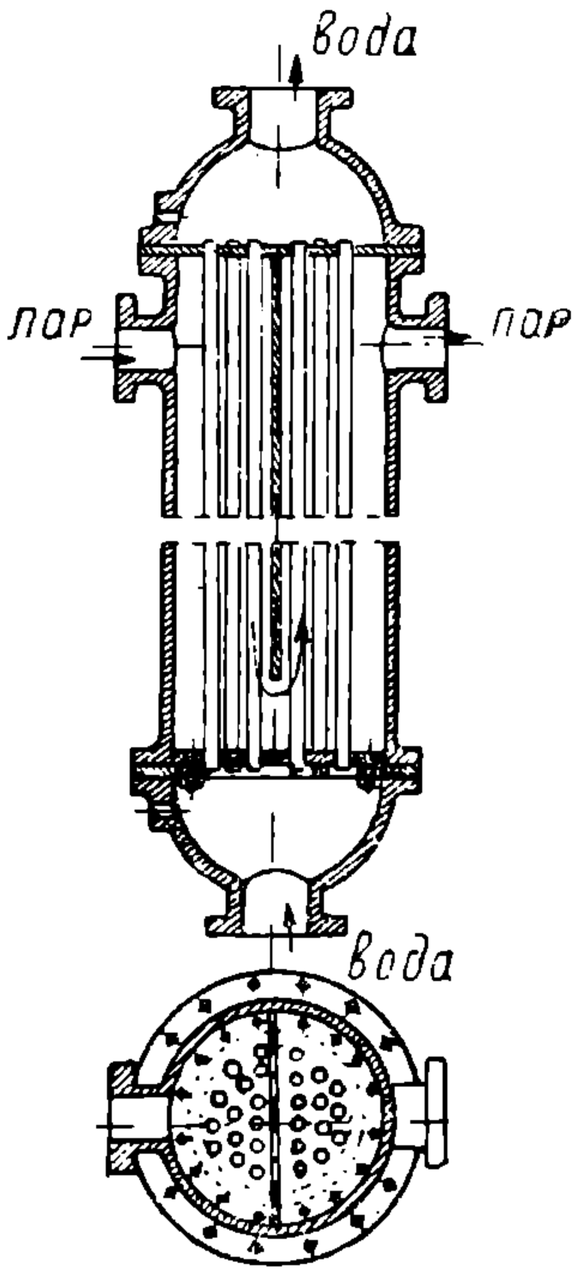
Для подогрева питательной воды применяются особые приборы, называемые **„подогревателями"**. Цель подогрева питательной воды двоякая: с одной стороны, использование уходящего тепла, т. е. повышение коэффициента полезного действия паровой установки, а с другой стороны — сбережение корпуса котла вследствие уменьшения разности температур в котле, влияющих на термические напряжения, и ржавления внутренних поверхностей котла.

В зависимости от способов использования уходящего тепла, подогреватели разделяются на:

1) экономайзеры — приборы, подогревающие воду при помощи уходящих из топки горячих газов;

2) подогреватели паром (мятым или свежим).

В ж.-д. паровых установках имеют преимущественное распространение подогреватели мятым паром вследствие простоты их устройства и установки, удобства эксплоатации, малой стоимости и бо́льшей компактности.



Фиг. 224.

Фиг. 225.

Фиг. 224—225. Подогреватели.

Устройство подогревателей мятым паром состоит из цилиндрических сосудов с проходящими внутри их трубками небольшего диаметра (40 — 60 *мм*) и длиною от 1 до 2 *м*.

Подогреватели делаются 2 систем: в первом случае — с пропуском питательной воды через трубки, а пара снаружи (фиг. 224) и во втором — с пропуском пара через трубки, а питательной воды — снаружи (фиг. 225). Достоинством первой системы является более легкая очистка трубок от накипи и второй системы — меньшая потеря тепла на лучеиспускание и большая охрана от ожогов наружными стенками.

На жел. дорогах преимущественным распространением пользуется вторая система. Подогреватели устанавливаются, в зависимости от наличия свободного места, горизонтально или вертикально и оборудуются таким образом, чтобы их можно было на случай чистки выключить, не прерывая питания котла. Мятый пар берется от парового насоса после выпуска его из парового цилиндра. Питательная вода в подогреватель подается небольшим насосом, который прикрепляется сверху к насосу Вортингтон и от штока последнего приводится в действие.[1] Питательный насос берет воду обычно из напорного воздушного колпака или же непосредственно из напорной линии, причем производительность его устанавливается на равномерную подачу воды, израсходованную в котле.

Движение питательной воды и мятого пара внутри подогревателя устраивают во взаимно-обратном направлении.

Общая схема установки подогревателя указана на фиг. 226. Цифровые обозначения те же, что и на фиг. 209.

---

[1] Питательная вода может подаваться в подогреватель и в паровой котел и непосредственно из напорной линии, при условии наличия давления воды в ней величиною, большей на 2—1,5 атм. давления в паровом котле.

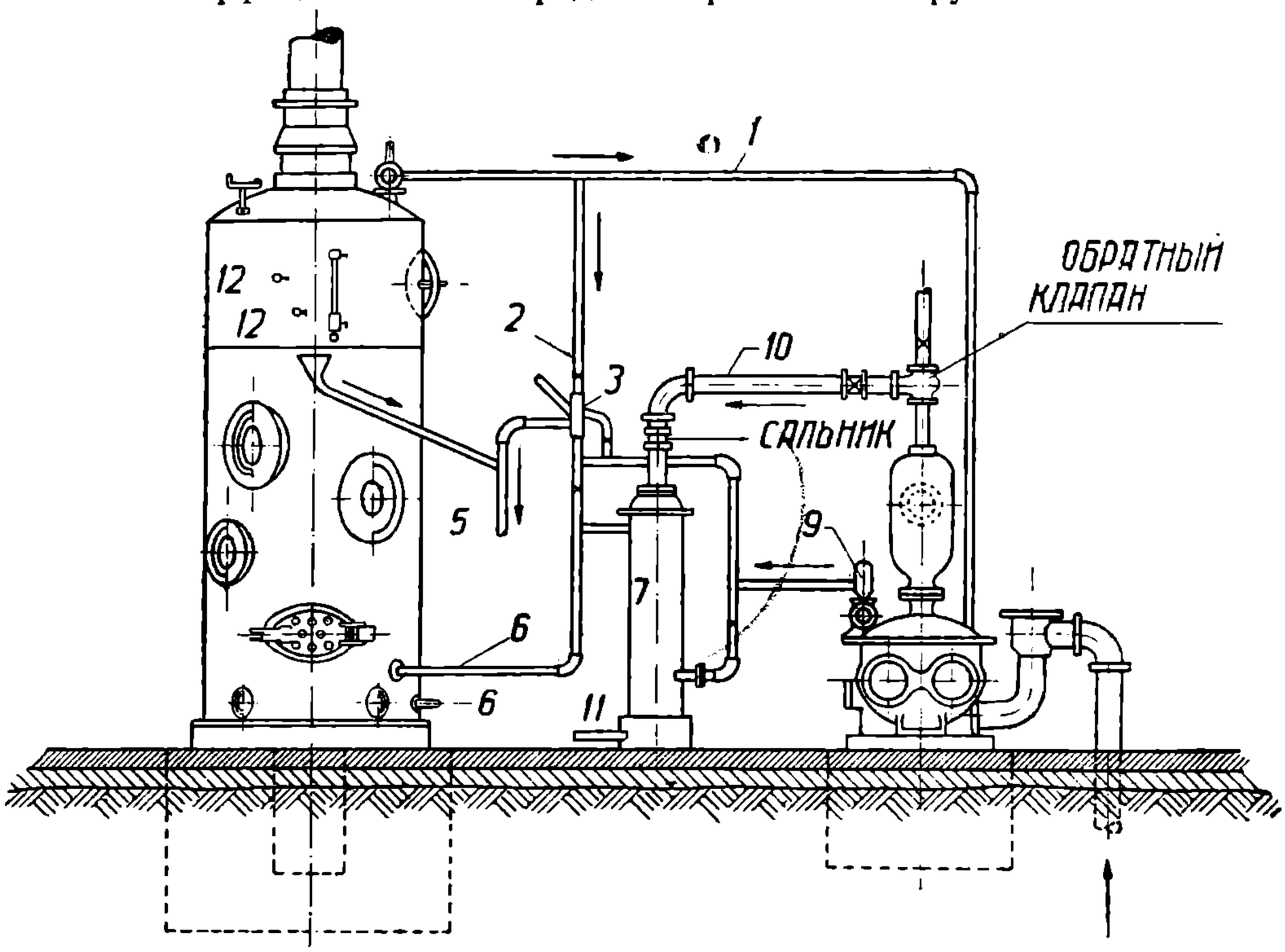
НБ УДУНТ (ДПТ)

Расчет подогревателя обычно производят по формуле [1]

$$H_{под} = \frac{P_к (t_в - t_1)}{K\left((t_п - \frac{t_в + t_1}{2}\right)} \qquad (117)$$

где

$H_{под}$ — поверхность нагрева подогревателя в $м^2$;
$P_к$ — часовое количество питательной воды, протекающей через подогреватель, в литрах;
t_1 — температура воды при входе в подогреватель;
$t_в$ — „ „ выходе из подогревателя;
$t_п$ — „ пара в подогревателе;
K — коэффициент теплопередачи через стенки труб.



Фиг. 226. Установка подогревателя.

Значение коэффициента K по Гаусбранду (Hausbrand'y) для медных или латунных[2] труб

$$K_м = 750 \sqrt{V'_п + V''_п} \sqrt[3]{0{,}007 + V_в} \qquad (118)$$

и для железных труб

$$K_ж = 0{,}85\, K_м.$$

Здесь

$V'_п$ — скорость протекания пара в $м$/сек. через подогреватель, которую принимают равной 7 — 12 $м$/сек и даже до 20 $м$/сек;
$V''_п$ — скорость выхода пара в $м$/сек из подогревателя, если он не вполне компенсируется. Ее берут обычно равной $V''_п$ = от 0,2 до 0,5 $V'_п$

При больших скоростях протекания пара принимают

$$V''_п = 0{,}75\ V'_п$$

[1] Инж. В. В. Иванов. — „Паровые котлы", 1931 г., стр. 236. Проф. Ф. Тецнер и проф. О. Гейнрих. — „Паровые котлы", 1927 г.
[2] Проф. Г. Дуббель, 1928 г., стр. 187.

НБ УДУНТ (ДНТ)

$V_в$ — скорость движения воды в подогревателе в *м*/сек. Если вода омывает трубки, то для выделения примесей желательно брать $V_в = 0{,}001 — 0{,}004$ *м*/сек. Если же вода течет по трубкам, очистка которых затруднительна, скорость воды увеличивают до $V_в = 0{,}01 — 0{,}03$ *м*/сек. и даже до 0,1 *м*/сек.

Согласно данным практики, поверхность нагрева подогревателя часто принимают равной·

$$H_{под} = \text{от } 0{,}06 \text{ до } 0{,}08\ H_р$$

а количество воды в подогревателе (емкость по воде) равной

$$P_{под} = \text{от } 0{,}25 \text{ до } 0{,}1\ P_к$$

где $H_р$ — поверхность нагрева парового котла и $P_к$ — расход питательной воды котлом в час.

Мятый пар выходит из парового цилиндра паровой машины насоса системы Вортингтон при обычных условиях под давлением 1,2 изб. атм. = = 2,2 абс. атм. (см § 14), при котором температура водяного пара согласно таблице 64 равна 122°Ц. Однако, вследствие расширения пара при вступлении его в выхлопной паропровод, а также потерь тепла на охлаждение через стенки, температуру мятого пара можно принять равной в среднем $t_п = 100°$ Ц, считая ее постоянной за все время пребывания пара в подогревателе.

Если обозначить через:

d_1 — внутренний диаметр трубок подогревателя в *мм*,
d_2 — наружный " " "
$l_п$ — длину трубок в *см*,
$D_п$ — внутренний диаметр корпуса подогревателя в *мм*,
n — число трубок подогревателя,
S — удельный объем пара, проходящего через подогреватель (*м*³ *кг*),

то общая полезная площадь внутреннего сечения всех труб в *см*² будет

$$\omega' = \frac{n \cdot \pi \cdot d_1^2}{4 \cdot 100} = \frac{10^4 \cdot S \cdot P_к}{V'_п \cdot 3\,600} \qquad (119)$$

Как уже отмечалось ранее, давление отработанного пара в подогревателе равняется, примерно, 2 — 2,2 абс. атм., при которых соответствующий удельный объем его равен около $S = 0{,}85$[1]. Подставляя значения $S = 0{,}85$ в формулу (119) и произведя преобразования, найдем, что

$$\omega' = \frac{2_1\,36\,P_к}{V'_п} \qquad (120)$$

$$d_1 = 11{,}3\ \sqrt{\frac{\omega^1}{n}} \qquad (121)$$

Внутренний диаметр корпуса подогревателя $D_п$ находится из ур-ния

$$\frac{\pi}{4 \cdot 10^3}(D_п^2 - n\ d_2^2) \cdot V_в = \frac{P_к\ \gamma_к}{3\,600} \qquad (122)$$

где $\gamma_к$ — удельный объем питательной воды; при давлении 2—2,2 абс. атм. и температуре 100 — 120° Ц $\gamma_к = 1{,}05$.

Зная величину поверхности нагрева подогревателя $H_р$, диаметр и число трубок, можем определить длину каждой трубки

$$l_п = \frac{1\,000 \cdot H_п}{n\,\pi \cdot d_1}\ м \qquad (123)$$

При одном и том же топливе и одинаковых условиях и режиме эксплоатации до и после установки подогревателя, коэффициент полезного действия парового котла будет один и тот же, т. е. равный

$$\eta_к = \frac{P_к\,(\lambda - t'_в)}{w_р^н\ K_1} = \frac{P_к\,(\lambda - t''_в)}{w^н_р\ K_2}.$$

[1] Проф. Дуббель, 1928 г., Таблица водяного пара W. Schule, стр. 25

НБ УДУНТ (ДШТ)

Откуда влияние подогревателя на уменьшение расхода топлива выразится

$$\frac{K_1}{K_2}=\frac{\lambda-t''_в}{\lambda-t'_в} \qquad (84^1)$$

или

$$\frac{K_1-K_2}{K_1}=\frac{t''_в-t'_в}{\lambda-t'_в}. \qquad (84)$$

Так, например, в случае применения подогревателя с подогревом воды $t'_в=6°$ до $t''_в=70°$ при абсолютном давлении в котле 8 атм., расход топлива может уменьшиться по сравнению с работой той же установки без подогревателя на

$$\frac{(t''_в-t'_в)\ 100}{\lambda-t'_в}=\frac{(70—6)\ 100}{662{,}5—6}=11{,}5\%$$

Экономия топлива от применения подогревателя может доходить в момент работы до 15%. Однако, вследствие расхода некоторой части топлива на растопку котла, независящей от подогревателя, образования осадков на стенках подогревателя, уменьшающих обмен тепла между паром и водой, а также ряда тепловых потерь в паропроводе, экономия топлива от применения подогревателя несколько снижается, достигая в среднем около 10% общего расхода топлива.

Пример 42. Определить основные размеры подогревателя, с движением пара по трубкам, для подогрева питательной воды с $t^1_в=5°$ до $t''_в=85°$Ц вертикальному (стоячему) паровому котлу системы Шухова, поверхностью нагрева $H_р=35$ *м*². Мятый пар берется от парового насоса системы Вортингтон. Подача питательной воды происходит непрерывно и равномерно с помощью питательного насосика.

Решение. Принимаем:

$$V'_п=7\ м/сек.; \qquad V''_п=0{,}2\cdot V'_п=0{,}2\cdot 7=1{,}4\ м/сек.$$

$V_в=0{,}002$ *м*/сек.; напряжение поверхности котла $h_р=20$ *кг*.

Трубки подогревателя берем железные. Коэффициент теплопередачи определится из формулы (118)

$$K_ж=0{,}85\cdot 750\ \sqrt{7+1{,}4}\quad \sqrt[3]{0{,}007+0{,}002}=384.$$

Расход питательной воды в час

$$P_к=h_р\quad H_р=20\cdot 35=700\ л.$$

Поверхность нагрева подогревателя по формуле (117)

$$H_{под}=\frac{700\,(85-5)}{384\,[100-0{,}5\,(85+5)]}=2{,}86\ м^2,$$

что составляет

$$H_{под}=\frac{2{,}86}{35}=0{,}08$$ от поверхности парового котла.

Площадь внутреннего сечения трубок по формуле (120)

$$\omega'=\frac{2{,}36\cdot 700}{7}=236\ см^2.$$

Принимая число трубок $n=14$ шт., внутренний диаметр каждой из них определится по формуле (121)

$$d_1=11{,}3\sqrt{\frac{236}{14}}=46\ мм.$$

По прейс-куранту Всесоюзного металлургического синдиката принимаем ближайший по сортаменту размер железных кипятильных трубок с внутренним диаметром: $d_1=43$ *мм* и наружным $d_2=47{,}5$ *мм*, с нормальной толщиной стенки в 2,25 *мм*.

Внутренний диаметр корпуса подогревателя находим из уравнения (122)

$$\frac{\pi}{4\cdot 10^3}\,(D^2_п-14\cdot 47{,}5^2)\cdot 0{,}002=\frac{700\cdot 1{,}05}{3600}.$$

откуда

$D_п=402$ *мм*. Принимаем $D_п=400$ *мм*.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Длина каждой трубки согласно формуле (123)

$$l_п = \frac{1000 \cdot 2{,}86}{14 \cdot 3{,}14 \cdot 43} = 1{,}52\ м.$$

Толщина стенок и днища корпуса подогревателя, найденная из условия обеспечения прочности их при избыточном давлении в 15 атм.[1], определилась равной 8 — 10 *мм* и толщина решеток для закрепления концов трубок — 15 *мм*.[2] Остальные элементы подогревателя выявились, главным образом, по конструктивным соображениям. Разрезы подогревателя с найденными основными размерами изображены на фиг. 227.

§ 55. Экономический выбор топлива для насосно-паровых установок.

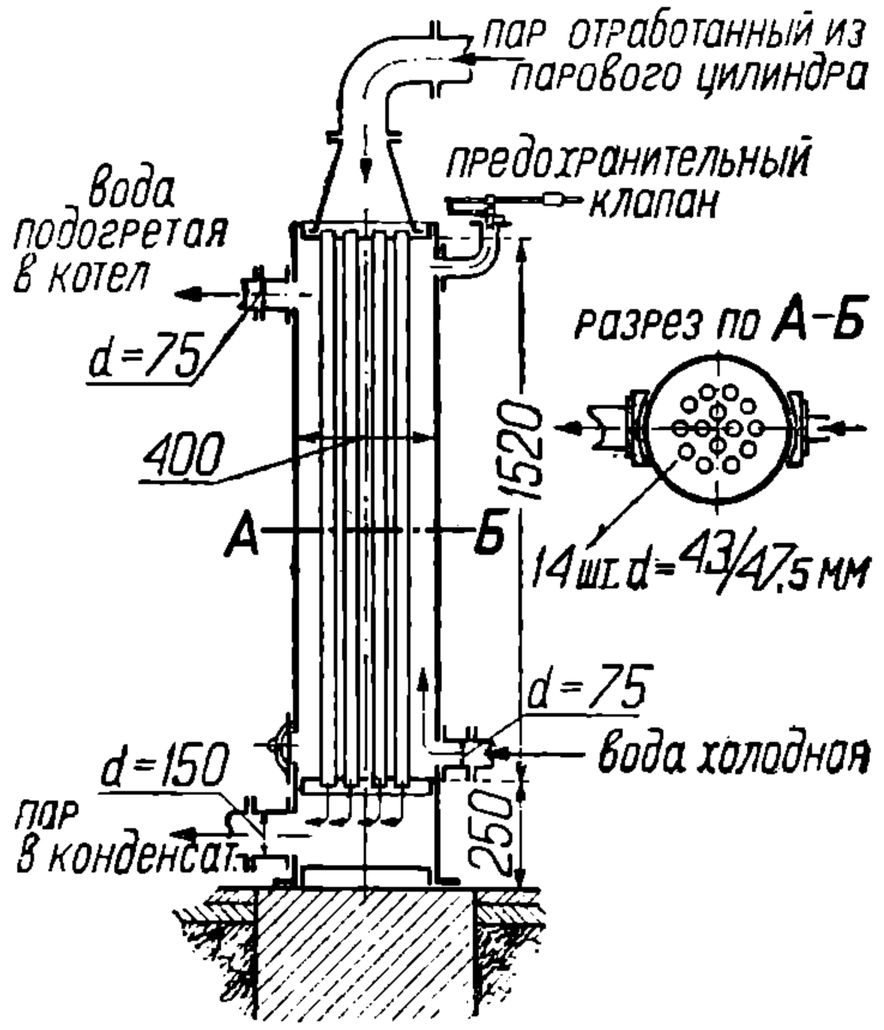
Коэффициент полезного действия парового котла равен [3]

$$\eta_к = \frac{P_к\,(\lambda - t_в)}{W^н_{раб}\,K} \qquad (107)$$

Из этой формулы видно, что для определенной насосно-паровой установки при равномерной работе насоса, одинаковом давлении пара в котле и неизменяемой температуре питательной воды, количество тепла, выделяемого котлом $Q_0 = P_к\ (\lambda - t_в)$, является величиной постоянной, поэтому коэффициент полезного действия котла будет зависеть лишь от количества тепла, расходуемого на работу котла $Q_t = W^н_{раб}K$, теплотворной способности и количества сжигаемого в топке топлива.

Если для той же установки применить другой род топлива с теплотворной способностью $W^н_{раб\text{-}2}$ и в количестве K_1, обеспечивающем требуемую теплоотдачу котла $Q_0 = P_к\ (\lambda - t_в)$, то коэффициент полезного действия котла соответственно изменится и будет равен

$$\eta_{к_1} = \frac{P_к\,(\lambda - t_в)}{W^н_{раб\text{-}2}\,K_1} \qquad (84)$$



Фиг. 227.

Сравнивая между собой значения $\eta_к$ и $\eta_{к_1}$, видим, что для одной и той же насосно-паровой установки, работающей при одинаковом и равномерном режиме

$$\eta_к \cdot W^н_{раб}\,K = \eta_{к_1}\,W^н_{раб\text{-}2}\,K_1 = \text{const}$$

или

$$\eta_к \cdot Q_t = \eta_{к_1}\,Q_{t_1} = \text{const}, \qquad (124)$$

т. е. для данной установки, работающей при постоянном режиме **произведение количества израсходованной в топке теплоты на соответствующий коэффициент полезного действия парового котла есть величина постоянная.**

В ж.-д. водоснабжениях насосно-паровые установки обычно подают воду по специальному напорному трубопроводу в баки водоемного здания, поэтому режим работы отдельных установок бывает более или менее постоянным и равномерным, а следовательно и коэффициент полезного действия котла у них зависит, главным образом, от количества сжигаемого топлива и его теплотворной способности.

Практикой установлено, что при определенной силе тяги, емкости и конструкции топочной камеры и площади колосниковой решетки (R), количество

---

[1] Расчетное давление для подогревателей обычно берется на 5 — 10 атм. больше рабочего.
[2] Расчет на прочность стенок днища и заклепок здесь не приведен.
[3] См. § 47.

НБ УДУНТ (ДИТ)

топлива (K), сжигаемого на 1 $м^2$ решетки, или так называемое **„напряжение решетки“** $= \frac{K}{R}$ является в среднем для данного топлива величиной постоянной.

В таблице 82 приведены ориентировочные значения $\frac{K}{R}$ для разных родов топлива по данным проф. Г. Дуббель. [1]

ТАБЛИЦА 82

Средние значения напряжения топочных решеток $\frac{K}{R}$

Топ	Теплотворная способность в кал.	$\frac{K}{R}$ в $\frac{кг}{м^2/час}$	Тяга
Антрацит крупный . .	7 200	130—180	Искусств. дутье
Бурый уголь. .	1 800—4 900	150—250	Искусств.
Кокс .	7 200	70—180	Естеств.
Каменный уголь .	6 100—7 300	70—120	
Торф .	2 500—3 100	150—350	
Дрова .	3 100	180—400	

Из приведенной таблицы видно, что теплотворная способность каменного угля по сравнению с дровами больше в 2—2,5 раза, а напряжение решетки меньше в 2—4 раза.

В вертикальных (стоячих) котлах и локомобилях с внутренней топкой, в силу их конструктивных особенностей, площадь решеток и объем топок можно менять в незначительных пределах. Поэтому, хотя уголь, при сжигании его в том же весовом количестве, что и дрова, и смог бы выделить тепла в 2,5—3 раза больше, чем дрова, но вследствие худшего сгорания его на решетке (в 2—4 раза) количество теплоты, используемой в топке котла от сгорания угля, в конечном итоге может быть даже меньше количества теплоты, получающейся от сгорания дров в той же топке; в весовом отношении количество этого угля будет расходоваться в среднем, примерно, в 1,5—2,5 раза меньше, чем дров.

Следовательно, экономическая выгодность применения каменного угля с теплопроизводительностью в 7200 кал. *кг*, по сравнению с дровами теплопроизводительностью в 31000 кал. *кг*, будет иметь место в том случае, когда полная стоимость 1 *т* угля (включая доставку) будет обходиться дешевле, примерно, 1 500 — 2 800 *кг* или 3,0—7 $м^3$ дров.

Найденная указанным теоретическим путем сравнительная выгодность применения различных видов топлива, вследствие получающихся больших колебаний пределов этой выгодности, может служить лишь для грубо ориентировочных подсчетов и поэтому особой практической ценности не имеет.

Для более точного выяснения экономичности топлива необходимо производить специальные опыты на данных — или подобных им — паровых установках.

На железных дорогах, где насосно-паровое оборудование должно быть стандартизировано до возможных пределов, а доставка топлива должна происходить при всех условиях работы транспорта бесперебойно, вопрос о выборе топлива обычно сводится к сравнению 2 — 3 родов топлива применительно к 3 — 5 типам установок. Таким образом, число необходимых опытов для определения количества сжигаемых различных топлив сведется в среднем к производству 6 — 10 опытов. Но и это число может быть уменьшено, если учесть имеющийся на других дорогах опыт сжигания того же топлива в паровых установках, работающих в аналогичных с проектируемыми водокачками условиях. Поэтому приходится особенно сожалеть, что правильному выбору и использованию топлива в водопроводных котельных установках на наших железных дорогах уделялось до сего времени так мало внимания.

[1] Проф. Дуббель — 1931 г., стр. 95.

НБ УДУНТ (ДИТ)

В качестве материала, могущего служить для предварительных подсчетов при выборе экономического топлива, в таблицах 83 и 84 приведены средние данные о расходах дров и угля стоячими паровыми котлами системы Шухова и Лешапеля на водокачках Октябрьских и бывш. Северо-Западных железных дорог. Данные составлены автором на основании результатов 106 опытов, производившихся дорогами за период 1927—1930 гг. Паровые установки подогревателей не имели; в качестве топлива применялись дрова — смесь (береза, осина и ольха), влажностью около 30%, и каменный уголь из Донецкого бассейна, марки „Г“, и „Т“, со средней теплопроизводительностью в 6900 кал. *кг*; [1] подача воды производилась с помощью паровых поршневых насосов системы Вортингтон.

ТАБЛИЦА 83

Расход топлива водопроводными насосно-паровыми установками по данным Октябрьских и бывш. Сев.-Западных жел. дор. [2]

Число обследованных насосно-паровых установок	Поверхность нагрева парового котла в *кв. м*	Среднее рабочее давление в котле в атм.	Время, затраченное на растопку парового котла	Расход топлива в топке котла		Q_e	H_r	N_e	η_t
				За все время растопки котла (см. п. 4)	За 1 час работы насосно-паровой установки	Подача воды насосом *куб. м* в час	Гидродинамическ. напор в *м*	Полезная мощность устан. в подн. воде *л. с.*	Термич. к. п. д. установки
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Топливо — дрова (смесь: береза, ольха, осина и ель)									
А. Паровой котел сист. Шухова, насос Вортингтон									
7	5,6—7,4	5,5	1 ч. 10 м.	0,28 $м^3$	0,21 $м^3$	18,3	23,1	1,54	0,31%
17	10,2—14,8	5,6	1 „ 10 „	0,42 $м^3$	0,40 $м^3$	29,2	36,1	3,89	0,37%
4	19,5—21,8	6,1	1 „ 15 „	0,58 $м^3$	0,54 $м^3$	50,6	48,2	9,04	0,77%
3	25—26	6,8	1 „ 20 „	0,70 $м^3$	0,62 $м^3$	52,4	59,0	11,49	0,77%
6	35	7,8	1 „ 35 „	0,81 $м^3$	0,75 $м^3$	60,2	61,8	13,8	0,78%
Б. Паровой котел сист. Лешапеля, насос Вортингтон									
28	4—8	4,5	1 ч. 23 м.	0,34 $м^3$	0,30 $м^3$	17,4	30,9	2,0	0,28%
8	10—16	4,9	1 „ 30 „	0,56 $м^3$	0,52 $м^3$	35,3	40,6	5,3	0,43%
3	18—20	7,0	1 „ 35 „	0,72 $м^3$	0,68 $м^3$	50,5	44,2	8,2	0,51%
Топливо — уголь (марки „Т“ и „Г“ — смесь)									
Паровой котел сист. Шухова, насос Вортингтон									
5	5,6—7,4	4,5	1 ч. 02 м.	дров 0,13 угля 51 *кг*	69 *кг*	29,9	34,2	3,8	0,5%
9	10,2—14,8	6,5	1 „ 08 „	дров 0,17 угля 62 *кг*	74 *кг*	32,4	42,4	5,1	0,63%
6	19,5—21,8	6,1	1 „ 08 „	дров 0,21 угля 70 *кг*	78 *кг*	62,6	37,7	8,7	1,02%
6	25—26	7,3	1 „ 10 „	дров 0,26 угля 78 *кг*	84 *кг*	67,1	49,0	12,2	1,33%
4	35	8,0	1 „ 15 „	дров 0,35 угля 90 *кг*	98 *кг*	71,8	60,5	16,1	1,5%

Из сравнения между собой, приведенных в таблице 83, результатов испытания видно, что:

---

[1] Уголь, доставляемый для работы насосных станций, был несколько пониженного качества по сравнению с углем той же марки, применяемым дорогами в указанный период для паровозов.

[2] В конце 1929 г. Октябрьская ж. д. объединилась с Сев.-Зап, образовав вместе „Октябрьские ж. д.“.

НБ УДУНТ (ДПТ)

1) при дровяном топливе установки с паровым котлом системы Шухова экономнее установок с котлом системы Лешапеля на 10—30%;

2) термический коэффициент полезного действия насосно-котельной установки при угольном топливе, примерно, в два раза больше термического коэффициента полезного действия установки при дровяном топливе, причем в обоих случаях он повышался с увеличением мощности насосных установок;

3) в насосно-паровых установках, состоящих из парового котла системы Шухова и насоса системы Вортингтон и работающих, примерно, в одних и тех же условиях, расходу 1 *т* угля на работу котла соответствует следующее количество *м*³ дров, расходуемых котлом за тот же период времени (табл. 84).

ТАБЛИЦА 84

Мощность насосной установки в л. с. в поднятой воде N_e	Поверхность нагрева котлов сист. Щухова в *м*² (H_p)	Расход дров в *куб. м* соответственно расходу 1 *т* угля (K)	Примечание
1,5— 3,8	5,6— 7,4	3,0	Дрова — смесь с влажностью до 30%
3,9— 5,1	10,2—14,8	5,4	
9,0— 8,7	19,5—21,8	6,9	Каменный уголь $W_p^н$ = 6 900 кал/*кг*
11,5—12,2	25—26	7,3	
13,8—16,1	35	7,7	

Для предварительного экономического сравнения различных родов топлива можно, кроме того, пользоваться калорийными эквивалентами взаимозаменяемости топлива, указанными в § 49.

При выборе рода топлива, помимо экономических подсчетов, приходится руководствоваться еще и рядом других соображений, играющих нередко решающую роль, как-то: удобство и бесперебойность доставки и степень дефицитности в Союзе данного рода топлива, возможности его экспорта и т. п.

На железных дорогах полный расход топлива насосными станциями относят на измеритель: 1 тонно-метр поднятой воды (вернее, на 1000 тонно-метров), установленный НКПС'ом для всех дорог Союза.[1]

Если обозначить через:

$\Sigma K_{усл}$ — полный расход топлива насосной станции, переведенный в условное топливо, за период времени T_1, включая все расходы топлива на работу, растопку и горячий резерв;

A_e — работу насосной станции в тонно-метрах поднятой воды за тот же период времени T —

тогда удельный расход топлива (т. е. расход топлива, отнесенный на измеритель) будет равен

$$C_{уд} = \frac{\Sigma K_{усл.}}{A_e} = \frac{\Sigma K_{усл.}}{Q_б . H_г .}$$

где

$Q_б$ — количество воды в *м*³, поданное в бак водонапорной башни за время T,

$H_г$ — полный (гидродинамический) напор в *м*.

Пример 43. Для насосно-паровой установки, состоящей из вертикального котла системы Шухова с поверхностью нагрева 20 *м*² и парового поршневого насоса сист. Вортингтон, производительностью $Q_e = 58$ *м*² в час при полной высоте напора $H_г = 41$ *м*, требуется выяснить экономичность применения в качестве топлива дров, каменного угля марки Г и подмосковного угля Оболенского рудника, а также расход их в течение месяца.

Установка работает 10 часов в сутки, в 2 смены по 5 часов в каждую смену, с равной продолжительностью перерыва между ними.

Стоимость топлива, включая его доставку и выгрузку у водоподъемного здания, равна:

каменного угля марки Г	. 27 р. 80 к. 1 *т*
подмосковного угля	18 „ 50 „ „ „
дров (смесь) .	9 „ 10 „ 1 *м*³

[1] Приказ НКПС № 101 от 19 февраля 1933 г. „О правилах определения норм расхода топлива для водокачек". Журнал упрощенных испытаний водокачек по расходу топлива, утвержденный этими правилами, приведен в конце книги в отделе приложений

НБ УДУНТ (ДПТ)

Теплопроизводительность каменного угля — 6900 кал/*кг*, бурого угля — 3000 кал/*кг*, дров — смесь — влажностью $в = 30\%$.

Р е ш е н и е. Расход угля и дров берем из таблицы 83 для котлов с поверхностью нагрева 19,5 — 21,8 $м^2$. Имея ввиду, что за время 6-часового перерыва в работе насосной установки (между двумя сменами) паровой котел не успеет остыть полностью, расход топлива на его растопку уменьшаем на 25% против указанного в таблице 83.

А. Отопление углем. При угольном отоплении расход топлива в месяц определится:

дров — на растопку котла	$0{,}75 \times 0{,}21 \times 2{,}30 =$	9,45 $м^3$
угля: а) на растопку котла	$0{,}75 \times 0{,}07 \times 30 =$	3,15 *т*
б) на работу котла . .	$0{,}078 \times 10 \times 30 =$	23,4 „
Всего угля		26,55 *т*

Стоимость топлива в месяц составит

$$9{,}10 \times 9{,}45 + 27{,}8 \times 26{,}55 = 824 \text{ р. } 09 \text{ к.}$$

Б. Отопление дровами. При дровяном отоплении расход дров в месяц будет равен

$$(0{,}75 \times 0{,}58 \times 2 + 0{,}54 \times 10) \times 30 = 188{,}1 \ м^3.$$

Стоимость их $9{,}10 \times 188{,}1 = 1711{,}7 = 1712$ р.

В. Отопление бурым углем. Из таблицы 71 находим соответствующие переводные калорийные коэффициенты: для каменного угля марки Г — $\eta_{кал} = 0{,}929$ и для подмосковного угля $\eta_{кал} = 0{,}467$. Следовательно, расход подмосковного угля в месяц, включая растопку и работу котла, составит

$$\frac{26{,}55 \cdot 0{,}929}{0{,}467} = 52{,}7 \ т.$$

Принимая расход дров таким же, что и при отоплении каменным углем, т. е. равным 6,45 $м^3$, стоимость топлива, расходуемого в месяц, выразится в размере

$$18{,}5 \times 52{,}7 + 9{,}1 \times 9{,}45 = 1058 \text{ р.}$$

Таким образом, в экономическом отношении наиболее выгодным топливом в данном случае является каменный уголь; за ним по выгодности идет подмосковный уголь; дровяное же отопление обходится дороже угля, примерно, в 2 раза.

П р и м е р 44. Для подачи воды на станцию в количестве 280 $м^3$ в сутки при обычном размере ж.-д. движения и 680 $м^3$ при максимальном движении установлены паровой поршневой насос производительностью 45 $м^3$ в час и паровой котел сист. Шухова с поверхностью нагрева 25 $м^2$. Требуется выяснить необходимую численность штата водокачальных машинистов и степень загруженности их работой по обслуживанию данной насосно-паровой установки. Топливо—уголь с теплопроизводительностью около 7000 кал/*кг*.

Р е ш е н и е. При обычных размерах ж.-д. движения число рабочих часов машиниста будет слагаться из расхода времени на:

1) поверку исправности арматуры котла . .	5 мин.
2) растопку котла (см. табл. 83)	1 ч. 08 „
3) работу по подаче воды насосом	280 : 45 = 6 „ 13 „
4) прекращение топки . . .	15 „
Итого	7 ч. 41 мин.

Если объем существующих в водоемном здании баков не велик и расход воды на станции происходит сравнительно равномерно, то подачу воды в баки придется производить в течение суток в 2 — 3 приема.

При двойном пуске насосно-паровой установки число рабочих часов машиниста определится равным

$$(5 \text{ мин.} + 68 \text{ мин.} \times 0{,}75 + 15 \text{ мин.}) \times 2 + 6 \text{ ч. } 13 \text{ мин.} = 8 \text{ ч. } 35 \text{ мин.}$$

При максимальном ж.-д. движении число часов работы машиниста, в случае непрерывной качки воды, будет равно

$$5 + 68 + (680 : 45) \cdot 60 + 15 = 16 \text{ ч. } 35 \text{ мин.}$$

и в случае прерывной качки — в 2 приема

$$(5 + 68 \times 0{,}5 + 15) \times 2 + (680 : 45) \cdot 60 = 16 \text{ ч. } 50 \text{ мин.} \cong 17 \text{ ч.}$$

Следовательно, при обычных размерах ж.-д. движения для обслуживания насосно-паровой установки будет достаточно иметь 1 постоянного водокачального машиниста и при максимальном ж.-д. движении 2 постоянных машинистов. Выходные дни в обоих случаях могут замещаться или разъездными машинистами, или добавочным постоянным машинистом. Таким образом, общее число машинистов будет равно 2 или 3, в зависимости от размера движения.

П р и м е р 45. Требуется выяснить, какая экономия, в отношении расхода топлива, может быть достигнута в год в случае оборудования паровой установки, указанной в примере 43, подогревателем, с подогревом питательной воды с $t'_в = 10°$ до $t''_в = 70°$ и работой на угле или дровах с давлением в котле в 6 атм. по манометру.

УДУНТ (ДИТ)

Р е ш е н и е. После установки подогревателя расход топлива во время работы котла уменьшится согласно формуле (84) на

$$\frac{(70-10)\cdot 100}{659{,}3-10}=10{,}7\%,$$

что даст экономию в год:

а) п р и р а б о т е н а к а м е н н о м у г л е:

$$23{,}4\times 12\times 0{,}107=30\ m \text{ угля}$$

или

$$27{,}8\times 30=834 \text{ рубля}$$

составляющих

$$\frac{834\cdot 100}{824\cdot 12}=8{,}4\%$$

от общей годовой суммы денежных расходов, уходивших на топливо до установки подогревателя

б) п р и р а б о т е н а д р о в а х:

$$0{,}54\times 10\times 30\times 12\times 0{,}107=204 \text{ } куб.\ м \text{ дров}$$

или

$$9{,}1\cdot 204=1856 \text{ рублей,}$$

составляющих

$$\frac{1856\cdot 100}{1712\cdot 12}\equiv 9{,}3\%$$

от общей годовой суммы денежных расходов на топливо до установки подогревателя.

Из формулы (84) следует, что термический коэффициент полезного действия насосной паровой установки зависит, с одной стороны, от величины $P_к(\lambda - t_в)$, т. е. экономичности насосно-парового аггрегата, а с другой стороны,— от величины $W^н_{раб}\ K$, т. е. экономичности котельной установки. Чем меньше будет расходовать паровая машина или насос пара на единицу мощности, тем больше будет произведено этой машиной и насосом работы за счет теплоты $P_к(\lambda - t_в)$ и тем, следовательно, будет выше коэффициент полезного действия $\eta_к$.

Потребителями пара в водопроводных насосных установках являются паровые прямодействующие поршневые насосы системы Вортингтон, пульзометры, инжекторы, эжекторы, локомобили и паротурбины (турбонасосы). Расход пара в час насосами системы Вортингтон, пульзометрами, инжекторами и эжекторами может быть найден, как указывалось ранее в § 14, по формуле

$$Q_п=\frac{C_е\ Q_е\ H_г}{270}\ кг \tag{57}$$

где

$C_е$ — расход пара в *кг*, отнесенный к 1 *л.* с./час насоса в поднятой воде. Расход пара локомобилями и паротурбинами относят обычно к 1 эффект. *л.* с./час данного локомобиля, или паротурбины, вследствие чего он может быть выражен по формуле

$$Q_п=\frac{C'_е\ Q_е\ H_г}{270\cdot\eta_н\ \eta_р} \tag{57[1]}$$

где

$C'_е$ — расход пара в *кг*, отнесенный к 1 эффективной лош. силе/час локомобиля или паротурбины;

$\eta_н$ — полный коэффициент полезного действия насоса;

$\eta_р$ — коэффициент полезного действия ременной передачи в локомобилях и зубчатой передачи — в паротурбинах.

Значения $C_е$ для насосов Вортингтон простого типа и компаунд, пульзометров, инжекторов и эжекторов были указаны ранее в §§ 14, 29, 31 и 32 и значения $C'_е$ для локомобилей — в § 53.[1] Что касается паротурбин, то наиболее распространенными в установках малой мощности до сего времени продолжают оставаться одноступенчатые акционные турбины Де-Лаваля (см. фиг. 100),

[1] Таблица 78.

НБ УДУНТ (ДИТ)

соединяемые с центробежными насосами с помощью зубчатой передачи (редукторов скорости [1]). Расход пара турбинами приведен в таблице 85 [2].

ТАБЛИЦА 85

Расход пара паротурбинами система Де-Лаваля при давлении в котле, равном 12 атм.

Род машины	Паровая турбина с охлаждением и вакуумом в 90%, давление в котле = 12 атм.										
Мощности в л. с. . .	5	10	15	20	30	50	75	100	150	300	450
Расход пара на 1 л. с. час в *кг* C_e'. .	15	12,2	11,7	9,7	9,3	9,1	8,1	7,9	7,4	7,0	6,8

Зная C_e и C'_e и пользуясь формулами (57) и (57[1]), нетрудно найти соответствующее $Q_п$ и тем самым сравнить экономичность паровых двигателей в отношении расхода пара.

Результаты подсчетов, произведенных указанным путем, показывают, что наиболее экономичными аггрегатами в отношении расхода пара являются паротурбины, после которых идут снижаясь: локомобили, насосы системы Вортингтон-компаунд, простые насосы системы Вортингтон, пульзометры, инжекторы и эжекторы.

§ 56. Обслуживание котельных установок.

Паровой котел представляет собой опасный аппарат, требующий умелого и внимательного ухода, поэтому для наблюдений за правильной и безопасной работой котельной установки, приемкой и сгоранием топлива каждый котел должен быть, как правило, оборудован соответствующей арматурой и гарнитурой, а обслуживание его должно быть поручено достаточно подготовленному персоналу.

Арматурой парового котла называют приборы, устанавливаемые на котле для наполнения водой и опоражнивания от воды котла и для наблюдений за правильной и безопасной работой его; **гарнитурой** же котла называют принадлежности, предназначенные для приемки и сгорания топлива и осмотра внутреннего котла.

К арматуре котла относятся следующие приборы: [3]

1) паровой вентиль,
2) предохранительный клапан с гирями,
3) манометр металлический,
4) трехходовой кран для контрольного манометра,
5) водомерные стекла,
6) пробные краны,
7) предохранительные пробки,
8) питательный клапан,
9) запорный вентиль,
10) питательные приборы,
11) спускной кран внизу котла,
12) указатель наинизшего уровня воды,
13) указатель неба топки,
14) заводская табличка.

К гарнитуре котла относятся: колосники, дымовая заслонка, топочные дверцы, люки, лазы, тяги, связи обмуровки, развальцовка для труб с ключом и воротком, скребок для очистки труб, ключ гаечный, фундаментное кольцо

---

[1] Проф. Б. М. Ошурков.—„Тепловые двигатели. Вып. II. Паровые турбины". 1926 г., стр. 56–60.

Проф. Г. С. Жирицкий.—„Паровые турбины", том II, 1931 г., стр. 281.

[2] Инж. А. Н. Будников.—„Водопроводно-канализационный справочник". 1928 г., стр. 194.

[3] Описание устройства арматуры и гарнитуры паровых котлов имеется в недавно вышедших трудах:

Инж. Г. С. Сангович.—„Курс паровых котлов". 1931 г., стр. 264—298.

Инж. В. В. Иванов.—„Паровые котлы и техника безопасности котельных установок. 1931 г., стр. 206—224.

Инж. Н. А. Воронцов, С. Е. Добронравов и А. В. Якутович.—„Памятка кочегара паровых котлов. 1931 г., стр. 31—59.

НБ УДУНТ (ДИТ)

(под опоры для вертикальных котлов), форсунка, инжектор, питательный ручной насос для накачивания воды в котел и, в случае установки подогревателя, —малый насос с приводом от насоса Вортингтон или специального двигателя

Главнейшими условиями экономичной работы паровых котлов являются:

1. **Исправное содержание котельной установки,** как-то: хорошая изоляция наружных частей котла, паропроводов и паровых цилиндров машин; устранение неплотно закрывающихся топочных дверец люков для прочистки, плохо прилаженных заслонок, шиберов и лазов в дымоходы; быстрое устранение неплотностей и пропусканий кранов, вентилей, предохранительных клапанов и проч., своевременная очистка поверхностей нагрева от разного рода загрязнений в виде накипи, сажи, копоти и летучей золы.

2. **Правильная эксплоатация котла.** При работе котла следует стремиться к возможно равномерному потреблению пара и питанию его водой, а также к уменьшению числа перерывов в работе, отнимающих непроизводительно топливо на растопку. В котельных установках надлежит принимать все меры к возможно полному использованию тепла отработанного пара и исходящих газов путем применения подогревателей,экономайзеров, отопительных приборов и введения объединенных водо-свето-тепловых станций.[1] Применение регулярных продувок котла, исправление питательной воды и устройство топок. соответствующих данному роду топлива.

3. **Правильный уход и исправное содержание топки.** Правильный уход за топкой котла может быть обеспечен лишь при наличии обученных кочегаров. Во время работы котла дверцы топки должны быть всегда закрыты. При всяком открытии топок необходимо прикрывать регистр для уменьшения силы тяги и охлаждения топки; забросна топлива должна производиться как можно быстрее и небольшими порциями, с разброской его внутри топки по одному из трех следующих способов: [2]

а) ровным слоем по всей решетке;

б) попеременно — то на правую, то на левую половину решетки;

в) сначала на перед решетки, а затем, по выделении летучих веществ, по всей решетке.

Толщина слоя топлива устанавливается в зависимости от сорта и качества топлива, напряженности работы топки, нагрузки котла и силы тяги. Чем больше нагрузка котла, т. е. чем больше требуется от него пара, тем толще должен быть слой топлива и больше сила тяги. Правильный контроль работы котла может быть осуществлен лишь с помощью специальных приборов и аппаратов, как-то: водомеров, паромеров, тягомеров, пирометров, газоанализаторов и весов для учета расхода топлива.

В железнодорожных паровых установках, при недостатке персонала и маломощности самих установок, следует стремиться к возможно большей простоте контроля, так как в противном случае он не привьется и не даст нужных результатов.

Применяемая для питания паровых котлов вода всегда содержит в себе некоторое количество химических и механических примесей, вредных либо непосредственным действием на стенки котла, либо путем образования на них осадков, в виде твердой корки, вследствие чего является неизбежным чистка котла внутри от накипи и грязи. Образование накипи влечет за собой, с одной стороны, перерасход топлива, т. е. уменьшает коэффициент полезного действия котельной установки, а с другой стороны — создает неблагоприятные условия работы котла, как-то: обгорание кромок листов, головок связей и заклепок, бортиков дымогарных и жаровых труб, их течь, прогорание стенок и, наконец, может даже явиться причиною взрыва самого котла. Указанные обстоятельства заставляют отыскивать как способы предохранения от образования в котлах накипи, так и способы удаления этой накипи из котлов. Все существующие

---

[1] Постановление XVI Всесоюзного водопроводного и санитарно-технического съезда 1931 г. по докладу инж. Н. А. Воронцова и инж. Н. А. Дерюгина—„Реконструкция и рационализация водоснабжения на транспорте".

[2] Об уходе за паровыми котлами, правах и обязанностях кочегара см: 1) „Инструкция кочегару стационарных котлов", объявленная приказом НКПС за № 2376 от 12 августа 1931 г. 2) Инж. Г. А. Якобсон.—Уход за паровыми котлами"—1931 г.

НБ УДУНТ (ДИТ)

способы очистки воды от накипи, получившие практическое применение, можно разбить на две следующих группы.

1. Очистка воды внутри самого котла:

А) химическими реактивами и антинакипинами,

Б) подогревом воды в особых аппаратах внутри паровых котлов,

В) электролизом воды.

II. Очистка питательной воды до ее поступления в котел:

А) электрическим током,

Б) химическими реактивами,

В) химическими реактивами совместно с термической обработкой питательной воды,

Г) испарением воды в специальных аппаратах.

Химические реактивы и антинакипины, с помощью которых производится очистка воды внутри котла, в свою очередь, можно разбить на три основных группы:

1) обмазки,

2) неорганические антинакипины,

3) органические антинакипины.

Обмазки представляют собой густую массу, которой обмазывают стенки и трубы котла со стороны воды. Благодаря им котельный камень становится более мягким и рыхлым и легче отскакивает от стенок; состоят обмазки большей частью из масла, дегтя, асфальта, канифоли и графитовой муки. Неорганические антинакипины состоят, главным образом, из технической углекислой или каустической соды, иногда с примесями хлористого бария и магния, известкового молока, керосина, мела, угля и даже битого стекла, черепков посуды и т. п. Органические антинакипины — в виде катехи, патоки, картофельного крахмала, сахара, льняного семени и др.

Опыт показал, что перечисленные выше обмазки и антинакипины причиняют часто больше вреда, чем пользы, так как вызывают сильное разъедание котельных листов, уменьшают теплопередачу и загрязняют внутренности котла, засоряют арматуру котлов и создают вспенивание питательной воды. Известны неоднократные случаи выпучивания листов от антинакипинов. Кроме указанных способов борьбы с накипью, в настоящее время существует много различных заграничных патентованных секретных средств против образования накипи в котле, являющихся, в большинстве случаев, отдельными разновидностями перечисленных ранее групп. С целью устранения вредных последствий, могущих быть от применения неизвестных реактивов, правилами о котлах НКТ СССР от 2 сентября 1929 года и постановлением Теплотехнического съезда запрещено применять всякого рода патентованные и не патентованные средства неизвестного химического состава, предназначенные для очистки воды в самом котле и вне его (рекламируемые под разными названиями, как, например, „антилитон", „антинакипин" и др.).

Из числа антинакипинов, действительно заслуживающих внимания, следует отметить коллоидальный графит, являющийся как-бы накипеуловителем, мешающим отложению накипи на стенках.[1]

---

[1] Вопрос о способах очистки питательной воды для паровых котлов внутри самого котла и, в частности, о коллоидальном графите —освещен в трудах последнего времени следующих авторов:

Инж. И. Л. Гордон. — Водоочистители. 1932 г.

И. И. Кондратьев. — „Меры борьбы с накипью в паровозных котлах", статья в журнале „Железнодорожное дело", 1929 г., № 10.

В. В. Рыжков. — „Коллоидальный графит как противонакипинное средство". 1931 г.

М. М. Родионов. — „Из практики применения водоочистительных устройств на паровозах". Журнал „Железнодорожное дело", 1930 г., № 3.

Инж. И. А. Целиков. — „Борьба с котельной накипью". Журн. „Железнодорожное дело", 1930 г., № 3.

Инж. И. А. Целиков. — „Борьба с котельной накипью. НКТ НКПС, 1926 г., вып. № 43.

Проф. А. В. Сапожников.—Причины разъедания внутренней поверхности паровых котлов. НТК НКПС, 1926 г., вып. № 43.

Науман. — Доклад. Журнал „Вестник инженеров", 1928 г., № 9.

Ц.Н.И.У. „Информационное письмо", 1930 г.

В. А. Гавриленко. — Применение коллоидального графита на подвижных и стационарных установках. 1931 г.

Научно-Исслед. Инст. Матер. НКПС. „К вопросу водоподготовки на железных дорогах" 1932 г.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Как уже отмечалось выше, паровой котел, подверженный изнутри большому давлению пара, представляет собой в момент работы опасный аппарат. Хотя число пострадавших от взрывов паровых котлов сравнительно невелико по сравнению с числом жертв от других причин, тем не менее катастрофы с паровыми котлами производят более сильное и удручающее впечатление, поэтому о них всегда больше говорят и пишут.

Причины взрывов паровых котлов, в основном, сводятся к следующему: 1) плохое качество материала, 2) ветхость и изношенность котла, 3) неправильная конструкция котла, 4) недостаточный уход и надзор.

С целью предотвращения могущих быть аварий в котельных установках, в нашем Союзе установлен НКТ обязательный технический надзор за котлами, заключающийся в разрешении на установку котла предварительном рассмотрении проекта установки и периодических освидетельствованиях котлов, с целью выяснения состояния котла во всех его частях, включая сюда и котельное помещение.

Ниже, в § 57, приведены выдержки из „Правил устройства, установки, содержания и освидетельствования паровых котлов“ НКТ СССР (от 2 сентября 1929 г.), в части, касающейся непосредственно самих паровых котлов и имеющей отношение к работе котлов применительно к условиям железнодорожных котельных установок в насосных станциях.

§ 57. Инструкция для кочегаров. Выдержки из „Правил устройства, установки содержания и освидетельствования паровых котлов НКТ СССР“.

I. Инструкция для кочегаров.

КОЧЕГАР, ПОМНИ ПРО ВЗРЫВ КОТЛА

Безопасность котлов зависит от здравого смысла, знания и опытности кочегаров.

Самое важное условие экономичности работы котла -- умелое ведение топки; самое главное условие безопасности — поддержание уровня воды не ниже допускаемого, а давления пара — не выше предельного, и умелый уход за котлом.

Строго воспрещается:

1. Оставлять котел без надзора, пока есть в топке огонь.
2. Допускать давление пара выше предельного, отмеченного на манометре красной чертой.
3. Держать уровень воды ниже низшего (допускаемого) предела, указанного указателем.
4. Перегружать и заклинивать предохранительные клапаны.
5. Держать дверцы топки открытыми.
6. Производить какую-либо починку котла во время его действия.
7. Запирать во время работы котла двери и выходы кочегарки.

При работе котла: следить за давлением пара и уровнем воды, во-время питая котел водой, регулируя тягу поддувалом или дутьем и дымовой заслонкой, держа дверцу топки всегда закрытой. При каждом открывании топочных дверец уменьшать тягу регистром, заброску топлива производить чаще и быстрее, небольшими порциями.

Наблюдать за исправностью всей арматуры и приборов, чаще пробуя их, особенно манометр, водоуказательные приборы и предохранительные клапаны. Краны и вентили следует открывать и закрывать медленно.

При неисправности котла или приборов и при непонятных явлениях в действии котла немедленно уведомить заведующего.

Если уровень воды резко понижается за низший допускаемый или давление пара быстро поднимается, перейдя красную черту манометра, несмотря на питание котла водой и действие предохранительных клапанов, прекратить тонку, закрыть поддувало и дымовую заслонку. Если это не помогает, постепенно выпускать пар, выгрести огонь из топки, открыть топку и дымовую заслонку.

Прекратить топку и остановить котел:

1. Если упущена вода и уровень ее упал так низко, что не видно в стекле.
2. Если оба предохранительных клапана не работают.
3. Если откажутся действовать все питательные приборы.
4. Если обнажится от обмуровки часть котла выше уровня воды.
5. Если замечена в котле трещина, перегрев стенки докрасна или отдулина.
6. Если слышится шум пара в дымоходе.

При перерыве работы котла: Закрыть поддувало, прикрыть заслонку, подкачать воду.

Перед остановкой работы котла: Уменьшить огонь, срабатывать пар, накачать воду выше полстекла. Выгрести и потушить огонь, очистить топку и зольник, закрыть дымовую заслонку и топочные дверцы. Воспрещается тушить в топке огонь водой и заглушать свежим топливом.

Перед растопкой котла: Проветрить дымоходы и каналы от накопившихся взрывчатых газов, открыв дымовую заслонку и дверцы топки.

Проверить уровень воды, открывая водопроводные краны и водомерное стекло; если воды мало, то подкачать. Осмотреть, не пропускает ли спускной кран.

НВ УДУНТ (ДИТ)

При растопке паровой вентиль закрыть, а предохранительный клапан открыть для выпуска воздуха, пока не покажется пар.

Пароперегреватель отделить или наполнить водой. До пуска пара выпустить воду из пароперегревателя. Паровой вентиль открывать постепенно, прогревая паропровод, когда давление сравняется с давлением других котлов.

При отоплении нефтью: Сначала пускать пар, потом нефть. Гасить форсунку наоборот — сперва закрыть нефть, потом пар.

Если котлу угрожает пожар: пустить все питательные приборы, удалить огонь из топки, закрыть дымовую заслонку, пустить пар в котельное помещение, открыв предохранительные клапаны, водопробные краны.

II. Выдержки из „Правил устройства, установки, содержания и освидетельствования паровых котлов, пароперегревателей и водных экономайзеров НКТ СССР" (от 2 сент. 1929 г.),

Общие положения

1. Настоящие Правила распространяются на все постоянные и подвижные паровые котлы пароперегреватели в стационарных установках и водяные экономайзеры для постоянных паровых котлов. кому бы они ни принадлежали (за изъятиями, указанными в ст. 2).

2. Настоящие Правила не распространяются:

а) на паровозные и вагонные паровые котлы и паровозные пароперегреватели и водяные экономайзеры на железных дорогах, подведомственных НКПС;

б) на паровые котлы, пароперегреватели и водяные экономайзеры на морских и речных судах, снарядах и иных пловучих средствах;

в) на паровые котлы, снабженные выкидной трубой, благодаря которой давление пара в котле не может превысить полатмосферы по манометру, или снабженные другим равнозначащим приспособлением (например, промежуточным выкидным баком);

г) на паровые котлы, поверхность нагрева которых не превышает 3 *м*² и притом составлена исключительно из труб с наружным диаметром не свыше 65 *мм*.

3. Паровыми котлами считаются все закрытые приборы, служащие для получения водяного пара с абсолютным давлением более одной атмосферы (более 1 *кг* на 1 *см*²), используемого вне самого прибора.

4. К **постоянным** (стационарным) паровым котлам относятся все те котлы, которые по своему назначению или по своей конструкции не предназначены для передвижения в зависимости от работы и требуют для установки постоянного фундамента.

К **подвижным** паровым котлам относятся такие котлы, которые по своему назначению или по своей конструкции предназначены для передвижения в зависимости от работы и не требуют для установки постоянного фундамента.

Если подвижной котел устанавливается для работы в постоянном помещении, то как помещение котла, так и установка последнего подчиняются соответствующим требованиям настоящих Правил, относящимся к помещению и установке постоянных паровых котлов.

Если локомобиль устанавливается в постоянном помещении для молотьбы или других сельскохозяйственных работ, а также для приведения в действие дробилок, насосов и т. п. временно, на срок не свыше 3½ месяцев в сезон, то в данных условиях работы он приравнивается к подвижным паровым котлам.

5. Пароперегревателями считаются все закрытые приборы, обогреваемые горячими газами и служащие для повышения температуры пара.

6. Водяными экономайзерами считаются все закрытые приборы, обогреваемые горячими газами и служащие для повышения температуры питающей паровой котел воды с давлением более одной атмосферы по манометру.

Экономайзеры, представляющие собою по конструкции неотделяемую и невыключаемую часть котла, рассматриваются как одно неразрывное целое с котлом, и на них распространяются Правила, установленные для паровых котлов.

7. В тех случаях, когда настоящими Правилами устанавливаются какие-либо права или обязанности для окружных (или соответствующих им) органов труда и инспекции труда путей сообщения, по принадлежности эти права и обязанности осуществляются:

а) Инспекцией труда путей сообщения — в отношении котлов, пароперегревателей и экономайзеров, находящихся под ее надзором;

б) окружными (или соответствующими им) органами труда в отношении всех остальных котлов, пароперегревателей и водяных экономайзеров.

Примечание. Под „техническими инспекторами НКТ" в настоящих Правилах разумеются как территориальные технические инспектора труда, так и технические инспектора труда путей сообщения.

Арматура и гарнитура паровых котлов

10. Каждый паровой котел должен быть снабжен по крайней мере двумя независящими друг от друга предохранительными клапанами, из которых один должен иметь устройство, не позволяющее персоналу, обслуживающему котел, изменять нагрузку клапана.

11. У постоянных котлов по крайней мере один предохранительный клапан должен быть рычажный грузовой.

В подвижных котлах оба клапана могут быть пружинные.

12. Нагрузка клапанов должна быть такова, и клапаны должны быть рассчитаны и отрегулированы таким образом, чтобы давление пара в котле не могло повышаться в котлах с рабочим давлением до 7 атм. более, чем на 0,2 атм., а в котлах с рабочим давлением свыше 7 атм. — более, чем на 3% против допущенного рабочего давления.

НБ УДУНТ (ДІТ)

13. Диаметр предохранительных клапанов исчисляется (за изъятиями, указанными в ст.ст. 14 и 15) по следующей формуле Теплотехнического института:

$$d \cdot h = 0{,}38 \frac{H}{p},$$

где d — диаметр предохранительного клапана в сантиметрах,
h — высота подъема клапана в сантиметрах,
H — поверхность нагрева котла в *кв. м* и
p — абсолютное давление пара в котле в атмосферах.

При расчете диаметра обыкновенного предохранительного клапана, по формуле Теплотехнического института подъем кланана h должен приниматься не более $^1/_{20}$ d, хотя бы в действительности он был более указанной величины.

Применение полноподъемных предохранительных клапанов (т. е. высотой подъема h до $^1/_4$ d) допускается при условии, если конструкция их испытана в отношении высоты подъема и удостоверена компетентным государственным органом.

Минимальный диаметр предохранительного клапана должен быть не менее 4 *см*, хотя бы расчетом определилась меньшая величина диаметра.

Определенная по формуле Теплотехнического института площадь проходного сечения представляет собой полную площадь всех клапанов — как открытых, так и имеющих устройство, не позволяющее обслуживающему котел персоналу изменять нагрузку клапана. В том случае, если по расчету получается только один клапан, должен быть поставлен второй добавочный клапан.

14. В отношении существующих котлов для проверки клапанов остается в силе формула проф. Котурницкого, принятая в Правилах, утвержденных НКТ СССР от 14 ноября 1923 г. и действовавших до введения в действие настоящих Правил:

$$d \cdot h = \frac{0{,}006 D}{p}$$

где d — диаметр клапана в сантиметрах,
h — высота подъема клапана в сантиметрах,
D — наибольшее количество пара в килограммах, вырабатываемое котлом в 1 час, и
p — абсолютное давление пара в атмосферах.

15. При расчете клапанов для котлов с высокой производительностью (свыше 50 *кг* с 1 $м^2$ в 1 час) надлежит пользоваться основной формулой Теплотехнического института:

$$d \cdot h = 0{,}0075 \frac{D}{p}$$

где d — диаметр предохранительного клапана в сантиметрах,
h — высота подъема клапана в сантиметрах,
D — наибольшее количество пара в килограммах, вырабатываемое котлом в 1 час, и
p — абсолютное давление пара в котле в атмосферах.

16. Клапаны должны быть устроены таким образом, чтобы всегда можно было проверять их исправное состояние и поворачивать тарелки их во время действия котла.

17. Все предохранительные клапаны могут быть расположены на одном патрубке. При этом от патрубка, на котором установлен один или несколько предохранительных клапанов, воспрещается брать пар. В случае расположения на одном общем патрубке нескольких предохранительных клапанов площадь поперечного сечения патрубка должна быть не менее суммы сечений предохранительных клапанов. Грузы рычажных предохранительных клапанов должны быть сделаны из одного или нескольких кусков, прочно закрепляемых на конце рычага. Дополнять грузы отдельными кусками какого-либо материала, не укрепленными намертво с основными грузами, воспрещается.

18. Давление на каждую клапанную тарелку не должно превышать по общему правилу 600 *кг*. В исключительных случаях допускается давление до 1 500 *кг*, при условии устройства приспособлений, облегчающих подъем груза при проверке клапана.

19. При устройстве общей трубы для вывода пара из пределов котельной сечение трубы должно быть не менее суммы сечений предохранительных клапанов, для которых труба устроена. При устройстве подобных отводящих труб необходимо устанавливать отвод воды и сигнальные приспособления, (например, свистки), если выпуск пара не слышен кочегарам.

20. Каждый паровой котел должен быть снабжен верным манометром, запломбированным Палатой мер и весов или уполномоченным ею другим учреждением. Манометр должен быть рассчитан на число атмосфер, превышающее по крайней мере на две атмосферы давление, необходимое при гидравлическом испытании котла.

Деления на циферблате должны быть нанесены в *кг* на 1 $см^2$.

На циферблате манометра должна быть проведена красная черта через деление, соответствующее наивысшему допускаемому давлению в котле с учетом добавочного давления от водяного столба при низкоопущенных манометрах.

Взамен красной черты, наносимой на циферблате манометра, разрешается укреплять (путем припайки) снаружи, на крышке манометра, металлическую пластинку, окрашенную в красный цвет и плотно прилегающую к стеклу манометра. Манометр должен быть хорошо освещен, защищен от влияния лучистой теплоты топлива и так установлен, чтобы показания его были отчетливо видны обслуживающему котел персоналу.

Каждый манометр должен быть снабжен сифонной трубкой. На сифонной трубке от стенки котла до манометра не должно быть вентилей, кранов или иных запорных устройств, за исключением трехходового крана для контрольного манометра с диаметром флянца в 38 *мм*, при толщине его в 6 *мм*. Трехходовой кран должен быть установлен между манометром и сифонной трубкой.

НВ УГЛТУ (ДГТ)

Если манометр установлен на сифонной трубке длиною по прямому направлению в 1 *м* или более, то разрешается, кроме трехходового крана, расположенного непосредственно у манометра, устанавливать на той же трубке кран для разобщения этой трубки, в случае надобности, от котла. Указанный кран должен быть всегда запломбирован в открытом состоянии. Кроме того, на длинной сифонной трубке необходимо устанавливать краник или пробку для выпуска воды.

20а. Для питания паровых котлов допускается лишь такая вода, которая по данным специального химического анализа оказалась пригодной для этой цели.

Если вода признана пригодной для питания паровых котлов лишь при условии предварительной ее очистки, то для очистки могут применяться только вещества, проверенные путем химического анализа. Этот анализ должен установить, что пользование данным веществом не может послужить причиной разъедания стенок котлов, арматуры, паропроводов и питательных насосов.

Воспрещается применение всякого рода патентованных и не патентованных средств неизвестного химического состава (как заграничных, так и внутреннего производства), выпускаемых в продажу под названием антилитона, антинакипина" и т. п. и предназначенных для очистки воды в самих паровых котлак или вне (в резервуарах, из которых вода поступает для питания паровых котлов).

21. Для питания паровых котлов с поверхностью нагрева более 10 $м^2$, или работающих при давлении более 6 атм., должно быть установлено не менее двух питательных приборов, которые должны приводиться в действие независимо один от другого. Два независимых прибора признаются достаточными и для нескольких котлов, расположенных в одном помещении, но при условии, если по своей производительности каждый в отдельности прибор с избытком достаточен для питания всех котлов.

Производительность питательных приборов должна соответствовать следующим нормам:

а) при установке двух питательных насосов производительность каждого из них должна быть не менее двухкратной длительной максимальной производительности всех работающих котлов, причем один насос должен быть с паровым двигателем;

б) при установке трех или более питательных насосов общая производительность их должна быть не менее утроенной длительной максимальной производительности всех работающих котлов, при этом часть насосов с суммарной мощностью не менее половины мощности всех насосов должна быть с паровыми двигателями;

в) при установке двух инжекторов производительность каждого из них должна быть не менее трехкратной длительной максимальной производительности котлов, а при установке трех или более одинаковых инжекторов производительность каждого из них должна быть не менее учетверенной длительной максимальной производительности всех работающих котлов, деленной на число инжекторов.

Примечание. В отношении паровых котлов, уже действовавших до введения в действие настоящих Правил, техническому инспектору НКТ предоставляется право в отдельных случаях допускать отступления от указанных в пп. „а", „б" и „в" настоящей статьи норм производительности питательных приборов в сторону снижения их, но не более чем на 25%.

22. Для питания парового котла, у которого произведение числа, выражающего поверхность нагрева котла в квадратных метрах, на число атмосфер рабочего давления не превышает 200, в качестве второго питательного прибора (при инжекторе, паровом или приводном насосе) может применяться ручной насос с разрешения окружного (или соответствующего ему) органа труда или инспекции труда путей сообщения, по принадлежности.

Водопровод может заменить один из питательных приборов, если давление в водопроводе превышает разрешенное рабочее давление в котле по крайней мере на 1½ атм. Водопровод для питания котлов без второго питательного прибора не допускается, за исключением случая питания парового котла, имеющего поверхность нагрева не более 10 $м^2$ и работающего при давлении 6 атм.

Ручной насос в качестве одного питательного прибора допускается для питания только таких котлов, у которых произведение числа, выражающего поверхность нагрева в квадратных метрах, на число атмосфер рабочего давления не превышает 50.

Каждая труба, подводящая воду из питательной сети к котлу, должна иметь в месте присоединения к нему запорный клапан или вентиль и обратный клапан, запирающийся автоматическим давлением изнутри котла.

Запорный клапан может быть прикреплен или непосредственно к котлу, или к приклепанному к нему штуцеру или флянцу (ст. 27).

Обратный клапан присоединяется непосредственно к запорному клапану (или вентилю).

23. Котлы с разным рабочим давлением, установленные в одном и том же помещении, должны иметь самостоятельные питательные приборы, удовлетворяющие нормам, указанным в ст. 21. Кроме того, к ним должны быть присоединены отдельные, подводящие воду, трубы.

Примечание. В отдельных случаях, при разности рабочих давлений в паровых котлах не свыше 1—2 атм. техническому инспектору предоставляется право допускать питание котлов от общей питательной установки, но с тем, чтобы к котлам были устроены отдельные водяные трубопроводы с соответствующими запорными приспособлениями.

24. На каждом паровом котле должны быть по крайней мере одно водоуказательное стекло и два пробных крана для контроля уровня воды в котле. Внутренний диаметр пробного крана должен составлять не менее 8 *мм*. К котлу должен быть укреплен неподвижный металлический указатель, доходящий до водомерного стекла и установленный на высоте наинизшего уровня воды в стекле. У этого указателя должна быть прикреплена надпись: „Наинизший допускаемый уровень воды". Наинизший допускаемый уровень воды в стекле должен быть не менее как на 25 *мм* выше верхнего края нижней гайки.

Для вновь строящихся котлов с поверхностью нагрева в 100 $м^2$ и выше установка второго водомерного стекла является обязательной.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

Нижний пробный кран должен быть установлен на горизонте наинизшего уровня воды в котле, а верхний пробный кран — непосредственно над горизонтом наивысшего уровня воды в котле. Каждый пробный кран должен соединяться самостоятельно с котлом. Допускается установка водомерных стекол и пробных кранов на колонках (кувшинах), соединенных с водяным и паровым пространством котла трубками, диаметром не менее 75 *мм*.

В случае непосредственного соединения с котлом водоуказательных стекол и пробных кранов трубками длиною до 500 *мм*, диаметр трубок должен составлять не менее 25 *мм*, а в остальных же случаях — не менее 75 *мм*.

В тех случаях, когда на котле устанавливаются два водоуказательных стекла, пробных кранов может и не быть.

Соединение водомерных стекол, а также водопробных кранов с котлом должно быть таково, чтобы краны водомерных стекол и водопробные краны можно было прочищать по прямому направлению для устранения засорения их.

Краны водомерных стекол должны быть такого устройства, чтобы можно было менять стекла во время работы.

Водоуказательные стеклянные трубки должны быть защищены на случай разрыва приспособлениями, не затрудняющими наблюдения за высотою уровня воды.

При постановке водоуказательных приборов системы Клингера особого ограждения не требуется.

Водомерные стекла должны быть освещены настолько, чтобы кочегар легко мог видеть их показания. При высоком расположении пробных кранов и водомерных стекол должен быть обеспечен удобный и безопасный доступ к ним при помощи постоянных галлерей или иных приспособлений из несгораемого материала.

Котлы с несколькими паровыми пространствами и самостоятельными водяными уровнями рассматриваются как отдельные паровые котлы, и каждый из них должен быть снабжен требуемыми водоуказательными приборами.

В водотрубных котлах с двумя или несколькими продольными верхними барабанами (котлы Бабкок и Вилькокс, Шухова и др.) на каждом барабане должны быть установлены по крайней мере одно водомерное стекло и пробные краны. В водотрубных котлах с двумя или несколькими верхними поперечными барабанами на том барабане, у которого производится постоянное наблюдение за высотой уровня, должно быть поставлено не менен двух водомерных стекол.

25. Соединение котла с паропроводом должно произвводиться через парозапорный вентиль или задвижку, которые присоединяются или непосредственно к котлу, или к прикрепленному к нему штуцеру или флянцу.

26. Каждый паровой котел должен иметь спусковой кран, задвижку или вентиль для спуска грязной воды и опорожнивания котла, присоединяемый или непосредственно к котлу, или приклепанному к нему штуцеру или флянцу.

Постановка спускных приспособлений на коленах и отводах допускается при обязательном условии выполнения колен и отводов из литого железа или в виде стальной фасонной отливки. Применение чугуна воспрещается.

У котлов с поверхностью нагрева 80 $м^2$ или выше и с давлением пара более 10 атм. непосредственно между спускным краном и котлом должен быть поставлен вентиль (или задвижка).

Постановка промежуточного вентиля (или задвижки) имеет целью облегчить открытие спускного крана при продувке котла под рабочим давлением и последующим плавным открытием вентиля (или задвижки) обеспечить вытекание воды из котла без резких толчков.

Водоспускная труба с краном или вентилем должна быть расположена в самой низкой части котла, если это допускает его конструкция, и не должна иметь сообщения с питательными или иного назначения трубопроводами. Применение автоматических спускных приборов не исключает необходимости установки спускных кранов или вентилей. Спускные краны или вентиль и штуцер, к которому они присоединяются, должны быть доступны для обслуживания во время действия котла. Выпускаемая из котла вода не должна его подтапливать.

На всех кранах и клапанах питательных (водопроводных) и паропроводных труб должны иметься отчетливые нестираемые знаки, показывающие направление воды или пара.

27. Вся арматура должна быть установлена на патрубках (штуцерах или флянцах), приклепанных непосредственно к котлу. В случае необходимости установки арматуры непосредственно на стенке котла, арматура должна быть прикреплена к стенке котла шпильками. Этот способ крепления допускается в том случае, если диаметр отверстия в стенке котла не превышает 25 *мм*.

На котлах с поверхностью нагрева не более 20 *мм*, если притом они работают при давлении не свыше 6 атм., арматуру разрешается устанавливать путем ввертывания в стенку котла или на ниппелях.

В случае постановки шпилек или самой арматуры на резьбе в стенке котла, нарезанные концы с внутренней стороны должны быть укреплены, если это позволяет конструкция, путем установки контргаек или расклепки (шпилек).

28. Паровые котлы должны быть устроены так, чтобы возможно было осматривать отдельные их части и очищать их внутренние стенки. Лазы для проникания внутрь котла должны иметь размеры не менее 300 *мм* × 400 *мм* и закрываться прочными не чугунными крышками.

В частях котла с размерами между соседними стенками меньшими, чем необходимо для проникания внутрь котла человека, если притом днища или кожухи установлены на заклепках, должны быть устроены лючки, если позволяет конструкция, размерами не менее 100 *мм* в диаметре. В противном случае, если по конструкции котла устройство люка диаметром 100 *мм* не представляется возможным, могут быть установлены лючки меньшего размера или отверстия, закрывающиеся пробками на резьбе. Для осмотра внешних частей котла, имеющих кирпичную обмуровку, в последней должны быть устроены лазы размером не менее 400 *мм* × 450 *мм*.

НБ УДУНТ (ДПТ)

29. Всякий котел, изготовленный после введения в действие настоящих Правил, должен быть снабжен на заводе-изготовителе металлической дощечкой с обозначением на ней завода, изготовившего котел, номера котла по списку завода, года постройки котла и величины расчетного давления.

Эта дощечка должна быть укреплена на видном месте котла. Кроме того, эти же данные должны быть выбиты в виде клейма на корпусе котла вблизи от водоуказательной арматуры.

Помещения для постоянных паровых котлов

30. Помещения для постоянных паровых котлов, работающих под давлением свыше 0,5 атм. по манометру, должны удовлетворять требованиям ст.ст. 31—51.

31. Стены и пол котельного помещения должны быть несгораемыми или огнестойкими, а крыша может быть несгораемой, огнестойкой, защищенной от возгорания или в указанных ниже случаях — сгораемой.

Устройство потолочных перекрытий над котлами в котельных помещениях не допускается, за исключением особых случаев установки паровых котлов под мастерскими, жилыми и иными помещениями, а также внутри мастерских (ст. 53).

Материалами для стен котельного помещения могут служить: кирпич, бетон, железобетон, шлакобетон, пустотелые бетонные камни и т. д.

Пол может быть кирпичный, бетонный, плиточный, асфальтовый, досчатый, уложенный без воздушных прослоек по бетонной подготовке, торцовый по бетонной подготовке и т. д.

Материалами для кровли могут служить: железо, черепица, этернит, геррофазерит, толь, рубероид и т. д.

Стропильные конструкции, а также покрытия между ними могут быть железные, железобетонные и деревянные. При этом деревянное покрытие, уложенное поверх стропил, а также деревянная подшивка должны быть снизу изолированы железом по войлоку или азбесту, если это покрытие отстоит от верхней поверхности обмуровки котлов менее чем на 3 *м*. Устройство деревянной подшивки допускается по затяжкам стропил.

Временные, со сроком службы не более двух лет, котельные устройства могут быть устроены при предприятиях или хозяйствах, имеющих временное назначение в сгораемых зданиях, причем в них допускается устройство земляных полов.

Обслуживание паровых котлов

61. Владельцы котлов и лица, заведующие паровыми котлами, обязаны поручить уход за котлами кочегарам в возрасте не менее 20 лет, обученным и имеющим соответствующее удостоверение от органов по обучению кочегаров.

62. Владельцы котлов и лица, заведующие паровыми котлами, обязаны иметь надзор за тем, чтобы кочегары точно соблюдали установленные для них правила.

63. Если в котельном помещении установлено несколько паровых котлов, то владелец котла должен поручить обслуживаие их такому количеству кочегаров, при котором была бы обеспечена в полной мере безопасность работы котлов. Количество кочегаров и их нагрузка устанавливаются владельцем котла и контролируются техническим инспектором НКТ.

64. Если в котельном помещении занят один кочегар, то у него должен быть помощник, который должен замещать кочегара во время его отлучек.

Отступления от требования настоящей статьи допускаются лишь с разрешения инспекции труда.

65. Воспрещается поручать кочегару исполнение во время работы котла каких бы то ни было работ, не относящихся к уходу за котлом,—например, доставлять топливо к котельной, производить ремонтные работы и пр.

66. Уход за паровой машиной, двигателем внутреннего сгорания, динамо-машиной или насосами может поручаться кочегарам лишь в том случае, если эти установки находятся в самом котельном помещении.

Освидетельствование паровых котлов

67. Всякий находящийся в употреблении паровой котел, на который распространяются настоящие Правила, должен подвергаться в установленные сроки техническому освидетельствованию, производимому технической инспекцией НКТ. Постоянные котлы свидетельствуются в месте своего действия, а подвижные котлы—в месте по указанию владельца котла.

Примечание. Освидетельствование котлов, принадлежащих Наркомвоенмору, производится в порядке, предусмотренном в приказе РВС СССР и НКТ СССР от 7 сентября 1928 г. № РВС—289/НКТ—456 о техническом надзоре за котлами и приборами к ним, подъемниками и подъемыми механизмами береговой и судовой установки Наркомвоенмора („Изв. НКТ СССР", 1928 г., № 44—45).

68. Если после освидетельствования подвижной котел перевезен в другое место, то назначенный срок следующего освидетельствования сохраняет силу за исключением случаев бездействия котла или его ремонта (ст. 72). То же правило соблюдается в отношении подвижных котлов, освидетельствование которых произведено на заводах изготовления (или ремонта) котлов.

69. Цель технического освидетельствования парового котла заключается в том, чтобы выяснить состояние котла во всех его частях и состояние котельного помещения, а также установить:

а) отвечает ли состояние котла требованиям прочности и данному разрешению на работу его;

б) имеются ли при котле все необходимые приборы и приспособления, требуемые настоящими Правилами, и находятся ли эти приборы и приспособления в исправном состоянии.

70. Техническое освидетельствование парового котла заключается:

а) в наружном осмотре;

б) во внутреннем осмотре;

в) в гидравлическом испытании, соединенном с внутренним осмотром.

НБ УДУНТ (ДГТ)

71. Очередные освидетельствования котла должны производиться нормально в следующие сроки: наружный осмотр—один раз в год; внутренний осмотр—один раз в три года; гидравлическое испытание, соединенное с внутренним осмотром,—один раз в шесть лет.

В исключительных случаях, когда по условиям производства котел не может быть остановлен для гидравлического испытания и внутреннего осмотра в указанный в котельной книге (ст. 87) срок, последний может быть продлен окружным (или соответствующим ему) органом труда или Инспекцией труда путей сообщения, по принадлежности, на время до трех месяцев, если котел по своему состоянию не может вызывать никаких сомнений относительно допустимости такой отсрочки.

72. Внеочередные (досрочные) освидетельствования котла—гидравлическое испытание и соединенный с ним внутренний осмотр—производятся в следующих случаях:

а) до пуска в ход котла, находившегося в бездействии в течение двух или более лет;

б) если котел был снят с места;

в) если при ремонте котла была вынута жаровая труба или другая часть котла, имеющая наружный диаметр более 103 *мм*, или сменено более 15% всего числа связей или 15% кипятильных или 25% дымогарных труб, или сделана замена хотя бы части листа, или переклепано не менее 15 рядом стоящих заклепок или не менее 25% всего числа заклепок в каком-либо шве;

г) после каждого ремонта котла, при котором была применена автогенная сварка или заварка.

73. Результаты освидетельствований котла как очередных, так и внеочередных, с указанием сроков последующих освидетельствований, вносятся техническим инспектором НКТ в котельную книгу установленного образца (ст. 87).

74. О производстве ремонта котла, после которого котел подлежит досрочному освидетельствованию, владелец котла должен немедленно известить технического инспектора НКТ.

После произведенного освидетельствования котла технический инспектор НКТ должен внести в котельную книгу подробное описание произведенного ремонта.

Сведения о ремонтах котла, не требующих досрочного освидетельствования его, а равно об остановках котла на чистку, владелец котла должен вносить в особый пронумерованный журнал с указанием времени остановки котла на ремонт или с кратким описанием произведенного ремонта. Этот журнал должен предъявляться Инспекции труда по ее требованию.

75. Техническому инспектору труда НКТ предоставляется право во всякое время удостоверяться в точном исполнении требований настоящих Правил и, независимо от освидетельствований, предусмотренных в ст. ст. 71 и 72, производить досрочные внутренние осмотры и гидравлические испытания котлов, если по состоянию котла такая проверка его безопасности окажется необходимой. О результатах освидетельствования вносится запись в котельную книгу с подробным изложением причин, вызвавших досрочное освидетельствование котла.

76. Наружный осмотр котла производится без остановки его действия. При этом осмотре технический инспектор НКТ должен обратить внимание на то, в каком состоянии находятся котельное помещение, обмуровка и топка котла и паропровод внутри котельной и правильно ли работают питательные и водоуказательные приборы, манометр, предохранительные клапаны, приборы для разобщения котла от паропровода и спускные приборы, и какие приспособления применяются для чистки котла. Вместе с тем технический инспектор НКТ должен проверить, знаком ли кочегар со своим делом и в особенности с назначением и употреблением имеющихся при котле приборов и знает ли он, какие именно меры следует принимать в случае понижения уровня воды в котле или повышения давления пара за допускаемые пределы.

77. При внутреннем осмотре котла технический инспектор НКТ должен обратить внимание преимущественно на состояние стенок, заклепок и связей как внутри, так и снаружи котла, на состояние жаровых, дымогарных и кипятильных труб и распорных болтов, на состояние питательных труб внутри котла и соединенных труб между котлом, с одной стороны, и водоуказателем—с другой, а также на прочность других частей котла, на присутствие и физические свойства накипи и свойства питательной воды и на состояние дымоходов как внутри, так и снаружи котла.

Примечание. При применении котлов с рабочим давлением в 22 атм. или выше котловладелец обязан иметь постоянный химический контроль за качеством питательной воды.

78. Котел перед внутренним осмотром и гидравлическим испытанием должен быть остановлен, охлажден и тщательно очищен от накипи, грязи, сажи и золы. Если при гидравлическом испытании осмотр котла не может быть произведен без обнажения котла, то кладка или одежда его, по усмотрению технического инспектора НКТ, должна быть устранена полностью или частью. Вся арматура котла должна быть тщательно очищена, краны и клапаны притерты, а флянцы, крышки, люки и т. п. плотно поставлены, чтобы через них не было течи во время испытания гидравлическим давлением. Если котел соединен с другими работающими котлами общим трубопроводом, то должны быть поставлены глухие флянцы, вполне отделяющие осматриваемый котел как от паропровода, так и от водопровода и спускной линии, во избежание проникания в котел пара или горячей воды. При отоплении доменными и другими газами котел должен быть надежно разобщен и от общего газопровода.

Котел до осмотра его техническим инспектором НКТ не должен смазываться или натираться изнутри каким-либо составом, употребляемым для предупреждения прикипания накипи или против ржавления.

При работах внутри котла и в дымоходах употребление керосиновых или иных ламп с легко воспламеняющимися материалами не допускается. Употребляемые при осмотре и при работах внутри котла и в дымоходах ручные электрические лампы, а также провода к последним должны находиться под напряжением не свыше 24 вольт.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Техническим инспектором НКТ могут быть даны, в случае надобности, дополнительные инструкции для приготовления котла к внутреннему осмотру и гидравлическому испытанию.

79. При испытании котлов гидравлическим давлением соблюдаются следующие нравила:

а) котел, предназначенный к употреблению при рабочем давлении пара не более 5 атм., подвергается при испытании действительному давлению, вдвое более сильному, чем то наибольшее давление, при котором котел предназначен к работе, но во всяком случае не менее 3 атм.;

б) котел, предназначенный к работе при рабочем давлении более 5 атм., испытывается действительным давлением, увеличенным на 25% против наибольшего допускаемого для котла рабочего давления, причем это увеличение должно составлять не менее 5 атм.;

в) под пробным давлением котел держится в течение 5 минут, после чего пробное давление постепенно убавляется до величины рабочего давления, которое и поддерживается затем в котле во все время, необходимое для подробного осмотра котла. В случае необходимости допускается производство повторного пробного давления;

г) давление, которому подвергается котел при испытании, определяется посредством выверенного контрольного манометра, который должен быть доставлен техническим инспектором НКТ.

Насос для гидравлического испытания доставляется владельцем котла.

Гидравлическому испытанию подвергается вместе с котлом и вся его арматура. При этом предохранительные клапаны должны быть заклинены, а водомерные стекла перекрыты.

80. Котел признается выдержавшим гидравлическое испытание, если:

а) в котле не оказывается признаков разрыва;

б) не замечается течи (при этом выход воды через швы и заклепки в виде мелкой пыли или мелких капель—так называемой слезки, а также выход воды из кранов и других частей арматуры, не препятствующий сохранению гидравлического давления на требуемой испытанием высоте, — течью не считается):

в) не замечается видимых деформаций, остающихся по окончании испытаний.

При появлении слезок в сварных швах котел признается не выдержавшим испытаний.

81. Если техническое освидетельствование котла обнаружит недостатки, которые не могут быть немедленно устранены, то техническим инспектором НКТ назначается срок для устранения их, после чего котел по требованию технического инспектора НКТ может быть подвергнут вторичному освидетельствованию.

82. Если при техническом освидетельствовании котла окажется, что котел находится в состоянии, непосредственно угрожающем опасностью, то действие котла должно быть немедленно остановлено, о чем составляется акт и делается подробная запись в котельной книге с указанием причин остановки. По приведении котла в исправное состояние котел до пуска его в ход должен быть вновь освидетельствован техническим инспектором НКТ.

83. Если при техническом освидетельствовании котел окажется еще годным к работе, но прочность его представляется сомнительной, то, по определению технического инспектора НКТ, котел может быть допущен к дальнейшему употреблению или при пониженном рабочем давлении пара, или с сокращением срока следующего очередного освидетельствования, или при одновременном соблюдении обоих указанных условий.

84. Если со дня постройки котла истекло 25 лет или если происхождение и род материала котла неизвестны, то при ближайшем ремонте котла, после которого требуется досрочное его освидетельствование (ст. 72), или при очередном внутреннем осмотре его техиический инспектор НКТ, в зависимости от состояния котла, может потребовать, чтобы было произведено за счет котловладельца испытание материалов котла в одной из государственных лабораторий. Результаты испытания должны быть сообщены техническому инспектору.

Испытание, предусмотренное настоящей статьей, производится с соблюдением циркуляра Отдела охраны труда НКТ СССР от 29 сентября 1924 г., № 415/466, о временных нормах для испытания материалов старых паровых котлов („Изв. НКТ СССР“ 1924 г., № 40) и циркуляра НКТ СССР от 10 марта 1926 г., № 61/330 о порядке вырезки образцов и испытания материалов старых паровых котлов („Изв. НКТ СССР“ 1926 г., № 14).

85. Наружный осмотр котла производится техническим инспектором НКЗ без предупреждения владельца котла о времени осмотра.

О подготовке котла к внутренному осмотру и гидравлическому испытанию владелец котла уведомляет технического инспектора НКТ по крайней мере за месяц до наступления срока освидетельствования. День освидетельствования устанавливается затем по обоюдному соглашению, а если последнее не будет достигнуто, назначается техническим инспектором НКТ.

Владелец котла обязан остановить котел не позднее срока, указанного в котельной книге, подготовить котел к освидетельствованию и уведомить об этом технического инспектора НКТ (телеграммой, телефонограммой или иным способом, обеспечивающим надежность и быстроту сообщения).

Если в течение трех дней со дня, назначенного для освидетельствования котла, технический инспектор не прибудет, то владельцу котла предоставляется право своими техническими силами и за своей ответственностью произвести освидетельствование котла согласно настоящим Правилам в присутствии лица, обслуживающего котел, и представителя комитета рабочих и служащих (если последний имеется) и после этого пустить котел в ход. О результатах освидетельствования и пуска котла в ход немедленно составляется акт за подписью владельца котла (или уполномоченного им лица) и указанных выше лиц, а копия акта немедленно же посылается подлежащему техническомуи нспектору НКТ.

Паровой котел, пущенный в работу при таких условиях, подлежит освидетельствованию со стороны технического инспектора НКТ при первой же чистке котла и во всяком случае не позже шести месяцев после приведения котла в действие. Продление этого срока допускается с разрешения окружного (или соответствующего ему) органа труда или Инспекции труда путей сообщения, по принадлежности.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Все работы, связанные с подготовкой котла к освидетельствованию и с самим освидетельствованием котла, должны производиться владельцем котла за его счет.

86. Внутренний осмотр и испытание гидравлическим давлением котлов, которые во время их бездействия опечатываются государственным органом, производится по соглашению технического инспектора НКТ с соответствующим представителем этого органа.

87. Владелец котла должен иметь для каждого котла особую, установленного образца, шнуровую книгу, скрепленную окружным (или соответствующим ему) органом труда или Инспекцией труда путей сообщения, по принадлежности. В эту книгу вносятся результаты каждого освидетельствования котла (раздел 7 настоящей главы). При переходе котла к новому владельцу котельная книга должна быть передана вместе с котлом новому владельцу, который о переходе к нему котла должен сообщить в окружной (или соответствующий ему) орган труда или в Инспекцию труда путей сообщения, по принадлежности.

88. В удостоверение каждого произведенного гидравлического испытания котла техническим инспектром НКТ выдается маталлическая бляха с выбивкой на ней номера котла, наибольшего допускаемого рабочего давления в атмосферах и времени следующего испытания котла. Эта бляха прикрепляется на видном месте котла или на кладке его.

Повреждения и взрыв паровых котлов

89. О всяком значительном повреждении котла или помещения, в котором он находится (в случае пожара, наводнения, разрыва паропровода и т. п.), владелец котла и уполномоченное им лицо должно немедленно известить надлежащего технического инспектора НКТ.

90. В случае взрыва парового котла владелец котла или уполномоченное им лицо обязаны немедленно уведомить об этом срочной телеграммой или иным способом, обеспечивающим максимальную быстроту сообщения, окружной (или соответствующий ему) орган труда или инспекцию труда путей сообщения, по принадлежности.

До составления акта о происшедшем взрыве поврежденные взрывом постройки не могут исправляться, а части котла должны оставаться в том самом положении, в каком они оказались после взрыва котла, за исключением случаев, когда это представляет опасность для жизни или здоровья людей или препятствует сообщению по дороге, находящейся в общем пользовании.

Акт о взрыве составляется в установленном порядке при непременном участии технического инспектора НКТ.

91. Орган труда немедленно по получении направляет в НКТ соответствующей союзной республики (в подлежащих случаях—через краевой или областной отделы труда) как копию первоначального уведомления о взрыве парового котла (ст. 90), так и последующие данные расследования причин взрыва. НКТ союзной республики немедленно по получении направляет указанные материалы в НКТ СССР.

Инспекция труда путей сообщения направляет указанные материалы непосредственно в НКТ СССР.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ДВИГАТЕЛИ

Для приведения насосов в действие применяются особые двигатели, которые, в зависимости от рода энергии, преобразуемой ими в механическую работу, подразделяются на двигатели термические или **тепловые** (паровые машины, паротурбины, **нефтяные**, керосиновые, газовые и т. п.), **электрические, водяные и ветряные.** В дальнейшем будут рассмотрены лишь двигатели внутреннего сгорания и электродвигатели, как имеющие особое значение для жел.-дор. водоснабжения.

ОТДЕЛ VII

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 58. Обшие понятия о работе двигателей внутреннего сгорания.

К числу термических двигателей, получивших большое распространение в жел.-дор. водоснабжении СССР, относятся паровые машины, нефтяные двигатели внутреннего сгорания и к числу получивших еще весьма незначительное распространение—паротурбины и газовые двигатели внутреннего сгорания; при этом паровые машины применяются или в виде спаренных аггрегатов с поршневыми насосами и по типу сист. **Вортингтон** (см. § 13) или в виде локомобилей (см. § 53), или паротурбины в виде аггрегатов, непосредственно соединенных с центробежными насосами (фиг. 100).

Нефтяные двигатели, в силу своей экономичности и по целому ряду других преимуществ, получили на транспорте Союза особенно заметное распространение за последнее десятилетие.

Что касается газовых двигателей, то они, будучи связаны с установкой генераторов-печей и газоочистителей для выработки силового газа и очистки его, встречаются в жел.-дор. водоснабжениях нашего Союза чрезвычайно редко. Обычно установки такого рода делаются для центральных электрических или газовых станций, ток или газ от которых доставляется ряду потребителей, в том числе и насосным станциям.

Двигателями внутреннего сгорания называются такие двигатели, у которых сжигание топлива производится внутри цилиндра, где химическая энергия топлива превращается в энергию теплоты, а последняя — в механическую работу. Это обстоятельство является особенностью двигателей внутреннего сгорания в отличие от паровых машин, у которых химическая энергия топлива превращается в энергию теплоты вне машины — в паровом котле.

Топливом для двигателей внутреннего сгорания, вообще говоря, могут служить весьма разнообразные виды горючего, как то: нефть в сыром виде и продукты ее перегонки, керосин и бензин; перегоны каменно-угольной смолы (бензол) и бурого угля (парафиновые и соляровые масла); спирт винный и древесный, газы, образуемые из кокса, антрацита, бурого угля, торфа и древесины.

В жел.-дор. водоснабжении СССР наиболее принятым топливом является нефть (мазут).

НБ УДУНТ (ДИТ)

Сущность работы двигателей внутреннего сгорания заключается в следующем.

Горючая смесь вводится в цилиндр двигателя, где и сжигается. Одновременно с этим происходит сжатие поршня смеси, благодаря чему появляется сильное выделение теплоты и стремление газов к расширению. Газы производят давление на поршень, сообщая ему прямолинейное движение, и осуществляют тем самым механическую работу. Сгорание смеси в цилиндре двигателя происходит или моментально при постоянном объеме, или постепенно при постоянном давлении.

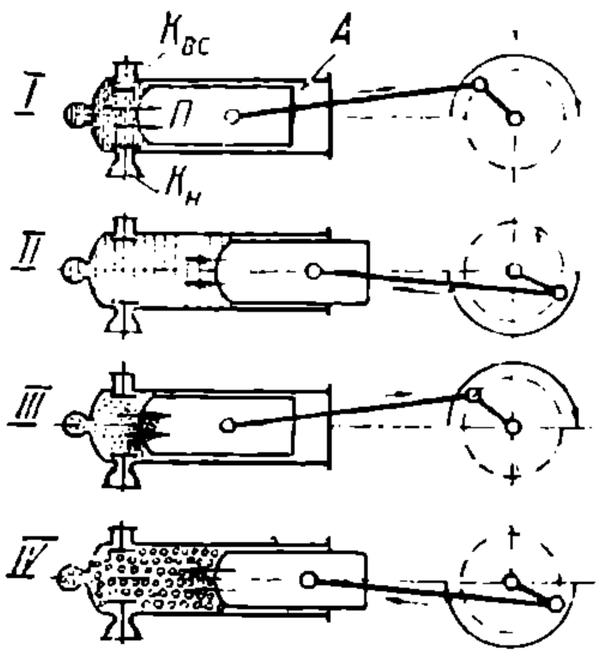
Рабочий процесс двигателя состоит из 4 моментов:

1) всасывания чистого воздуха или смеси воздуха с горючим,
2) сжатия их,
3) воспламенения и расширения продуктов горения и
4) выпуска отработавших газов.

В зависимости от способов выполнения отдельных моментов рабочего процесса, двигатели разделяются на две группы: **четырехтактные и двухтактные.**

Рабочий процесс четырехтактного двигателя состоит в следующем (фиг. 228):

I. Ход всасывания и выпуска (на фиг. положение I). Поршень *П*, передвигаясь вправо, засасывает за все время своего хода в цилиндр *А* чистый воздух (в случае нефтяных и керосиновых двигателей) или смесь воздуха с газом (в случае газовых двигателей) Всасывающий клапан $K_{вс}$ открыт, а выпускной $K_{н}$ закрыт.



Фиг. 228 Схема работы четырехтактного двигателя внутреннего сгорания.

II. Ход сжатия (положение II). Поршень движется в обратном направлении (влево), производя работу сжатия (компрессию). Всасывающий и выпускной клапан закрыты. Давление сжатия по мере приближения поршня к левой мертвой точке, увеличивается, возрастая в момент прихода в нее до максимума. В конце хода, когда поршень подходит к левой мертвой точке, происходит воспламенение горючей смеси в нефтяных двигателях от запального шара или высокого сжатия, а в газовых и бензиновых двигателях от электрической искры.

Чем больше величина конечного давления, тем выше температура и полнее сгорание сжатой рабочей смеси, лучше термический коэффициент полезного действия двигателя и экономичнее работа установки. Вместе с тем конечное давление не должно превосходить определенной величины, во избежание преждевременного воспламенения рабочей смеси за счет выделившейся теплоты от сжатия.

В зависимости от системы двигателя, рода и состава топлива, конечно, сжатие достигает для двигателей быстрого сгорания от 6 до 14 атм. и медленного сгорания (дизелей) от 33 до 36 атм.

III. Ход воспламенения и расширения (Рабочий ход. Положение III). Как только окончилось сжатие рабочей смеси, введенной в цилиндр в конце второго хода, происходит воспламенение и расширение продуктов горения и начинается обратный ход поршня, так называемый рабочий ход. До этого момента поршень передвигался под действием сил инерции маховика, т. е. живой силы, приобретенной им от предыдущего рабочего хода. Во время рабочего хода поршень движется самостоятельно под давлением расширяющихся газов в цилиндре, сообщая массе маховика такую силу, которая способна в течение остальных трех ходов поршня производить требуемую работу.

Оба клапана $K_{вс}$ и $K_{н}$, как и во втором ходе, остаются закрытыми и только под конец рабочего хода, когда поршень достигнет правой мертвой точки, открывается выпускной клапан.

IV. Ход выпуска. Достигнув правой мертвой точки и идя обратно, поршень выталкивает из цилиндра, через выпускной клапан, отработавшие газы. Этим

НВ УДУНТ (ДПТ)

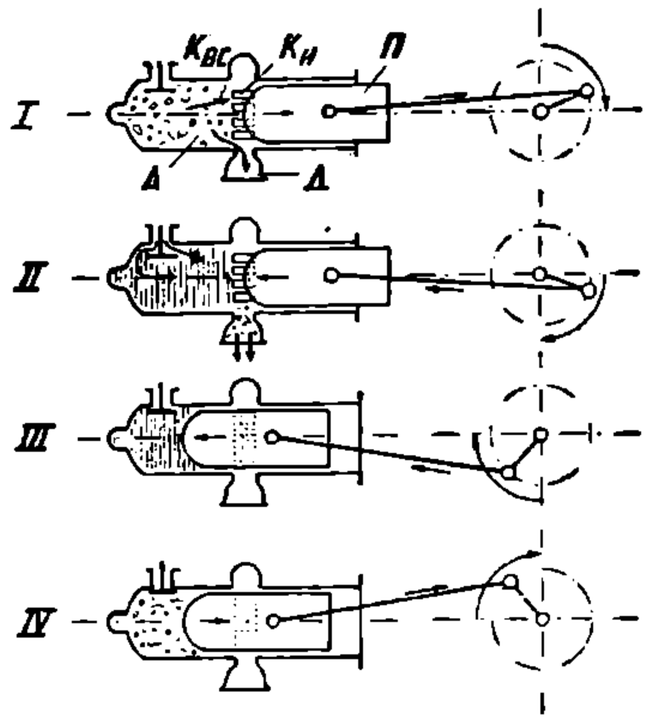
ходом и кончается выполнение рабочего процесса четырехтактного двигателя, после чего все, указанные выше, моменты повторяются снова в том же порядке, как цикл.

Рабочий процесс двухтактного двигателя внутреннего сгорания состоит в следующем (фиг. 229).

I. Всасывание и выпуск (положение I и II). Всасывание начинается после того момента, когда поршень подходит к правой мертвой точке и открывает выпускные отверстия в цилиндре. Отработавшие газы выходят через отверстия в выпускную трубу *D*. Затем открывается впускной клапан $K_{во}$, через который вводится, путем нагнетания, сжатый воздух или газ под некоторым давлением (1, 2—1, 3 атм.). Входящий воздух или газ способствуют быстрому выталкиванию из цилиндра отработавших продуктов горения.

Так как выпускные отверстия закрываются поршнем только при обратном ходе, то выпуски и наполнения, начавшиеся в конце первого хода, частично переходят и на второй обратный ход поршня, где и заканчиваются.

2. Сжатие, воспламенение и расширение (положение III и IV). Как только поршень перекроет выпускные отверстия в цилиндре, начинается сжатие рабочей смеси или чистого воздуха. Всасывающее отверстие закрывается. Сжатие достигает своего максимума в момент прихода поршня в левую мертвую точку. После этого происходит воспламенение смеси и расширение продуктов горения, следствием чего является рабочий ход поршня (положение IV).



Фиг 229. Схема работы двухтактного двигателя внутреннего сгорания.

Всасывающий клапан все время остается закрытым до того момента, когда поршень откроет выпускные отверстия.

В дальнейшем работа двигателя повторяется в том же порядке.

Сравнивая между собой рабочие процессы четырехтактных и двухтактных двигателей внутреннего сгорания, видим, что у них существуют:

1) **сходство** в том, что главные части рабочего процесса: всасывание, сжатие, сгорание, расширение и выпуск всегда имеют место вне зависимости от **тактности,** и

2) **различие**—у четырехтактного двигателя на каждый рабочий ход поршня имеется три подготовительных такта, в то время как в двухтактном двигателе из двух ходов поршня, во время которых совершается полный цикл, имеется один рабочий ход, т. е. за одно и то же число оборотов вала в двухтактном двигателе рабочих ходов вдвое более, чем в четырехтактном.

Однако, мощность двухтактного двигателя превосходит мощность аналогичных четырехтактных не в 2 раза, а всего лишь в 1,4—1,6 вследствие того, что часть хода сжатия и равная ей часть хода расширения происходит при открытых всасывающих и выпускных отверстиях и тратится на освобождение цилиндра сжатым воздухом от отработавших газов. Кроме того, часть полезной работы уходит на приведение в действие продувочного насоса.

К числу **недостатков** четырехтактного двигателя, помимо отмеченных, относятся их громоздкость и сложность конструкции, вытекающая из большого числа клапанов, утяжеления маховиков и т. д.

Несмотря на это, в практике машиностроения они нашли большое распространение, благодаря ряду имеющихся у них крупных **достоинств,** как-то:

1) рабочий поршень служит одновременно и насосом для всасывания воздуха или смеси и лучшего выталкивания отработавших продуктов горения;
2) наличие большого интервала между рабочими ходами (три такта), что понижает напряженность процесса в отношении температур.

В двухтактных двигателях **положительной** стороной являются большая цилиндрическая мощность и более равномерный ход, благодаря большей частоте рабочих ходов, и **отрицательной** стороной — значительная напряжен-

НБ УГАТУ (ДШТ)

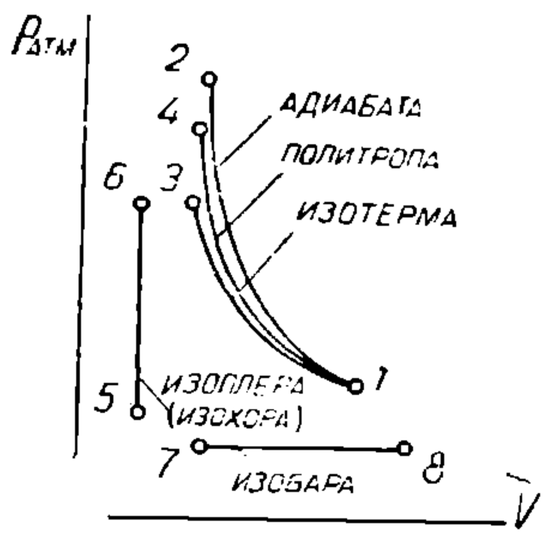
ность процесса в отношении температур, происходящая вследствие большей частоты вспышек, при которых внутренние части двигателя не успевают охладиться.

Состояние газов внутри цилиндра изменяется весьма разнообразно, в зависимости от изменения температуры давления и объема.

Помимо трех процессов изотермического, адиабатического и политропического, указанных нами ранее при рассмотрении воздушных компрессоров (§ 36), сжатие или расширение газов может происходить еще и в иных условиях, как-то:

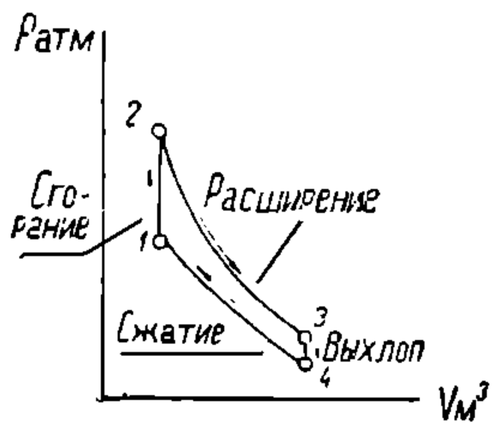
1) **изобарическое** — когда расширение и сжатие газов происходит при постоянном давлении. Объемы газов в это время изменяются прямо пропорционально температуре;

2) **изоплерическое** (изохорическое) — когда расширение и сжатие газов протекает при постоянном объеме.



Фиг. 230.

Линии изменения состояния газов.



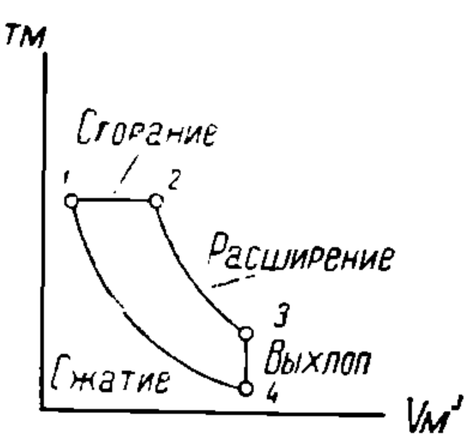
Фиг. 231. Идеальный рабочий цикл Отто.

В последнем случае абсолютная температура газов находится в прямо пропорциональной зависимости от давления.

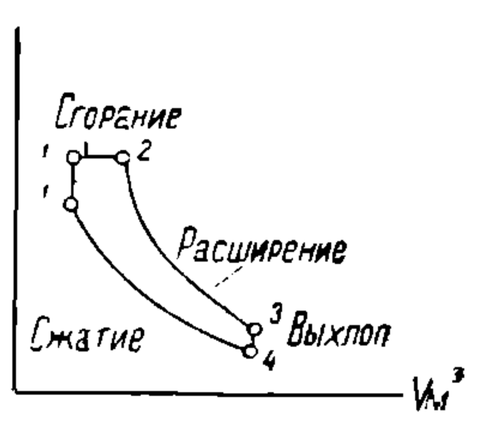
Если взять оси координат и на оси абсцисс отложить величины объемов $V_{м^3}$, а по оси ординат величины давлений $p_{атм}$, то кривые, по которым будут происходить упомянутые пять процессов изменения состояния газов, примут вид, изображенный на фиг. 230.

Из всех процессов в круговые циклы двигателей фактически входят лишь три: **изоплера, изобара и политропа.**

Что касается изотермы и адиабаты, то последние являются лишь идеалом, к которому стремятся в отдельных случаях (для получения иаиболее экономичной работы), и чаще всего критерием при оценке степени рациональности осуществления на практике рабочего процесса.



Фиг. 232. Идеальный рабочий цикл Дизеля.



Фиг. 233. Идеальный рабочий цикл Сабатэ.

Все современные двигатели внутреннего сгорания, в зависимости от их типа, работают по одному из трех круговых циклов: 1) **Отто,** 2) **Дизеля,** 3) **Сабатэ.**

Для большего уяснения сущности основных термодинамических явлений, в дальнейшем приведены указанные 3 цикла, сначала в их идеальном виде, а затем в действительном.

I. Идеальный цикл Отто состоит из двух адиабат (в действительности политроп) и двух изоплер, протекание рабочего процесса происходит следующим образом (фиг. 231): 1) адиабата сжатия (4—1),2) изоплера сгорания (1—2), 3) адиабата расширения (2—3) и 4) изоплера выхлопа (3—4).

II. Идеальный цикл Дизеля (фиг. 232) состоит из: 1) адиабаты сжатия (4—1′) 2) изоплеры сгорания (1—2), 3) адиабаты расширения (2—3) и 4) изоплеры выхлопа (3—4).

III. Идеальный цикл Сабатэ (фиг. 233) состоит из: 1) адиабаты сжатия (4—1′), 2) изоплеры первой стадии сгорания (1—1′), 3) изоплеры второй стадии сгорания (1—2), 4) адиабаты расширения (2—3), 5) изоплеры выхлопа (3—4).

Из сравнения между собой этих циклов видим, что они отличаются один от другого лишь процессами сгорания, а именно:

1) В цикле **Отто** процесс сгорания в идеале является мгновенным (т. е. при постоянном объеме). Поэтому двигатели, работающие по циклу **Отто,** называются **двигателями быстрого сгорания.**

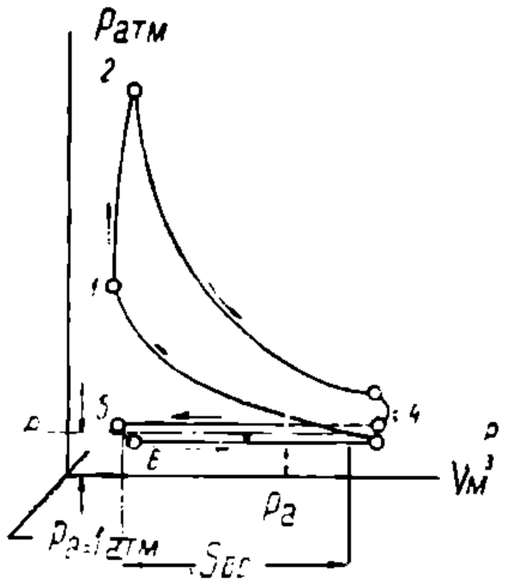
НБ УДУНТ (ДГТ)

2) В цикле **Дизеля** процесс сгорания происходит медленно и топливо горит постепенно, благодаря чему достигается постоянство давления на участке (1'-2); двигатели, работающие по циклу **Дизеля,** носят название **двигателей постепенного сгорания.**

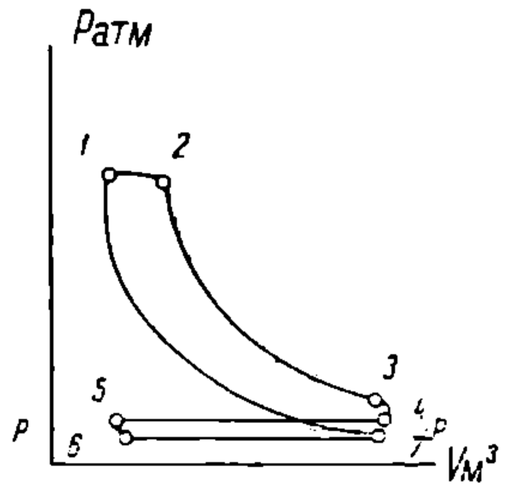
3) В цикле **Сабатэ** процесс сгорания представляет собой сочетание сгорания при постоянном объеме и сгорания при постоянном давлении, т. е. является комбинацией из циклов **Отто** и **Дизеля.**

Практическое осуществление в части сгорания цикла **Отто** состоит в предварительном образовании рабочей смеси, с искусственным запалом ее в конце сжатия для получения быстрого сгорания, и цикла **Дизеля** в непрерывном подведении в цилиндр топлива, поджигаемого от предыдущей порции уже горящей смеси.

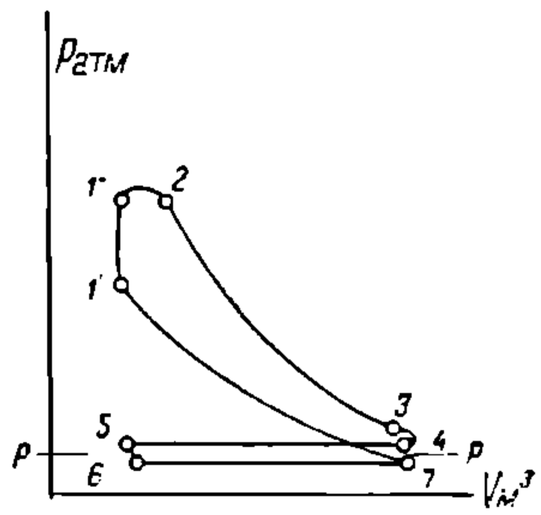
Автор цикла **Дизеля** д-р-инж. **Р.** Дизель довел величину сжатия до такого предела (27—30 атм.), [1] при котором температура смеси топлива в цилиндре и в конце хода достигла температуры самовозгорания (500—550° Ц), благодаря чему отпала надобность в запальном устройстве. Таким образом, цикл **Дизеля** отличается от цикла **Отто** тем, что сгорание у него идет по изобаре и происходит самовоспламенение топлива.



Фиг. 234.



Фиг. 235.



Фиг. 236.

Фиг. 234, 235 и 236. Действительные рабочие циклы Отто, Дизеля и Сабатэ в четырехтактных двигателях.

В действительности рабочие циклы двигателей внутреннего сгорания происходят в несколько иной форме, чем рассмотренные ранее идеальные циклы. Такое отклонение получается вследствие ряда вспомогательных процессов, появляющихся при осуществлении на практике идеальных циклов, конструктивных особенностей двигателя, качества выполнения отдельных частей и т. п.

На фиг. 234, 235 и 236 изображены действительные рабочие циклы **Отто** (фиг. 234), **Дизеля** (фиг. 235) и **Сабатэ** (фиг. 236) в четырехтактных нефтяных двигателях.

Первый такт.—По окончании хода выталкивания (4—5) первый такт — всасывание начинается не сразу. Происходит это в силу того, что давление отработавших газов в цилиндре в течение всего хода (4—5) остается больше атмосферного воздуха, возможного лишь после создания некоторого разряжения в цилиндре, часть всасывающего хода пропадает на получение этого разряжения до размеров p_a, меньших давления наружной атмосферы. Потеря части атмосферного давления в цилиндре происходит на преодоление ряда сопротивлений горючей смеси или воздуха в трубопроводе, фильтре, клапанных щелях и т. п. В дальнейшем всасывание протекает по линии 6—7 при среднем давлении p_a.

Вследствие расширения газов, оставшихся в мертвом пространстве цилиндра, количество воздуха или смеси горючего, действительно всосанного, будет W_e меньше теоретического объема W_o, описанного поршнем. Отношение

$$\eta_в = \frac{W_e}{W_o}$$

[1] Ф. Зассс—„Бескомпрессорные двигатели Дизеля" 1931 г., стр. 35.

НБ УДУНТ (ДПТ)

называется по аналогии с воздушными компрессорами (§ 36) **„волюметрической степенью“** или „волюметрическим коэффициентом полезного действия двигателя“.

Коэффициент $\eta_в$ зависит, главным образом, от конструкции и быстроходности двигателя, температуры в цилиндре в конце всасывания и степени сжатия. Обычно он колеблется в нефтяных четырехтактных двигателях от 0,75 до 0,85, т. е. примерно в тех же пределах, что и у воздушных компрессоров.

Второй такт.—Сжатие, начинаясь при давлении ниже атмосферного, протекает в дальнейшем по политропе. Примерно, в средине хода сжатия превращается в рабочую смесь из паров нефти, воздуха и остаточных газов. Воспламенение, в зависимости от типа двигателя, происходит различно.

В нефтяных двигателях с запальным шаром, работающих по циклу **Отто**, взрыв смеси происходит в тот момент, когда какой-либо из вихрей рабочей смеси не прорвет оболочки из остаточных газов в калильной головке и не придет в соприкосновение с раскаленной поверхностью.

Воспламенение в двигателях медленного сгорания, работающих по циклу **Дизеля**, происходит благодаря тому, что в конце сжатия вдувается во внутрь цилиндра, в среду раскаленного от большого давления воздуха, порция нефти с распылением ее помощью форсунки и высокосжатого воздуха. Количество вдуваемого топлива подается в течение определенного периода движения поршня в таких порциях, которые обеспечивают изобарный характер линии сгорания (фиг. 235, линия 1—2).

В двигателях, работающих по циклу **Сабатэ**, подача топлива производится в конце хода сжатия и кончается в начале хода расширения; топливо сначала через форсунку подается в цилиндр и сгорает, когда поршень подходит к мертвой точке (1″—фиг. 236). Давление в это время поднимается по прямой 1—1″, как и у двигателей, работающих по циклу **Отто**.

В начале рабочего хода подается другая часть топлива, которая своим горением поддерживает постоянное давление (на протяжении 1″—2), как у двигателей, работающих по циклу **Дизеля**. Надобность в распыливающем воздухе отпадает. Поэтому этот тип двигателей называют **двигателем высокого сжатия с механическим распыливанием топлива или „бескомпрессорным дизелем“**.

В вопросе о процессах, происходящих в камере сгорания двигателя Дизеля с момента впрыскивания топлива и до его воспламенения, существовала долгие годы теория, согласно которой жидкое топливо до воспламенения должно было предварительно превращаться в газообразное состояние, без которого никакое воспламенение и сгорание было бы невозможно. Такой же теории, в частности, придерживался и сам Дизель. [1] В настоящее время опытами Воллерса и Эмке, [2] Тоусса и Шульте [3], Хаукеса [4] и друг. установлена неправильность этой теории. Произведенными исследованиями доказано, что перед воспламенением жидкого топлива не имеют места ни газообразование его, ни какое-либо значительное испарение, и что частицы топлива воспламеняются непосредственно в жидком состоянии, после их предварительного нагрева до определенной, так называемой, температуры воспламенения.

Третий такт.—Расширение газов (2—3).

Четвертый такт.—Выхлоп продуктов сгорания (3—4—5) происходит во всех трех типах двигателей, примерно, одинаково. Третий такт является рабочим ходом поршня.

Сравнивая практические циклы четырехтактных двигателей, можно установить следующие **преимущества и недостатки двигателей Дизеля.**

---

[1] Д-р инж. Фр. Засс.—„Бескомпрессорные двигатели Дизеля“—1931 г., стр. 16.

[2] Wollers und Ehmcke—Der Vergasunsvorgang der Treibmittel, die „Ölgasbildung und das Verhalten der Öldämpfe und Ölgase bei der Ferbrennung im. Dieselmotor“. Kruppsche Manatshefte 1921. т. 2, стр. 1.

[3] Tauss und Schulte.—„Über Zündpunkte und Verbrennungsvorgänge im Dieselmotor Halle; Wilh. Knapp 1924 г. Выдержки в Z. v. d. I. 1924 г. т. 68, стр. 574.

[4] Hawkes.—„Fuel Oil in Diesel Engines“. Engg. 1920 г. т. 110, стр. 749.

НЕ УДУНТ (ДИТ)

Преимущества: 1) осуществленне высокого сжатия топлива перед моментом начала сгорания, распыление и хорошее смесеобразование уменьшают удельный расход топлива на 1 лош. силу/час, т. е. увеличивают экономичность;

2) отсутствие запальных приспособлений.

Недостатком этого двигателя является наличие воздушного компрессора, расходующего от $3^0/_0$ до $5^0/_0$ полезной мощности двигателя, удорожающего установку на $12 - 15^0/_0$ и усложняющего конструкцию двигателя.

Бескомпрессорные двигатели не имеют воздушных компрессоров, что является их преимуществом по сравнению с двигателями Дизеля, но так как рабочий процесс у них представляет комбинацию процессов Отто и Дизеля, то в остальном им присущи недостатки и достоинства обоих классов.

Что касается двухтактных двигателей внутреннего сгорания, то благодаря тому, что процесс сгорания и работа расширения почти не зависят от тактности двигателя и работа, в общем, аналогична работе четырехтактного двигателя, останавливаться на рассмотрении практических циклов этих двигателей не будем.

§ 59. Определение мощности двигателей внутреннего сгорания.

Давления, происходящие внутри цилиндра в течение кругового цикла, на практике измеряются графическим способом с помощью того же индикатора, как и в поршневых насосах (см. § 4).

Замкнутая площадь диаграмм действительных рабочих процессов, заснятая индикатором, численно равна той работе A (называемой **индикаторной**), которую газы производят внутри цилиндра

$$A_i = p_i F_s \; кг/м,$$

где

p_i = среднее давление газов в цилиндре в атм.;

$F_s = \frac{\pi D^2}{4}$ — площадь поршня в *кв. см*;

S = ход поршня в *м*.

Так как работа в двигателях внутреннего сгорания получается не за каждый ход, а один раз за 4 хода — у четырехтактных и за 2 хода — у двухтактных двигателей, то индикаторная мощность будет равна

$$N_i = \frac{p_i F_s \; 2n}{75 \cdot 60 \cdot K} = \frac{\pi D^2 p_i S_n}{4 \cdot 75 \cdot 30} = \frac{D^2 \cdot p_i \cdot S \cdot n}{K \, 2\,866} \text{ лош. сил.} \qquad (125)$$

где

K — число тактов;

n — число полных оборотов в минуту главного вала, откуда один ход поршня в секунду $= \frac{2n}{60}$

для четырехтактного двигателя, имеющего

$$K = 4 \text{ такта}$$

$$N_i = \frac{1}{4} \frac{D^2 p_i \cdot S \cdot n}{2\,866} \text{ лош. сил.} \qquad (126)$$

и для двухтактного двигателя $k = 2$

$$N_i = \frac{1}{2} \frac{D^2 p_i \; S \cdot n}{2\,866} \text{ лош. сил.} \qquad (127)$$

Индикаторная мощность, которую газы производят внутри цилиндра, передается на рабочий вал через поршень и шатунный механизм в виде мощности $N_m < N_i$

$$N_m = N_i - B_m$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

Часть индикаторной мощности в количестве B_m л. с. тратится на преодоление механических сопротивлений в подшипниках, кривошипах, шатунах и т. п. Отношение

$$\eta_m = \frac{N_m}{N_i} \tag{128}$$

по аналогии с поршневыми насосами и компрессорами называется „механическим коэффициентом полезного действия двигателя," а мощность N_m — „механической, полезной, действительной, эффективной мощностью или мощностью на валу двигателя".

Для двигателей внутреннего сгорания коэффициент полезного действия $\eta_m = 0{,}7 — 0{,}8$.

На практике различают две механических мощности — максимальную и нормальную. Всякий хорошо устроенный двигатель внутреннего сгорания может работать некоторое время с форсированной мощностью, превышающей обычную нормальную механическую, указанную заводом, примерно на $10 — 20\%$.

Так как максимальная механическая мощность является временной, сильно зависящей от состояния двигателя, качества топлива и т. д., то на практике все расчеты делаются на нормальную механическую мощность, указываемую заводом на марке, прикрепляемой обычно к цилиндру двигателя в виде особой пластинки с номером двигателя, мощностью, числом оборотов, названием завода и годом изготовления.

Для получения определенной полезной работы от двигателя требуется израсходовать в его цилиндре соответствующее количество топлива K в *кг*, с рабочей теплопроизводительностью $W_p^н$ калорий, т. е. затратить $427\ W_p^н K$ *кг/м*.

Отношение механической, полезной или эффективной работы двигателя за один сило-час к фактически израсходованному количеству тепла за то же время, выраженному в эквивалентной работе, называется „термическим или тепловым коэффициентом полезного действия двигателя и равняется

$$\eta_{t_{дв}} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{427 \cdot W_p^н K} = \frac{632}{W_p^н K} \tag{129}$$

Двигатель, приводя в движение насос, с помощью последнего, в результате переместит воду в количестве Q_e *куб. м* на полную высоту $H_г$, т. е. произведет полезную работу в поднятой воде

$$A_e = \gamma Q_e H_г \text{ кг/м}.$$

Откуда термический или тепловой коэффициент полезного действия всей насосной установки (двигатель внутреннего сгорания, насос и трубопроводы) выразится, как и для насосно-паровой установки (см. § 47):

$$\eta = \frac{\gamma Q_e H_г}{427\ W_p^н K} \tag{111}$$

В железнодорожном водоснабжении установки, состоящие из насоса и нефтяного двигателя, имеют около

$$\eta_t = 11 — 20\%$$

т. е. выше насосно-паровых установок, имеющих

$$\eta_t = 0{,}5 — 1{,}5\%\ ^1$$

в 20 — 14 раз.

Сравнивая механическую и индикаторную мощности двигателей внутреннего сгорания с поршневыми насосами и компрессорами, видим, что у двигателей индикаторная мощность больше механической, в то время как у насосов

---

[1] См. § 55.

НБ УДУНТ (ДИТ)

и компрессоров, наоборот, механическая мощность больше индикаторной. Происходит это по вполне понятным причинам — в первом случае (у двигателей) первоначальной движущей силой является индикаторная, получающаяся от давления газов, а во втором (у насосов и компрессоров) — механическая, сообщаемая от двигателя.

Для определения механической мощности двигателя в настоящее время имеется целый ряд практических способов, главным образом, с помощью тормозов (Прони, Селлерса, веревочного и гидравлического) или же электрической нагрузкой. [1]

Из формулы (125) видно, что мощность двигателя внутреннего сгорания зависит от числа оборотов и величины среднего давления газов в цилиндре. Изменение мощности и числа оборотов, или так называемое регулирование в двигателях внутреннего сгорания, производится тремя способами:

1) регулированием количества рабочей смеси путем выпадения вспышек от преждевременного закрытия и открытия или держания в закрытом положении впускных и выпускных клапанов;

2) изменением силы действия рабочей смеси путем соответствующих изменений пропорций качества состава, а также моментов вспышек рабочей смеси;

3) смешанным регулированием, представляюшим комбинацию первых двух способов.

Регулирование скорости вращения главного вала осуществляется с помощью маховика, играющего роль аккумулятора энергии, поглощающего последнюю, когда скорость возрастает, и отдающего ее, когда скорость падает.

Если обозначить через

ω_{max} — максимальную угловую скорость главного вала двигателя

ω_{min} — минимальную "

ω — среднюю

то отношение

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega} \qquad (130)$$

называют **степенью неравномерности двигателя.**

Величина δ, в зависимости от назначения двигателя, берется в среднем равной следующим значениям:

для двигателей, приводящих в действие	насосы	$\delta = 0{,}05$
" "	механ. мастерские	$\delta = 0{,}03$
" "	динамомашины	$\delta = 0{,}01$

§ 60. Классификация двигателей внутреннего сгорания.

Двигатели внутреннего сгорания в настоящее время изготовляются в чрезвычайно большом количестве и весьма различных конструкций, видов и мощностей. По своему устройству они могут быть разделены:

I. По рабочему процессу — на двигатели с быстрым горением низкого сжатия и постепенным горением высокого сжатия.

II. По способу выполнения рабочего процесса — на четырехтактные и двухтактные.

III. По роду топлива — на газовые, нефтяные, бензиновые и т. п.

IV. По конструкции — на вертикальные, горизонтальные, с наклонными цилиндрами, звездообразные, простого и двойного действия, одноцилиндровые, двухцилиндровые и т. д.

V. По назначению — стационарные, судовые, автомобильные, авиационные и мотоциклетные.

В дальнейшем нами будут рассмотрены лишь главнейшие типы стационарных нефтяных, горизонтальных и вертикальных двигателей, мощностью до 300 л. с., которые имеют значение для ж.-д. водоснабжений.

---

[1] Способы эти подробно изложены в трудах:

1 Инж. Наумов В. С. — „Как определить мощность нефтяного или газового двигателя", изд. 1926 г.

2. Зейферт Ф. — „Испытание паровых машин, котлов, турбин и двигателей внутреннего сгорания", изд. 1930 г.

НБ УДУНТ (ДИТ)

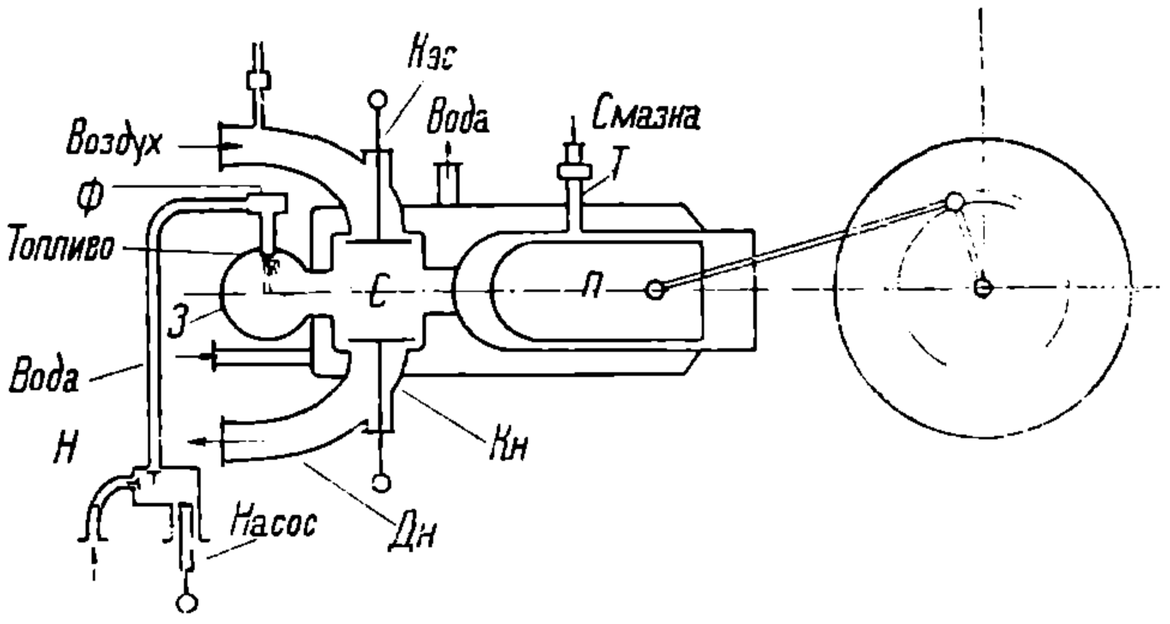
§ 61. Нефтяные двигатели низкого сжатия.

Двигателями низкого сжатия называются такие двигатели, у которых степень сжатия засосанного в цилиндре воздуха такова, что температура его в момент сжатия меньше температуры воспламенения топлива. К этой группе относятся все двигатели, работающие по циклу Отто.

Из нефтяных двигателей по циклу Отто работает лишь один тип — это двигатели с запальным шаром (или „калильной головкой"), называемые обычно **„нефтянками"**. Они строятся четырехтактными и двухтактными. Каждый из этих типов рассмотрен ниже отдельно.

I. Четырехтактные нефтяные двигатели низкого сжатия. На фиг. 237 показана схема четырехтактного нефтяного двигателя с быстрым горением низкого сжатия, Действительная индикаторная днаграмма этого типа двигателей рассматривалась ранее (фиг. 234).

При первом такте поршень, перемещаясь вправо, засасывает чистый воздух в камеру C через клапан $K_{вс}$. Вследствие расширения оставшихся в камере C газов всасывание воздуха начинается не сразу с момента отхода поршня от мертвой левой точки, а лишь спустя некоторое время, когда давление в цилиндре сравняется с атмосферным и откроется всасывающий клапан $K_{вс}$. Окончание всасывания считают происшедшим не в конце хода поршня, а в тот момент, когда линия сжатия пересечет атмосферную линию (в силу того, что всасывающий клапан не успеет сразу закрыться при перемене хода поршня).



Фиг. 237. Схема четырехтактного нефтяного двигателя низкого сжатия.

Таким образом в действительности всасывание воздуха будет происходить лишь на некоторой части s_{bc} (фиг. 234) всего хода поршня в количестве $v_1 = \eta_в v_0$.

Во второй такт, начавшийся при обратном движении поршня, происходит сжатие свежего воздуха и горючей смеси. Примерно, в средине хода насосом H через форсунку $Ф$ в калильную головку $Э$ впрыскивается новая партия нефти, где она смешивается со сжимаемым воздухом; к концу сжатия получается готовая рабочая смесь из нефти и воздуха, частично загрязненная остаточными газами. К этому же времени от сжатия в шаре и клапанной коробке, а также от соприкосновения с раскаленной поверхностью запального шара, смесь нагревается до температуры самовоспламенения и производит взрыв от бурного соединения топлива с кислородом воздуха; давление при этом быстро поднимается вверх.

Начало взрыва в нефтяных двигателях с запальным шаром не имеет точно фиксированного момента, так как зависит от ряда меняющихся обстоятельств (формы и температуры запального шара, изменения мощности, качества топлива и т. п.)

Третий такт является рабочим ходом; поршень $П$ под давлением расширяющихся газов перемещается вправо, приводя в действие с помощью кривошипа и шатуна главный вал с насаженными на него маховиком и шкивом.

При четвертом такте поршень выталкивает продукты горения через клапан $K_н$ в выхлопную трубу $Д_н$. Клапаны для открытия и закрытия всасывающих и выхлопных отверстий, поршневой насос, подающий топливо через форсунку в запальный шар и масло через отверстие $Т$ для смазки поршня, приводятся в действие автоматически самим же двигателем путем различного рода передаточных механизмов (кулачков, рычагов и т. п.).

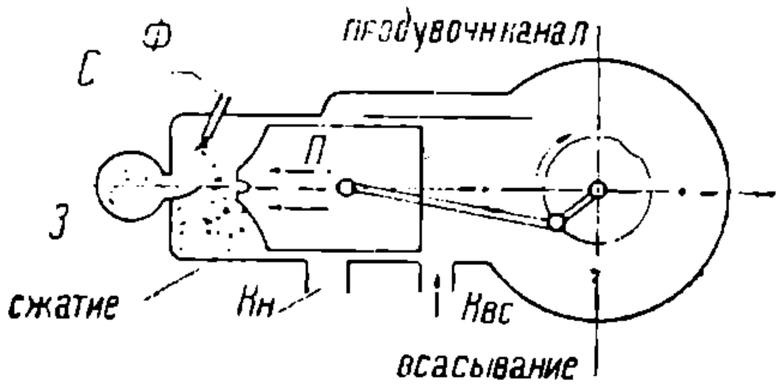
Четырехтактные нефтяные двигатели строятся горизонтального и вертикального типов.

НТБ УДУНТ (ДГТУ)

II. Двухтактные нефтяные двигатели низкого сжатия. На фиг. 238 изображена схема устройства двухтактного нефтяного двигателя.[1]

При первом ходе поршень *П*, перемещаясь под действием сил инерции маховика влево, сжимает воздух в камере *С* и запальном шаре *З*. В конце этого хода в рабочий цилиндр впрыскивается насосом через форсунку *Ф* —нефть, которая от соприкосновения с раскаленной поверхностью шара при дальнейшем сжатии воспламеняется и производит взрыв. За время перемещения поршня влево происходит засасывание воздуха через канал $К_{вс}$ в кривошипную коробку (картер).

Во втором, обратном ходе, поршень под действием газов давит на шатун и коленчатый вал двигателя, приводя последний в действие. Засосанный во время первого хода воздух в кривошипную коробку при втором ходе сжимается в ней поршнем. Сжатый воздух, в тот момент когда поршень подходит к мертвой правой точке, поступает через открывшийся в это время продувной канал *О* в цилиндр, очищая последний от отработавших газов. Выпуск газов происходит через выхлопное отверстие $К_{н}$.



Фиг. 238. Схема двухтактного нефтяного двигателя низкого сжатия.

Тот же сжатый воздух наполняет цилиндр и сжимается там поршнем при новом первом ходе, как это указывалось ранее.

На фиг. 239 а,б показан разрез и общий вид нефтяного двухтактного одноцилиндрового горизонтального двигателя, мощностью 20 лош. сил., изготовляемого на заводе „Красный двигатель“ (Ростов-на-Дону). Цикл работы осуществляется им следующим образом.

При ходе поршня *1* вправо, воздух засасывается через воздушный клапан *2*, расположенный сбоку, и поступает в кривошипную камеру (картер) *3*. При обратном ходе поршня влево, воздушный клапан автоматически закрывается, воздух в кривошипной камере сжимается и, когда поршень кромкой своего днища откроет сначала выхлопные окна *4*, а затем продувочные *5*, сжатый воздух из кривошипной камеры по каналу *6* поступает в рабочее пространство цилиндра *11* и заполняет его, выдувая остатки газов взрыва в выхлопные окна. Затем поршень при своем движении вправо, закрыв выхлопные окна *4*, сжимает поступивший из картера свежий воздух.

В конце этого хода нефтяной насос, получающий движение от эксцентрика, сидящего на коленчатом валу, с силой впрыскивает в запальную головку порцию нефти. Нефть поступает в насос из нефтяного бака и, пройдя через форсунку *7*, распыляется, образуя с воздухом горячую смесь. От давления, сжатия и теплоты стенок запальной головки развивается та температура, при которой происходит самовоспламенение смеси. Запальная головка перед пуском двигателя нагревается специальной лампой *9*.

Образующееся после сгорания смеси давление газов (16—18 атм.) толкает поршень влево.

В конце рабочего хода поршня открываются выхлопные окна *4* и продукты сгорания выбрасываются через них в выхлопную трубу *10*, в глушитель и наконец в атмосферу.

В следующий момент через продувочное окно *5* поступает воздух из кривошипной камеры и процесс начинается снова.

Во избежание непосредственного прорыва воздуха из продувочных окон в выхлопные и для лучшего заполнения цилиндра воздухом, днище поршня имеет форму козырька, который отклоняет струю воздуха вдоль оси цилиндра по направлению к запальной головке.

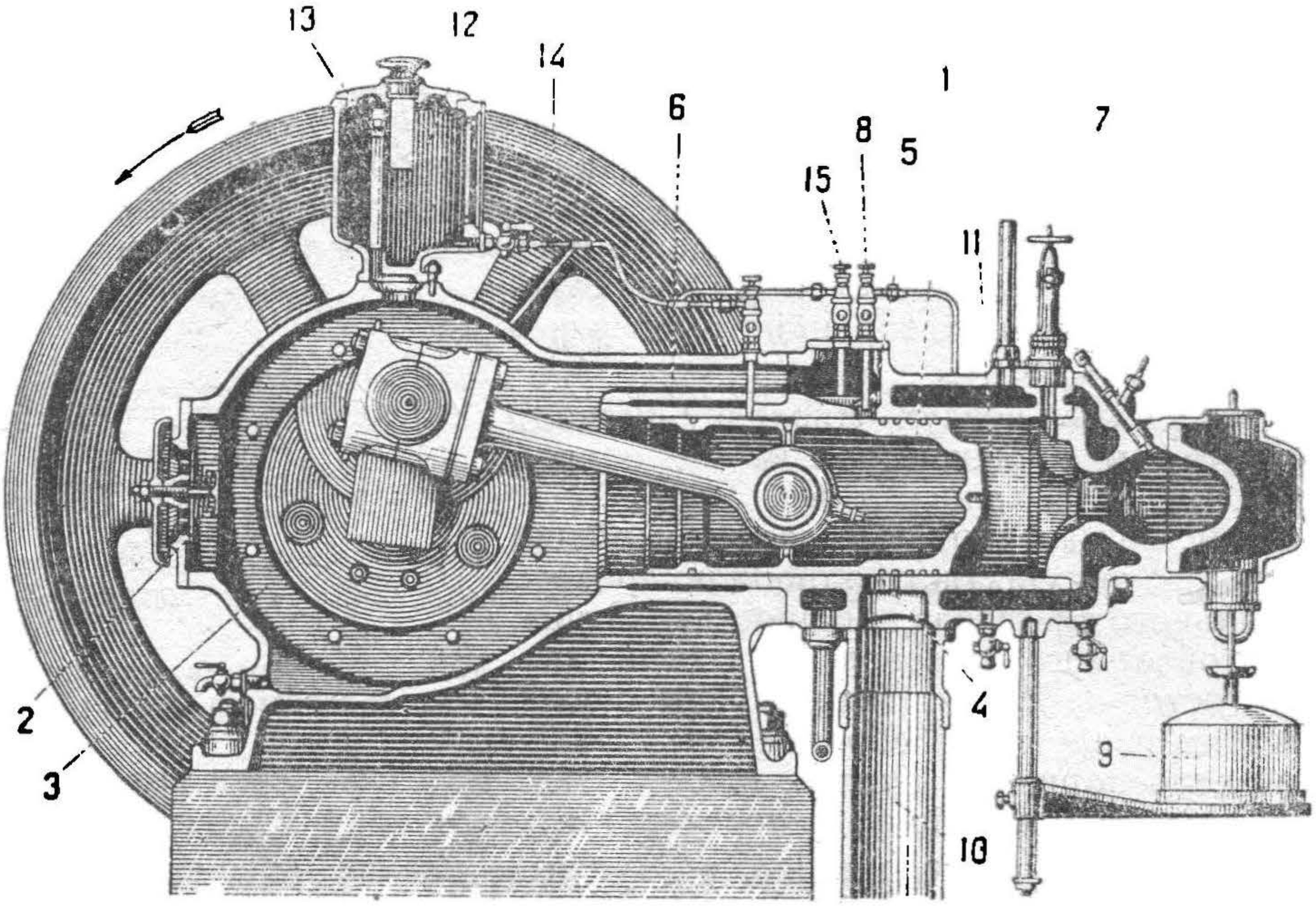
Смазка трущихся частей двигателя производится из центрального смазочного резервуара *12*, помещающегося на картере. Резервуар *12*, посредством трубопровода *13* со специальным клапаном, соединяется с кривошипной камерой так, что масло в резервуаре находится все время под давлением воздуха,

[1] Проф. И. В. Грибов. — „Двигатели внутреннего сгорания. Тяжелые двигатели“, 1926 г. стр. 166.

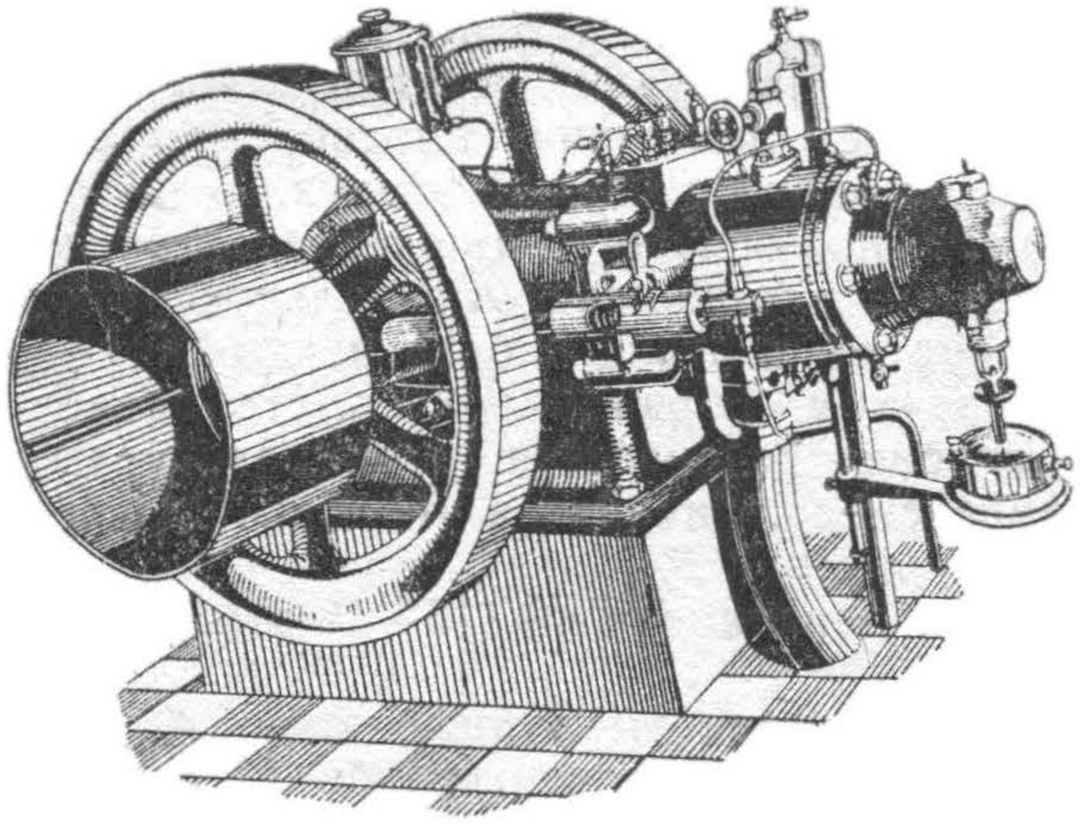
НБ УДУНТ (ДИТ)

соответствующим наибольшему давлению в кривошипной камере. Под этим давлением (0,3 атм.) по трубке *14* масло подводится к трущимся частям: поршню, подшипнику и т. д.

При больших нагрузках двигателя запальная головка перегревается, отчего могут получиться преждевременные вспышки, сопровождаемые стуком внутри цилиндра и уменьшением мощности.



Фиг. 239-а.



Фиг. 239-б.

Фиг. 239 а, б. Горизонтальный нефтяной двухтактный двигатель низкого сжатия № 20 л. с. завода „Красный двигатель".

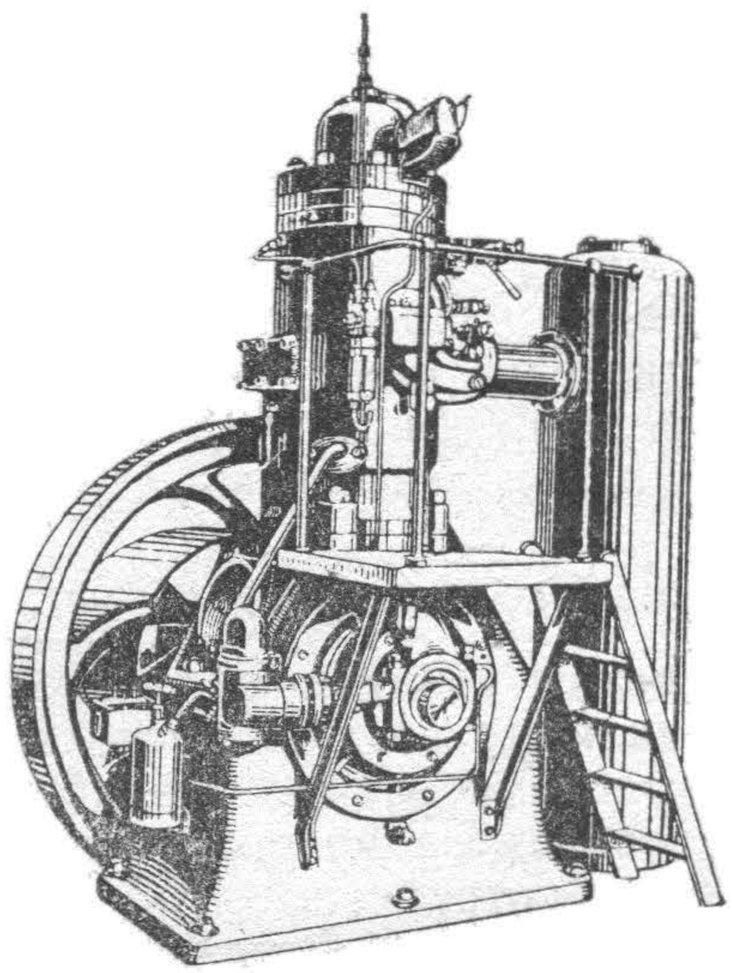
1—Поршень
2—Всасывающий клапан для воздуха
3—Картер
4—Выхлопное окно
5—Продувочное окно
6—Канал для сжатого воздуха
7—Форсунка
8—Водяная капельница
9—Примус
10—Выхлопная труба
11—Рабочая камера цилиндра
12—Центральный смазочный резервуар
13 и 14—Трубопроводы для смазки
15—Масляная капельница

С целью поддержания температуры запальной головки на постоянной и более экономичной для данного двигателя величине, во внутрь цилиндра подается вода. Вода берется из рубашки цилиндра и подводится в специальной капельнице *8*, находящейся на крышке воздушного канала рядом с масляными капельницами *15*. Испаряясь в цилиндре, вода понижает температуру камеры сгорания и предотвращает преждевременные вспышки. Время, необходимое для приведения в действие двигателя, включая осмотр, нагревание запальной головки и пуск, в среднем равно 15—20 минутам.

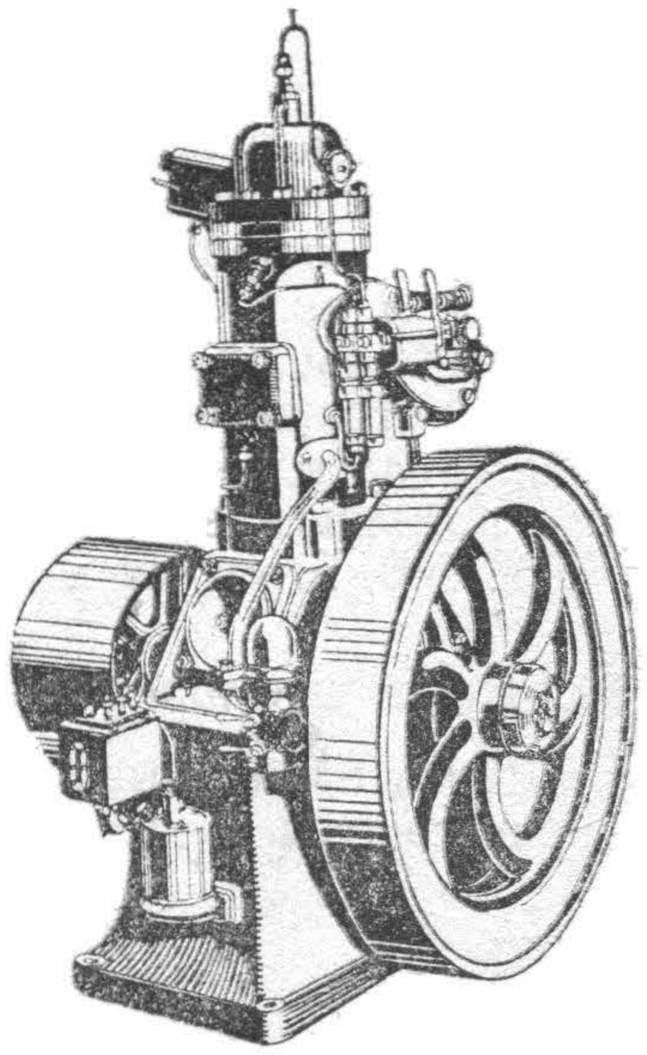
На фиг. 240 и 241 изображены внешние виды нефтяных вертикальных двухтактных двигателей заводов „Мунктель" (Швеция), строящихся мощностью от 5 до 25 л. с. (фиг. 241) и 30—80 л. с. (фиг. 240).

НБ УДУНТ (ДПТ)

Рядом с двигателем установлен вертикальный чугунный цилиндр-глушитель для поглощения ударов и шума, создаваемых при выхлопе отработавшими газами. Объем глушителя, согласно Правил НКТ СССР, [1] должен быть не менее пятикратного объема рабочего хода одного поршня (т. е. 5 *FS*), причем сам глушитель должен располагаться снаружи вне помещения двигателя, а не рядом как это показано на фиг. 240.



Фиг. 240.

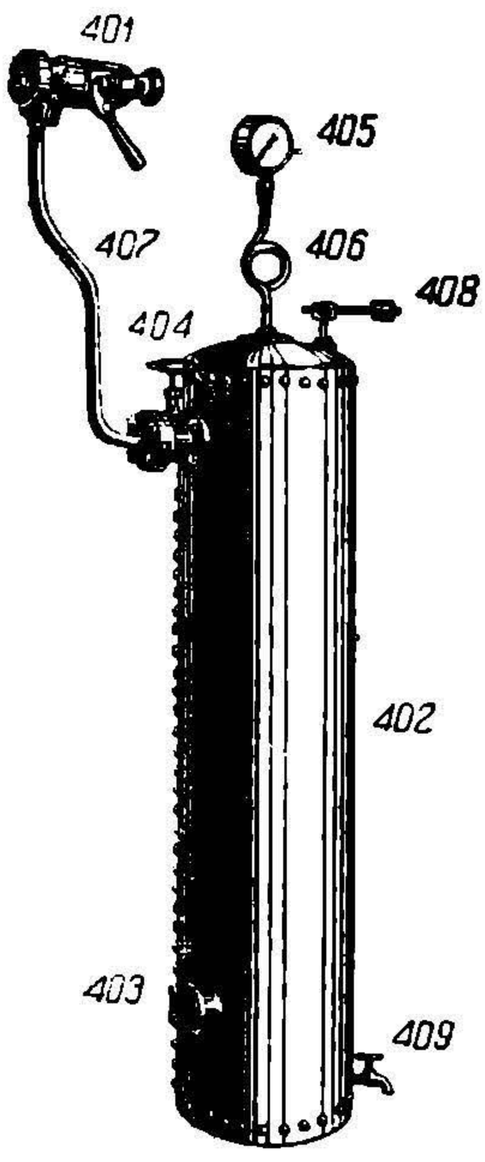


Фиг. 241.

Фиг. 240—241. Вертикальные нефтяные двухтактные двигатели низкого сжатия завода „Мунктель".

Пуск двигателей внутреннего сгорания для четырехтактных, начиная от 15 лош. с., и двухтактных—от 25 л. с., должен производиться с помощью пусковых аппаратов. обычно резервуаров со сжатыми газами (воздухом или отработавшими газами).

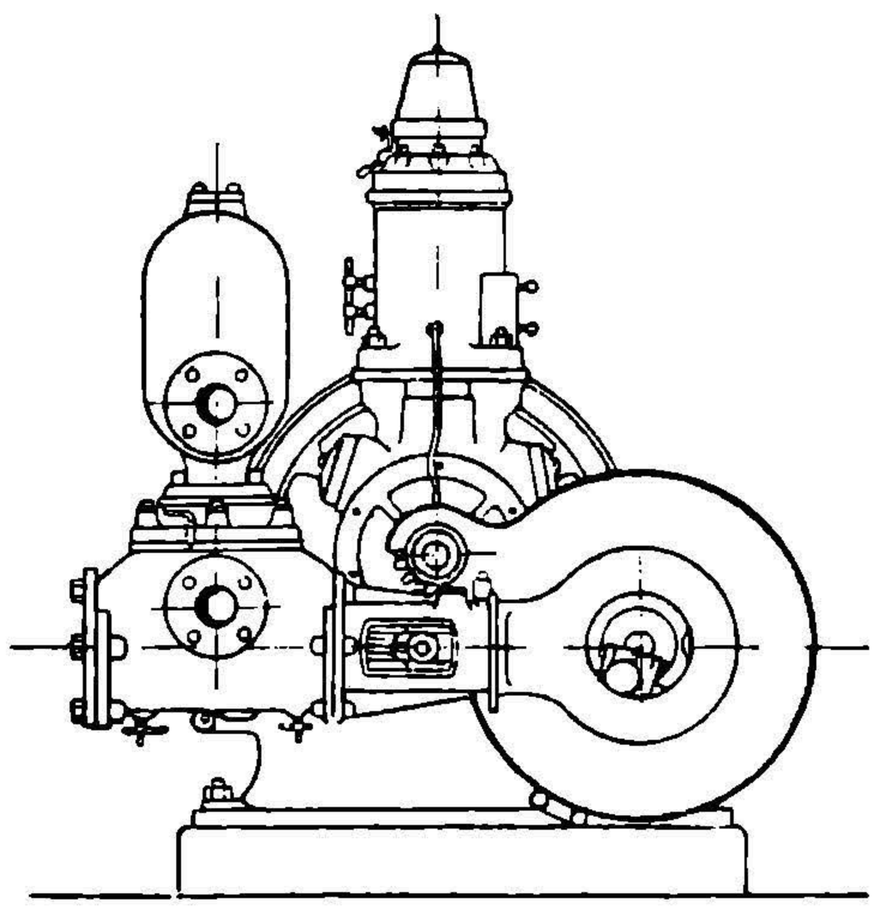
На фиг. 242 изображен пусковой аппарат, состоящий из двух частей: пускового клапана *(401)*, располагаемого на цилиндре двигателя, и железного резервуара *402* с манометром *405*, предохранительным клапаном *408*, трубкой *407* с задвижкой *404* и спускным краном внизу *409* для продувки резервуара.



Фиг. 242. Пусковой аппарат.

401—Пусковой клапан
402—Резервуар
403—Люк
404—Задвижка
405—Манометр
406—Трубка манометра
407—Трубка пускового клапана
408—Предохранительный клапан
409—Спускной кран

Пусковой резервуар пополняется сжатым воздухом или сжатыми отработанными газами во время работы двигателя. Для этого открывают кран *404* и освобождают клапан *401* настолько, чтобы часть отработавших газов смогла проникнуть из цилиндра в резервуар. Когда давление в резервуаре достигнет 10—15 атм., пусковой клапан закрывают гайкой и прижимают контргайкой. После этого закрывают задвижку *404*.



Фиг. 243. Аггрегат — нефтяной двигатель с поршневым насосом „Атлас-Дизель".

При наличии компрессора зарядка резервуара производится сжатым воздухом. Перед зарядкой пускового резервуара нужно открыть нижний спускной кран *409* для удаления из

[1] Правила установки, ограждения и обслуживания машин-двигателей, утвержд. НКТ СССР 21 июля 1926 г.

НБ УДУНТ (ДПТ)

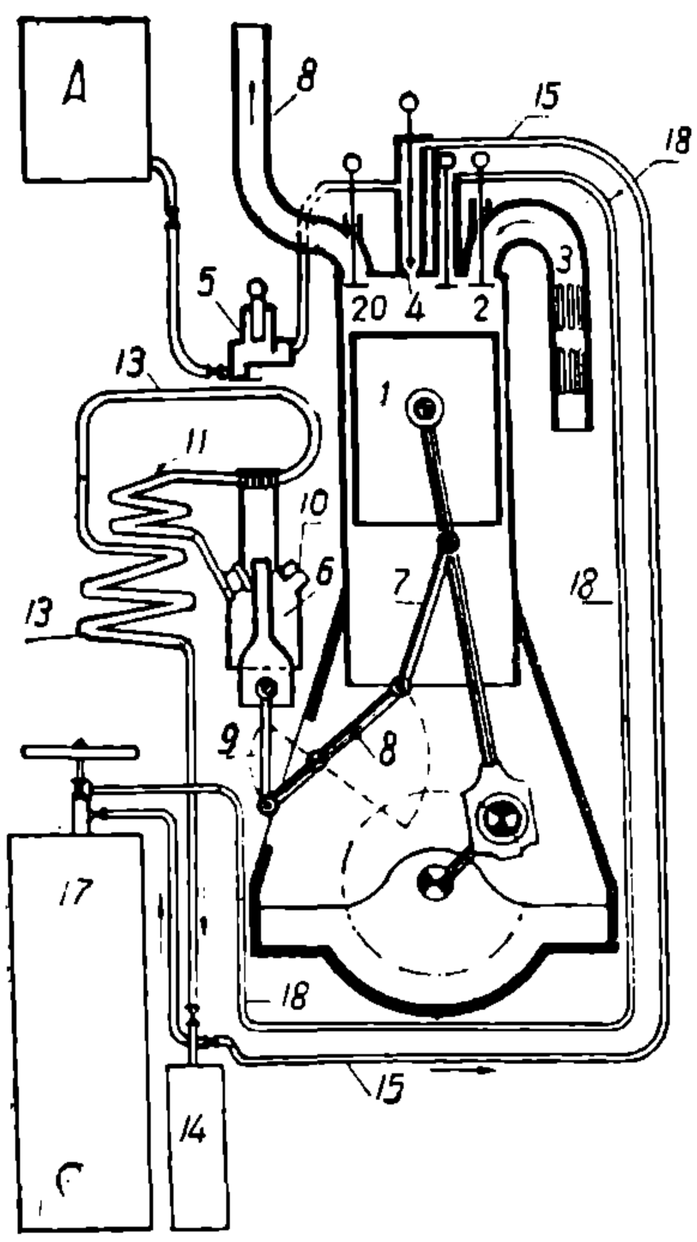
него (во избежание взрыва) масла или нефти, попавших туда при наполнении.

Помимо рассмотренных конструкций четырехтактных и двухтактных нефтяных двигателей низкого сжатия, в настоящее время имеется большое разнообразие двигателей этого класса, отличающихся, главным образом, в конструктивном отношении. Б железнодорожных водоснабжениях, построенных в дореволюционное время, чаще всего встречаются двигатели заводов „Аванс", „Экваль", „Атлас", „Русь", „Болиндер", „Гонсби", „Триумф" и др., и после революции—„Красный прогресс", „Возрождение", „Пионер", „Сотрудник революции", „Мельстрой", „Метеор" и др.

Для большей компактности всей установки двигатель внутреннего сгорания и насос устраивают иногда в виде спаренного аггрегата; передача движения от двигателя к насосу осуществляется или с помощью упругой муфты (фиг. 101) или с помощью зубчатой передачи (фиг. 243). Аггрегаты типа, указанного на фиг. 243, строятся в Швеции под названием „Атлас-Дизель".

§ 62. Нефтяные двигатели высокого сжатия.

Двигателями высокого сжатия называются такие двигатели, у которых степень сжатия засосанного в цилиндр воздуха настолько велика (27—30 атм.), что температура его (500—600°Ц) обеспечивает воспламенение **распыленного топлива без** запальных устройств.



Фиг. 244. Схема вертикального четырехтактного компрессорного дизеля.

Инж. Ф. Засс [1] дает следующее определение сущности рабочего процесса двигателя Дизеля: „Отличительной особенностью рабочего процесса двигателя Дизеля является засасывание чистого воздуха и сжатие последнего лишь до такого давления, которое обеспечило бы надежное самовоспламенение впрыснутого топлива при достаточно коротком запаздывании воспламенения. Дальнейшее повышение давления сжатия бесполезно; оно лишь увеличивает напряжение рабочих деталей, тогда как снижение расхода топлива совершенно незначительно."

К группе двигателей высокого сжатия относятся все нефтяные двигатели, работающие по циклу Дизеля и Сабатэ. Двигатели высокого сжатия, как и двигатели низкого сжатия, строятся четырехтактными и двухтактными, горизонтальными и вертикальными, одноцилиндровыми многоцилиндровыми и т. д. В зависимости от наличия при двигателях воздушных компрессоров они разделяются на компрессорные и бескомпрессорные.

Следует отметить, что слово „дизель" в обиходе получило нарицательное название для всех двигателей, у которых сгорание происходит не только по одной изобаре, как у нормального компрессорного дизеля, изобретенного инж. Р. Дизель, но и с некоторым отклонением от нее, как, например, у бескомпрессорных двигателей, работающих по циклу Сабатэ, причем в первом случае из-за наличия компрессоров называют их компрессорными дизелями или просто дизелями и во втором—из-за отсутствия компрессоров — бескомпрессорными дизелями. Оба упомянутых типа двигателей высокого сжатия чаще всего строятся вертикального типа; из них компрессорные дизели чаще четырехтактными, а бескомпрессорные—двухтактными-

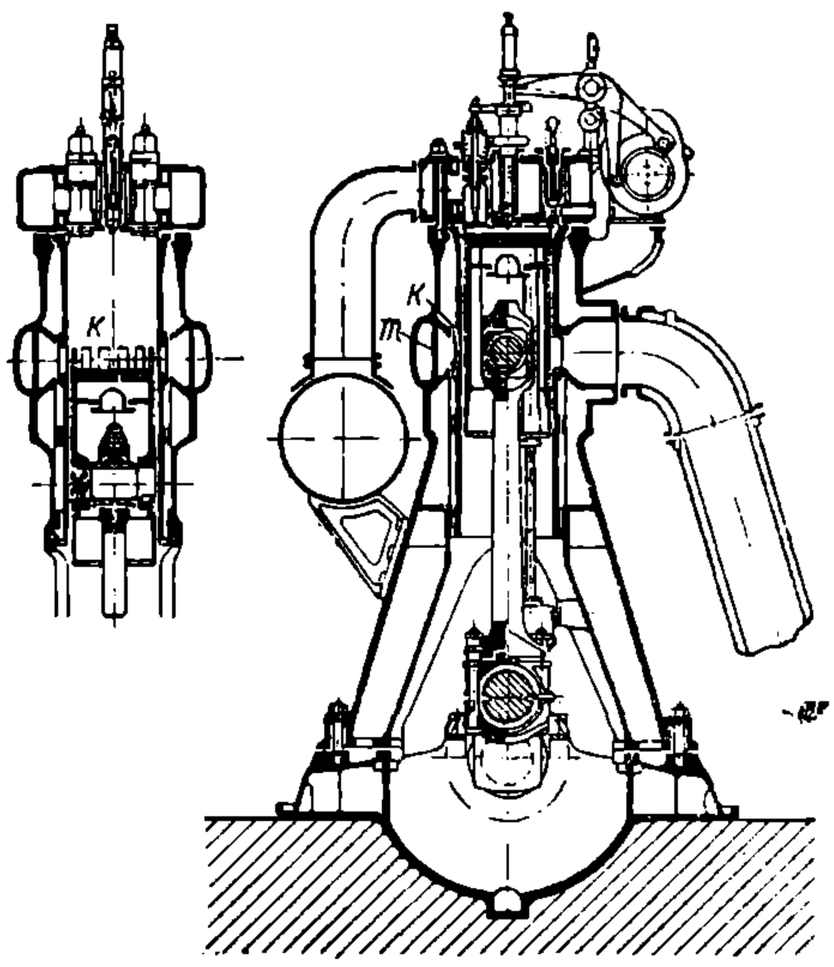
[1] Ф, Засс.—„Бескомпрессорные двигатели Дизеля", 1931 г., стр. 35. Приведенное определение дано Ф. Засс в противовес взглядам инженера Р. Дизеля, который неизменно возражая против того, что самовоспламенение является одной из отличительных особенностей рабочего процесса изобретенного им двигателя Дизеля.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

I. Компрессорные двигатели Дизеля. Четырехтактные двигатели Дизеля. На фиг. 244 схематически изображено устройство компрессорного четырехтактного вертикального двигателя Дизеля.[1]

Во время первого такта поршень *1* опускается вниз, всасывая воздух через открытый клапан *2* и трубу *3*, с продольными прорезами. При втором такте поршень движется вверх, сжимая воздух до 26—30 атм. Клапаны в цилиндре закрыты. В конце второго хода в цилиндр впрыскивается помощью сжатого до 45—50 атм. воздуха нефть через форсунку *4*. Нефть в форсунку подается насосом *5* из резервуара *A*.

Вследствие высокой температуры (500—600° Ц) сжатого в цилиндре воздуха впрыснутая нефть воспламеняется без всякого запального устройства. Для того чтобы нефть начала гореть как раз в мертвой точке, топливо подается в конце сжатия (примерно, за 3°—5° до мертвой точки) с таким расчетом, чтобы оно успело нагреться до температуры самовоспламенения. Сжатый воздух получается посредством компрессора *6*, приводимого в движение с помощью тяги *7*, от шатуна двигателя, качающегося рычага *8* и шатуна *9*. Поршень компрессора движется в направлении, обратном движению поршня двигателя. Компрессор двухступенчатого типа с дифференциальным поршнем (см. § 39). В данном случае работа компрессора протекает следующим образом. При ходе поршня компрессора вниз происходит засасывание атмосферного воздуха через клапан *10*. При обратном ходе воздух сжимается и нагнетается через напорный клапан в трубопровод *11*, представляющий собой промежуточный холодильник. Этим заканчивается первая ступень сжатия. Из трубки *11* воздух всасывается вторично, сжимается поршнем высокого давления, после чего нагнетается через трубку *13* в рабочий резервуар (ресивер) *14*. Последний через трубку *15* сообщается с внутренней полостью форсунки *4*.



Фиг. 245. Вертикальный двухтактный компрессорный дизель „Зульцер".

С помощью того же компрессора заряжается и пусковой аппарат *17*, соединенный тробопроводом *18* с пусковым клапаном *12*, в цилиндре двигателя. Кроме двух резервуаров — ресивера *14* и пускового *17*—всегда ставится третий резервуар, запасный, соединенный с первыми двумя отдельным трубопроводом.

В третий такт, под давлением расширяющихся при горении газов, поршень опускается вниз. Процесс подачи и распыления топлива внутри цилиндра продолжается в течение некоторого периода в начале рабочего хода поршня (примерно, около 0,1 хода поршня) и осуществляется таким образом, чтобы получить изобарный или близко к нему стоящий характер линии сгорания. По окончании подачи топлива интенсивная часть процесса сгорания заканчивается и давление, постепенно падая, дает политропу расширения (см. фиг. 235).

При четвертом такте поршень, перемещаясь вверх, выталкивает продукты сгорания через выхлопной клапан *20* в отводящую газы трубу *8*.

Двухтактные двигатели Дизеля. Для работы двухтактного дизеля, как и для работы двухтактного двигателя низкого сжатия, необходимо иметь воздушный насос для продувки рабочего пространства. В двухтактных дизелях с этой целью ставится особый воздушный насос с приводом от самого двигателя, в то время как у двигателей низкого сжатия воздух сжимался в кривошипной камере поршнем двигателя. Кроме того, у дизелей добавляется еще и воздушный компрессор, для целей, указанных ранее при рассмотрении четырехтактного дизеля.

---

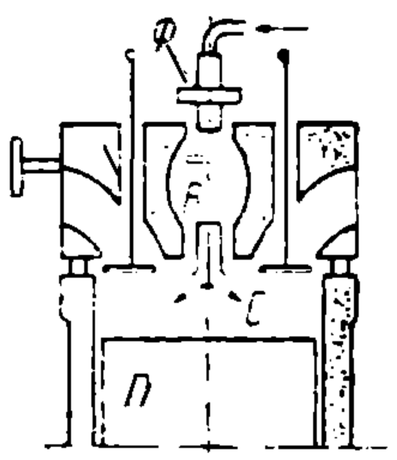
[1] Проф. И. В. Грибов.—1926 г., стр. 203.

НБ УДУНТ (ДИТ)

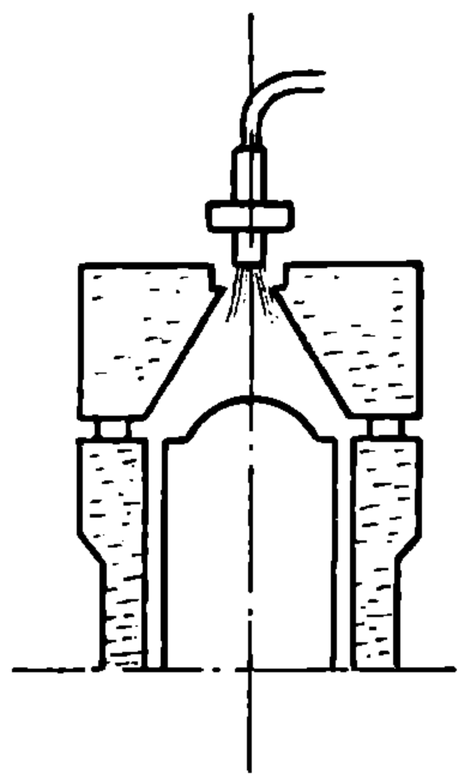
На фиг. 245 дан разрез двухтактного двигателя Дизеля „Зульцер“.[1]

Устройство его во многом схоже с четырехтактным дизелем; особенностью является наличие выпускных каналов и продувочных клапанов. Воздух, необходимый для продувки, нагнетается насосом сначала в резервуар, расположенный сбоку двигателя на кронштейнах, а оттуда распределяется по отдельным клапанам. Выхлоп продуктов сгорания происходит так же, как и в двухтактном двигателе низкого сжатия. Двухтактный дизель по сравнению с четырехтактным имеет более равномерный ход, проще и надежнее распределение каналов, меньшие строительные размеры (примерно в 1,5—2 раза) при равной мощности с четырехтактным. Но за-то четырехтактный дизель более экономен в работе, благодаря лучшей продувке и отсутствию воздушного насоса, расходующего часть мощности двигателя для своего привода.

II. Бескомпрессорные двигатели Дизеля. Существенным недостатком компрессорных двигателей Дизеля является, как указывалось ранее, наличие компрессора, берущего на себя от 3 до 5% полезной мощности двигателя, имеющего сложную конструкцию и удорожающего в общем установку на 12—15%. Создание бескомпрессорных двигателей дало возможность значительно устранить эти недостатки. Нефтяные бескомпрессорные двигатели работают по циклу Сабатэ, поэтому существенным отличием их от двигателей, работающих по циклу Отто и Дизеля, является особенность протекания и осуществления рабочего процесса в конце сжатия и в начале расширения, т. е. в подаче, воспламенении и горении топлива.



Фиг. 246.



Фиг. 247.

Фиг. 246—247. Схемы головок нефтяного двигателя с предкамерой и с одной камерой.

Опытами установлено, что для правильного протекания процесса сгорания в дизелях необходимо наиболее тщательное и равномерное перемешивание капелек топлива с рабочим воздухом, для чего должны быть правильно выбраны форма камеры сгорания, способ распыливания, дальнобойность струи топлива, и созданы нужные движения воздуха (завихривание) для наилучшего смешивания его с частицами топлива.

Камеры сгорания, подача и смесеобразование топлива в бескомпрессорных двигателях осуществляются в основном двояко:

1) помощью двух камер сгорания, из которых одна служит камерой предварительного воспламенения или иначе предкамерой и 2) с одной камерой сгорания.

На фиг. 246 и 247 показаны схемы устройства головки двигателя с предкамерой и с одной камерой.[2] В двигателях с предкамерой в цилиндровой крышке (фиг. 246) расположена полость *R*, отделяемая от рабочего пространства стаканом *C* с отверстиями. Сверху отверстия полости *R* вставлен насадок форсунки *Ф*. При ходе сжатия воздух нагнетается поршнем из цилиндра через стаканчик в полость *R*, образуя в последней вихри.

К концу хода, не доходя 25—30° до мертвой точки, нефтяной насос подает через форсунку *Ф* нефть в камеру *R* под давлением 80—100 атм. Нефть, попадая в сферу воздушных вихрей сжатого воздуха, перемешивается и благодаря большому давлению нагревается и воспламеняется. Давление в этот момент резко повышается, почти по изоплере. Если струи топлива направить непосредственно на днище поршня, то они в большей своей части осядут на нем, отразившись от днища лишь в небольшом количестве; осевшие на стенки частицы топлива не смогут полностью сгореть, образуя в результате нагар кокса. Поэтому в бескомпрессорных дизелях рекомендуется давать камере

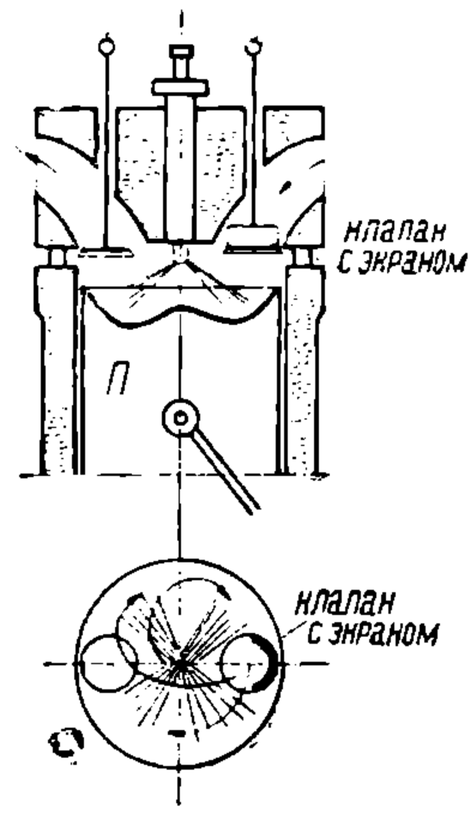
[1] Инж. Зейферт Франц.—Конструкция и расчет двигателей внутреннего сторания“ 1929 г. стр. 32.

[2] Проф. С. И. Вишняков и доц. В. В. Власов. — „Школа машиниста у нефтяного двигателя“. 1930 г., стр. 79—81.

НВ УДУНТ (ДІТ)

сгорания форму и положение конуса распыливания с той целью, чтобы струя топлива имела место для своего распространения. [1]

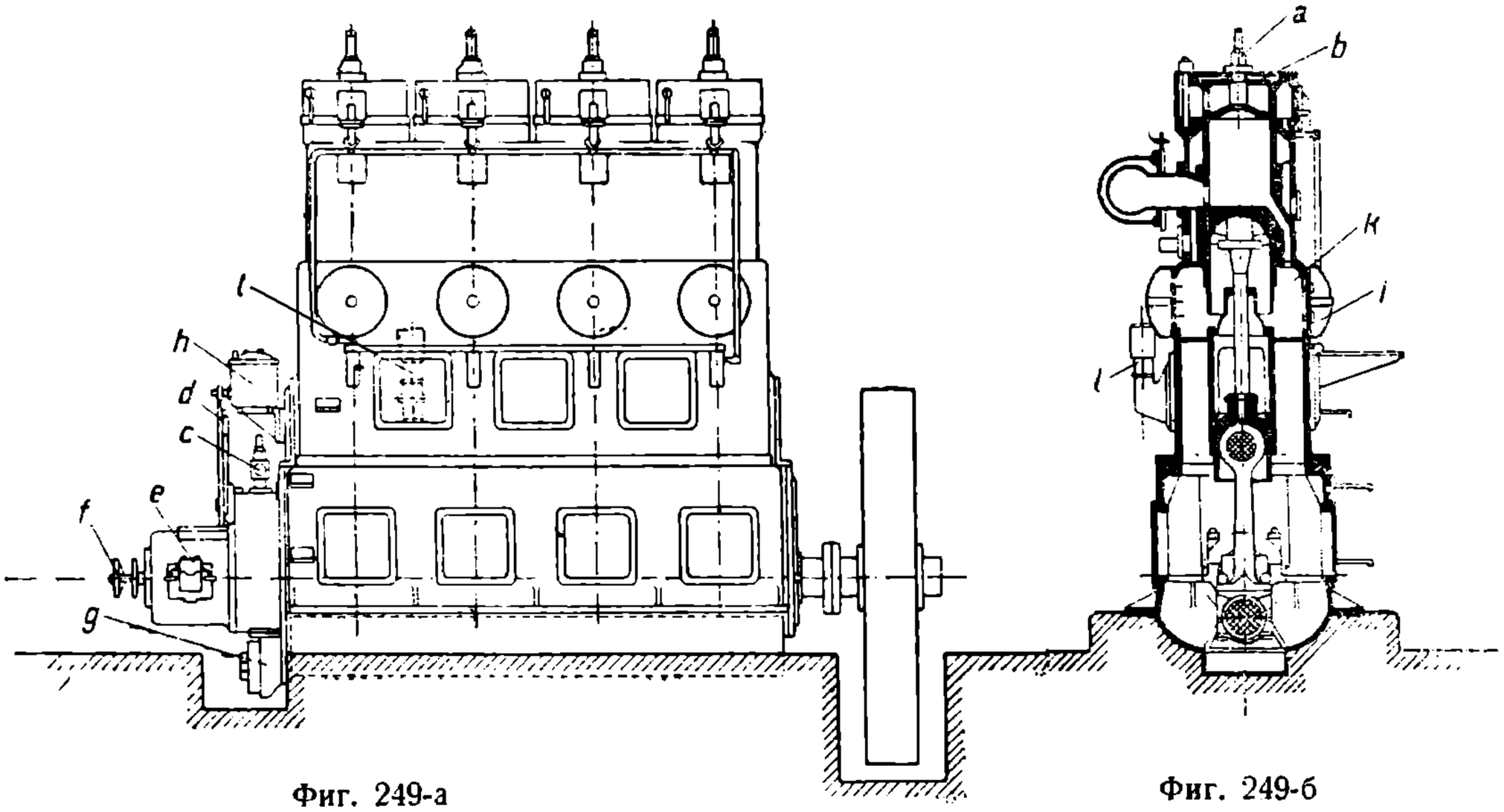
При сгорании топлива, находящегося в предкамере, давление возрастает и становится больше величины давления в цилиндре. От избытка давления горящие газы и вся продолжающая поступать через форсунку нефть начинает быстро перемещаться в обратном направлении, т. е. из предкамеры в рабочую часть цилиндра, где, смешиваясь с горящими газами, продолжает гореть. В этот момент поршень двигается вниз. Двигатели с двумя камерами сгорания имеют более простые и дешевые насосы и форсунки. Недостатком их является сравнительно большой удельный расход топлива.



Фиг. 248. Схема головки нефтяного двигателя с одной камерой и экраном.

Головка в бескомпрессорных двигателях, устроенных с одной камерой сгорания, делается или в виде одного конуса распыливания топлива (фиг. 247) или нескольких конусов, образующихся путем применения многочаковых форсунок (с 4—5 очками) и придания днищу поршня полушаровой или полувыгнутой формы (фиг. 248).

Распыливание топлива весьма сильно отражается на процессе сгорания его. Установлено, что чем равномернее распыливание, однороднее и мельче по размеру капли распыленного топлива, тем лучше сгорание его и тем выше коэффициент полезного действия двигателя. Кроме того, для лучшего образования рабочей смеси по объему необходимо, чтобы дальнобойность струй топлива соответствовала размерам камеры сгорания, т. е. чтобы капельки топлива долетали до самых удаленных частей камеры сгорания, совсем не ударяясь о стенки камеры или ударяясь, но не раньше, чем загореться. [2]



Фиг. 249-а

Фиг. 249-б

Фиг. 249 а, б. Вертикальный четырехцилиндровый двухтактный бескомпрессорный дизель в 200 л. с. Харьковского завода и завода „Русский дизель".

a — Форсунка
b — Предкамера
c, *d* — Пусковые рычаги
e — Нефтяной насос
f — Ручной маховичек для измерения числа оборотов
g — Смазочный насос
h — Центральная масленка
l — Всасывающие клапаны
k — Камера продувочного насоса
l — Компрессор

---

[1] Ф. Засс, 1931 г., стр. 47.

Häusser F. und Strobl G.—„Die Messung der Tropfengrösse bei Zerstäubten Flüssigkeiten" Z. techn. Physik 1924 г. T. V, стр. 154.

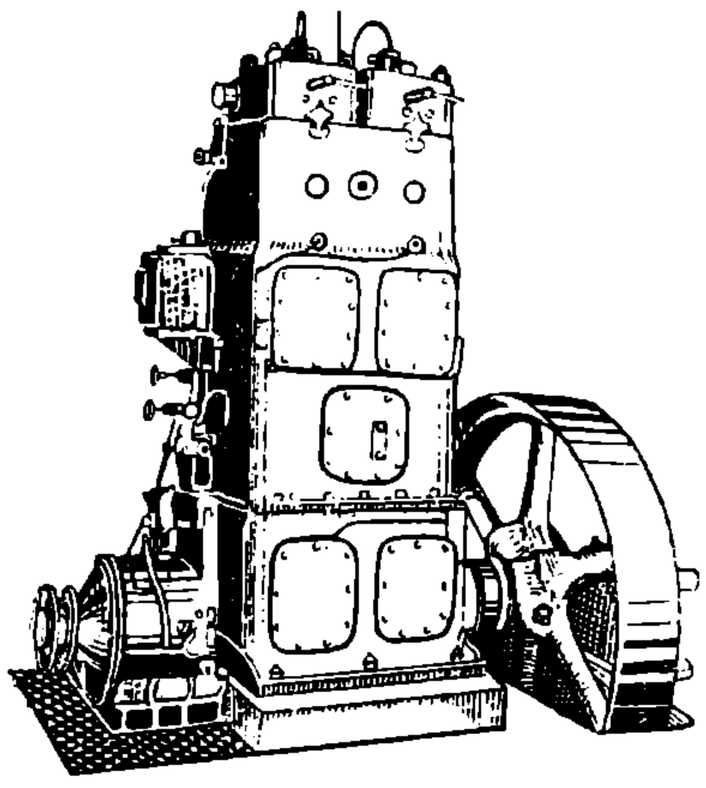
Wöltjen. — Über die Feinheit der Brennstoffzerstäubung in Ölmaschinen". Darmstadt, 1925 г.

[2] Miller H. E. and E. G. Beardsley. — „Spay Penetration with a simple Fuel Injection Nozzle" Washington Government Printing Office 1926 г.

НБ УДУНТ (ДІТ)

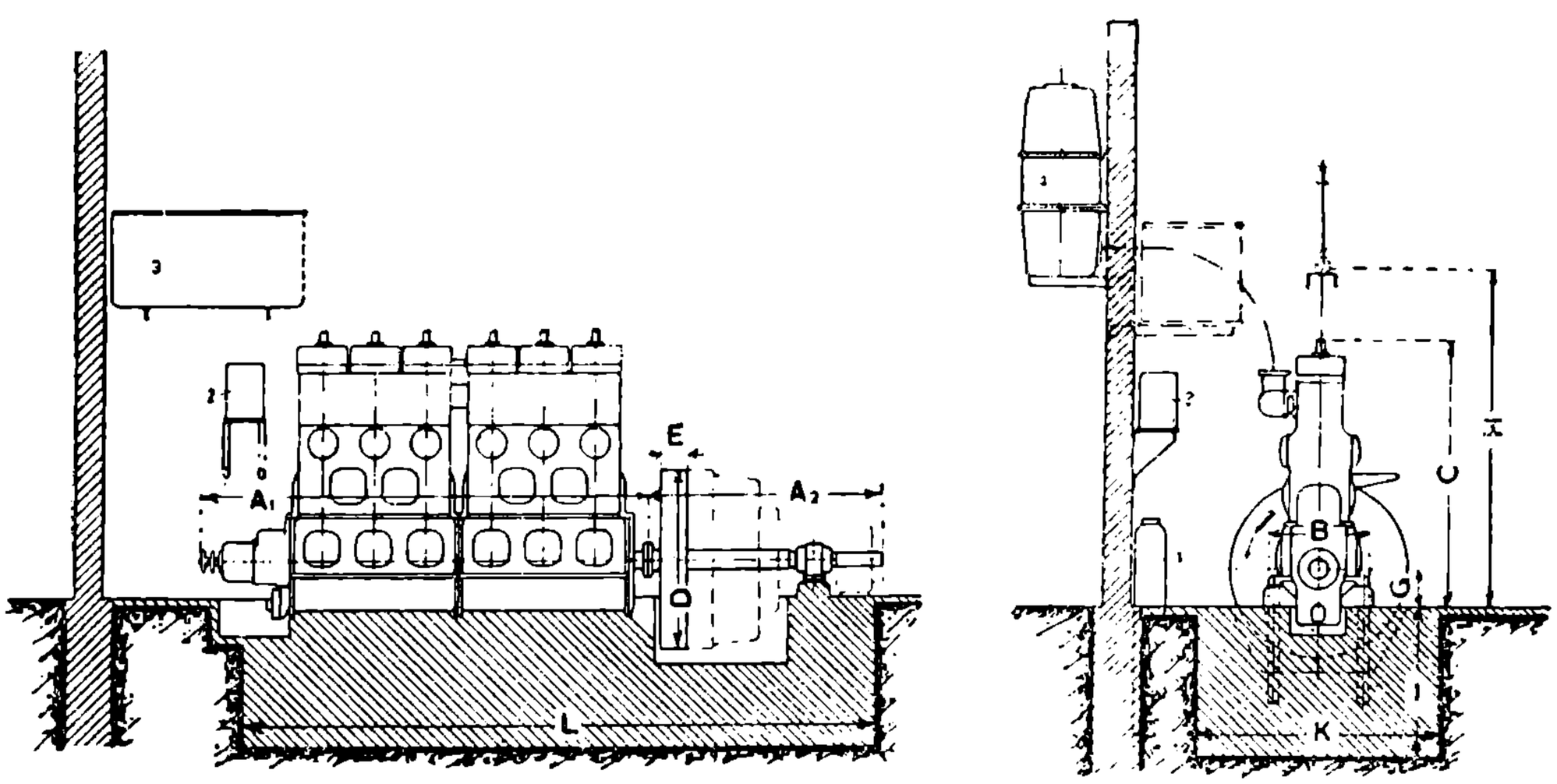
На фиг. 247 и 248 нагнетание нефти с распыливанием ее форсункой производится с этой целью непосредственно в рабочую часть цилиндра с высоким давлением инжекции порядка 250—400 атм., обеспечивающим удовлетворительность и дальность распыливания.

Для хорошего сгорания топлива необходимо вихревое движение воздуха. На практике вихревое движение достигается обычно путем устройства на поршне со всасывающей стороны полуцилиндра (фиг. 247) — так называемого экрана, перекрывающего всасывающее отверстие и вызывающего вихри, или приданием неправильной формы дну поршня (фиг. 248).



Фиг. 250. Вертикальный двухцилиндровый двухтактный бескомпрессорный дизель в 100 л. с. Харьковского завода и завода „Русский дизель".

В качестве примера устройства бескомпрессорного дизеля на фиг. 249 а, б показан вертикальный четырехцилиндровый, двухтактный бескомпрессорный дизель, строящийся Харьковским машиностроительным заводом и заводом „Русский дизель", мощностью в 200 лош. сил (тип RK—30). Устройство и действие двигателя заключается в следующем. При движении поршня вверх, находящийся в цилиндре воздух сжимается до 35 атм. Перед концом сжатия нефтяной насос *e* через форсунку *a* впрыскивает нефть в предкамеру (фиг. 246), которая сообщается с рабочей полостью цилиндра диафрагмой с рядом отверстий; в предкамере часть нефти сгорает, отчего давление в ней значительно повышается; оставшаяся несгоревшая часть топлива проталкивается с большой скоростью через отверстия в диафрагме в рабочую полость цилиндра, где и заканчивается процесс сгорания. В конце обратного хода поршня, при подходе к нижней мертвой



Фиг. 251. Шестицилиндровый двухтактный бескомпрессорный дизель в 300 л. с.

точке, открываются выхлопные окна, через которые продукты сгорания по выхлопной трубе выходят сначала в глушитель, а затем в атмосферу. Затем открываются продувочные окна, через которые в цилиндр входит свежий воздух из продувочной полости *K* и окончательно очищает цилиндр от остатков продуктов сгорания. Таким образом, роль продувочного насоса выполняет средняя часть *K* корпуса двигателя и нижняя часть поршня, т. е. так же, как и в двухтактном двигателе низкого сжатия, схематически изображенного выше на фиг. 238.

РГВ УДУНТ (ДИТ)

После всего описанного рабочий процесс двигателя повторяется снова в том же порядке. Подача нефти производится в каждый цилиндр с помощью отдельных нефтяных насосов, сгруппированных на одном кожухе у конца вала дизеля и соединенных трубками со всеми цилиндрами. Насосы приводятся в действие от эксцентрика, насаженного на конец главного вала двигателя. Распыление нефти осуществляется форсунками, помещенными внутри крышки цилиндра. Смазка двигателя подается под давлением от центрального зубчатого (коловратного) насоса, описанного выше в § 34. Отработанное масло стекает в общий приемник у зубчатого смазочного насоса и снова прогоняется им через всю систему смазки, пройдя предварительно через фильтр и холодильник.

Расход нефти теплотворной способностью не менее $W^{н}_{раб} = 10\,000$ кал./*кг* с удельным весом не более 0,87 при $t = 15°$Ц, отнесенный на 1 лош. силу час двигателя, в зависимости от степени нагрузки,—следующий:

Нагрузка	100%.	75%	50%
Расход нефти в граммах	195	205	230

Расход смазочного масла на 1 лош. силу/час равен, примерно, 2 *г*.

Двигатели марки „RK—30“ изготовляются заводом с числом цилиндров 2, 3, 4, 5, 6, 7 и 8 и соответственно мощностью в 100, 150, 200, 250, 300, 350 и 400 л. с., с нормальной мощностью в одном цилиндре 50 лош. сил при 300 оборотах в минуту. Общий вид двухцилиндрового двигателя марки РК —30, мощность в 100 л. с., показан на фиг. 250.

Основные размеры двигателей РК-30 даны в таблице 86 и фиг. 251.

ТАБЛИЦА 86

Основные размеры бескомпрессорных вертикальных двухтактных двигателей Дизеля марки RK-30, изготовляемых Харьковским машиностроительным заводом (к фиг. 251).

Наименование		Марки двигателя				
		2 RK-30	3 RK-30	4 RK-30	5 RK-30	6 RK-30
Мощность двигателя в л. с.	N_m	100	150	200	250	300
Число цилиндров штук .		2	3	4	5	6
Число оборотов в минуту .	n	200	300	300	300	300
Длина двигателя без приставного вала в *мм* . .	A_1	2 250	2 900	3 440	4 210	4 760
Длина приставного вала максимум .	A_2	2 500	2 500	2 500	2 500	2 500
„ „ минимум .	A_2	1 185	1 185	1 185	1 185	1 185
Ширина двигателя	B	1 300	1 300	1 300	1 300	1 300
Высота „ .	C	2 920	2 920	2 920	2 920	2 920
Диаметр маховика .	D	1 900	1 900	1 900	1 900	1 900
Ширина обода маховика .	E	280	280	280	280	280
Высота центра вала над полом . .	G	400	400	400	400	400
Высота кранового крюка, необходимая для выемки поршня .	H	3 600	3 600	3 600	3 600	3 600
Фундамент: высота . .	l	1 600	1 600	1 600	1 600	1 600
ширина	k	2 800	2 800	2 800	2 800	2 800
при A_2 наиб. длина .	L_1	4 500	5 100	5 700	6 500	7 000
„ A_2 наим. „ .	L_2	3 200	3 700	4 200	5 000	5 600
Объем V наиб. фундамента *куб. м* .	V	19	21,5	24	27,5	30
V наим. „ .	V	13,5	16	18	21,5	24

В настоящее время в СССР нефтяные двигатели внутреннего сгорания строятся на ряде заводов различных мощностей и конструкций. Часть двигателей, строившихся в период первой пятилетки и могущих быть использованными на транспорте для нужд водоснабжения, приведена в табл. 87.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Нефтяные двигатели внутреннего сгорания, строящиеся в СССР [1]

№№ по пор	Наименование завода	Типы двигателя	Мощность в л.	Число оборотов в минуту	Вес двигателя в кг	Расход неф. на 1 л. с. в час в г	Степень неравномерности	Шкив: Диаметр	Шкив: Ширина	Цена франко-завод в рублях
	I. Двигатели низкого сжатия									
1	Завод „Пионер" в г. Харькове	Вертик. двухтактн.[2]	12	350	885	320	1/35	450	350	1 682
			25	275	1 640	290	1/35	700	440	4 000
			36	325[1]	2 360[1]	300	1/100	600	570	5 300
2	Завод „Мельстрой" им. Ленина в г. Воронеже	Вертик. двухтактн.[2]	22	280	2 950	300	1/60	900	350	3 400
			30	270	3 930	280	1/60	1 000	440	4 135
			40	250	4 750	270	1/60	1 000	440	5 370
			50	230	5 580	270	1/60	1 200	580	6 425
			60	270	6 225	280	1/100	1 000	700	6 845
			80	250	7 480	270	1/100	1 000	700	9 055
			100	230	8 700	270	1/100	1 200	1 000	11 055
3	Завод „Сотрудник революции" в г. Саратове	Вертик. двухтактн.[2]	8	500	575	330	1/30	400	175	1 000
			10	500	975	330	1/40	400	200	1 550
		Горизонт. двухтактн.[2]	24	350	2 300	300	1/40	600	325	3 100
			40	250	5 200	270	1/40	1 100	400	5 450
4	Зав. машиностр. в г. Сумы.	Вертик. двухтактн.[2]	40	275	—	270	1/100	900	500	6 500
5	Завод „Красный двигатель" в г. Новороссийске.	Горизонт. двухтактн.[2]	20	310	2 500	300	1/100	600	360	2 500
6	Зав. им. 25 Октября г. Первомайск (ст. Голта Юго-Зап. ж.д.)	Горизонт. двухтактн. „Метеор"	50	230	6 700[1]	335	1/60	750	350	свед. нет
			60	240	7 100[1]	333	1/60	750	350	
7	Зав. „Возрождение" гор. Марксштадт	Вертик. двухтактн.	12	650	590[1]	280	1/65—1/100	335	250	
8	Зав. „Красный прогресс"	Вертик. двухтактн.	12	325	1 200[1]	360	1/40	475	370	
			18	300	1 750[1]	350	1/40	510	390	
9	Зав. им. Дзержинского в г. Балакове.	Горизонт. четырехтак. повышен. сжатия [2]	40	225	6 650	300	1/70—1/90	1 000	430	7 600
	II. Двигатели высокого сжатия									
10	Зав. „Двигатель революции", гор. Горький	Бескомпр. вертик.	70	300	8 000[1]	200	1/35—1/85	—	—	18 000
		четырехтактн. сист. дизель	105	300	свед. нет	190	1/45—1/100	сведений нет		
			140	300		190	1/100—1/250			
		Компресс. вертикальн. четырехтак. дизели	300	215		190	1/85—1/250			
			400	187		190	1/100—1/250			
11	Зав. „Красный пролетарий", Москва	Бескомпр. вертикальн. двухтактн. т. „Дизель Дейтц"	20—25	340—430	1 375[1]	190	1/35—1/60	600	340	свед. нет
			40—50	340—430	2 175[1]	190	1/65—1/140	800	320	
		Бескомпр. вертикальн. четырехтак. т. „Дизель Дейтц"	80—100	250—300	7 700[1]	170	1/45—1/65	1 400	450	—
			120—150	250—300	10 000[1]	170	1/75—1/110	1 500	550	—
			160—200	250—300	11 800[1]	170	1/160—1/300	1 500	400	—
12	Харьковский машиностроительный зав. и зав. „Русский дизель"	Бескомпр. двухтакн. вертикальн. дизель „Зульцер" [2]	См. таблицу 86							—

[1] По данным „ВМТС" за период 1928—1930 гг.

[2] По данным ВОМТ „Двигатели внутреннего сгорания" 1931 г. Цифры расхода топлива могут меняться до 10%.

НБ УДУНТ (ДНТ)

Примечание (к таблице 87).

1) Вес двигателя дан вместе с маховиком, за исключением обозначенных „1", где вес указан без маховика.

2) Расход нефти дан для случая полной нагрузки двигателя.

3) Стоимость двигателей франко-завод по ценам 1928—1929 года без стоимости перевозки и установки по данным Всесоюзного машино-технического синдиката „ВМТС".

§ 63. Общие схемы установок нефтяных двигателей.

Для работы нефтяных двигателей нужны: нефть, масло, сжатый воздух и вода.

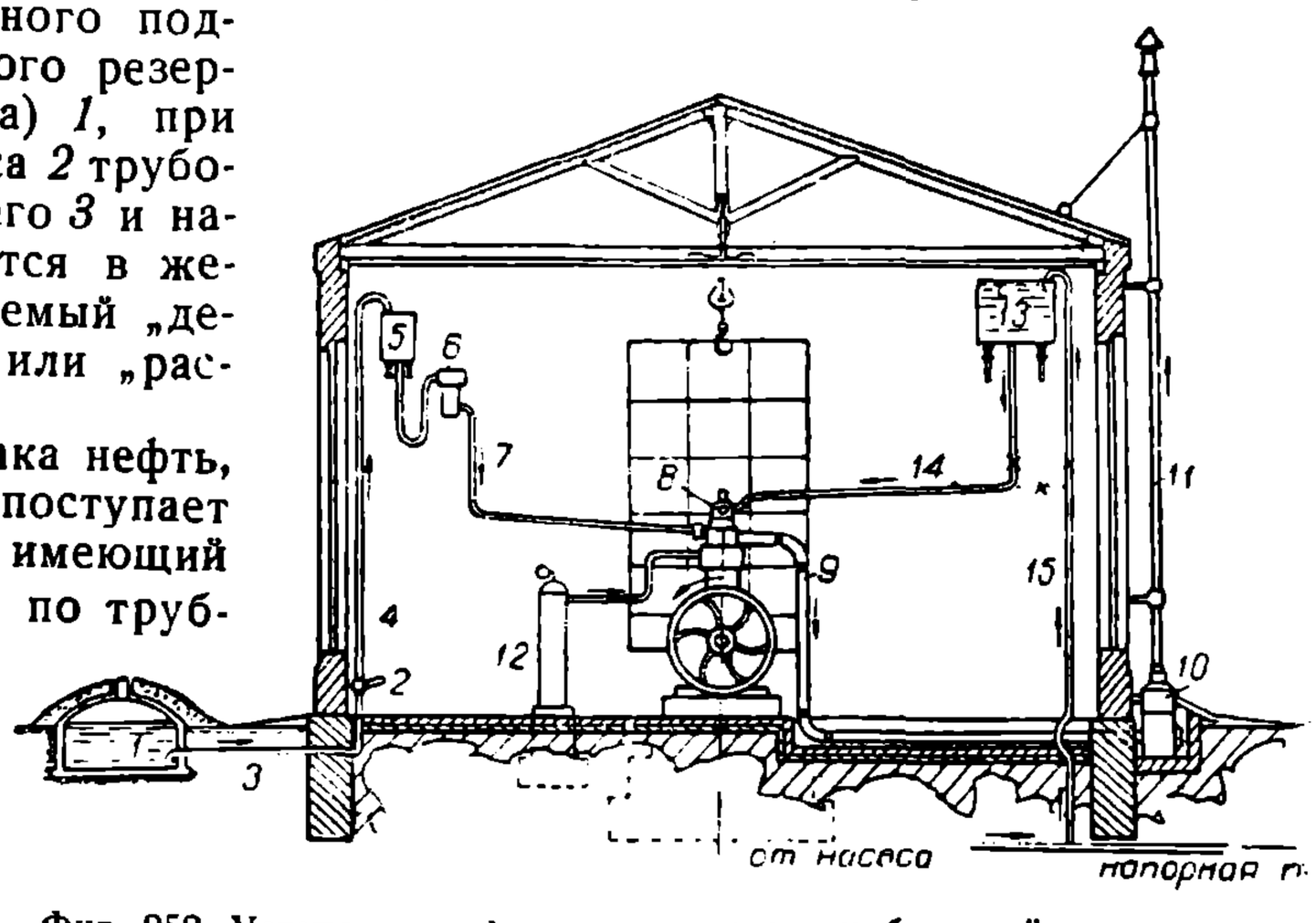
Нефть нужна в качестве источника тепловой энергии, масло — для смазки, сжатый воздух — для распыления нефти, удаления продуктов горения и пуска двигателя, и вода — для охлаждения цилиндра, а в некоторых конструкциях и поршня двигателя.

На фиг. 252 показана общая схема установки нефтяного двигателя небольшой мощности, весьма часто встречающаяся в жел.-дор. водоснабжении

Нефть из наружного подземного или надземного резервуара (нефтехранилища) *1*, при помощи ручного насоса *2* трубопроводов: всасывающего *3* и напорного *4* перемещается в железный бак *5*, называемый „дежурным", „рабочим" или „расходно-нефтемерным".

Из дежурного бака нефть, с целью фильтрации, поступает в нижний бачек *6*, имеющий внутри фильтр, откуда по трубке *7* направляется в нефтяной насос двигателя.

Упомянутый насос, с помощью ряда передаточных приспособлений, — приводится в действие от самого двигателя *8*, всасывая притекающую к нему нефть и нагнетая ее через форсунку *Ф* в запальную головку или в цилиндр двигателя.



Фиг. 252. Установка нефтяного двигателя небольшой мощности.

1—Нефтехранилище	9—Выхлопная труба
2—Ручной насос	10—Глушитель
3, 4 и 7—Нефтепроводы	11—Газоотводящая труба
5—Рабочий нефтяной бак	12—Пусковой аппарат
6—Фильтр для нефти	13—Бак с водой
8—Нефтяной двигатель	14—15—Водопровод

Получившиеся от сгорания газы отводятся по газоотводящей (иначе выхлопной) трубе *9* сначала в глушитель *10* для поглощения шума, а затем по трубе *11* в наружную атмосферу.

Необходимый для горения, распыления нефти, удаления продуктов горения и пуска двигателя сжатый воздух засасывается поршнем двигателя или компрессора непосредственно из воздуха, находящегося внутри здания и поступающего через вентиляционные каналы из наружной атмосферы.

Пуск двигателя производится с помощью пускового аппарата *12*. Вода для охлаждения двигателя поступает или по трубке *14* из бака *13*, питающегося, в свою очередь, от напорного трубопровода по трубке *15*, или же непосредственно через трубку *15*. В последнем случае надобность в устройстве бака отпадает. Теплая вода после охлаждения двигателя в малых установках отводится наружу без дальнейшего использования, а в больших установках иногда направляется для остывания в специальные устройства в виде системы баков, решеток, изогнутых трубок и т. д. (так называемые „градирни", „радиаторы", „брызгала"), после чего вновь используется для охлаждения двигателя.

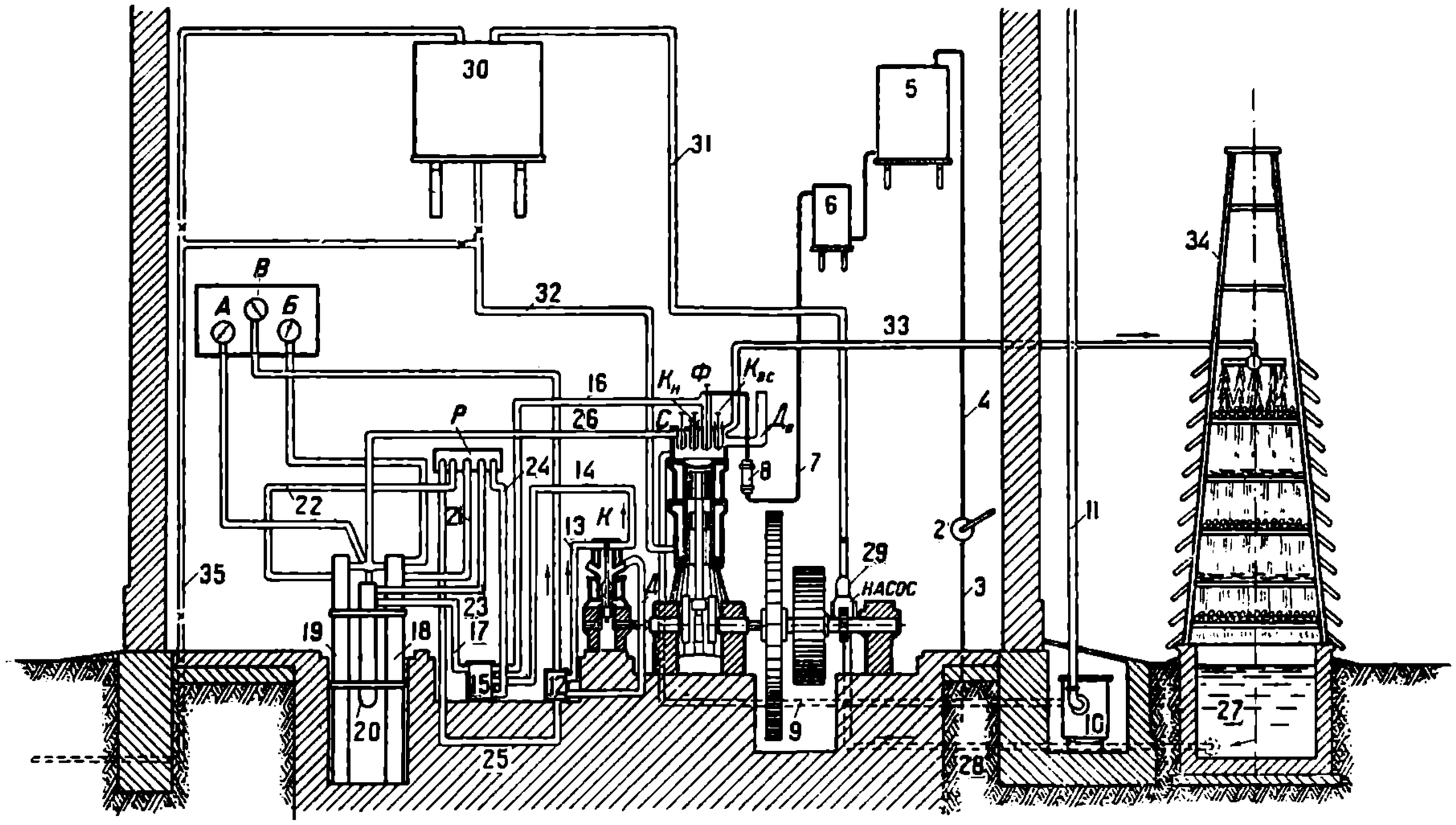
При установке двигателей дизеля схема расположения трубопроводов, изображенная на фиг. 253, получается более сложной. [1]

[1] Инж. Голубев С. А.—„Двигатель дизеля", 1931 г., стр. 188—189.

НВ УДУНТ (ДИТ)

Как и в рассмотренной ранее на фиг. 252 схеме установки—нефть в данном случае сначала подается ручным насосом *2* в дежурный бак *5*, а затем стекает в фильтр *6*, откуда по трубке *7* поступает в нефтяной насос *8*. Этим насосом нефть нагнетается форсункой *Ф* камеру, имеющую, во время работы двигателя, всегда давление не менее 50 атм.

После вбрызгивания форсункой нефти в цилиндр и сгорания ее, продукты горения через выпускной клапан $К_н$ выбрасываются по выхлопному трубопроводу *9* в глушитель *10* и отводящую трубу *11*. Сжатый воздух подается компрессором *К*, устроенным по схеме, указанной ранее в § 39. Воздух засасывается поршнем большого цилиндра компрессора через клапан *Г*, сжимается и перемещается по трубке *Д* в промежуточный холо-



Фиг. 253. Схема установки дизеля.

2—Ручной насос для нефти
3, 4 и 7—Нефтепроводы
5—Рабочий нефтяной бак
6—Фильтр для нефти
8—Нефтяной насос
9—Выхлопная труба
10—Глушитель
11—Газоотводящая труба
К—Компрессор
12—Промежуточный холодильник
13, 14, 16 и 17—Воздухопроводы
15—Воздухораспределитель
18—Рабочий баллон с воздухом
19—Запасной баллон с воздухом
20—Пусковой баллон с воздухом
Р—Продувочный резервуар
21, 22, 23, 24 и 25—Воздухопроводы, соединенные с продувочн. резервуаром
26—Пусковой воздухопровод
А, *Б*, *В*—Манометр
27—Бассейн градирни
28, 31, 32, 35—Водопровод
29—Насос для воды
30—Бак с водой
33—Трубопровод для отвода горячей воды
34—Градирня

дильник *12*. Из холодильника, сжатый до определенного давления, воздух засасывается по трубке *13* поршнем малого цилиндра и вновь сжимается до еще большего давления, примерно в 55 атм., после чего по трубе *14* нагнетается в распределитель *15*.

Из распределителя сжатый воздух поступает: по трубке *16* в форсунку *Ф* для вбрызгивания нефти в цилиндр двигателя, по трубке *17* в рабочий баллон *18* и, в случае надобности с помощью вентилей,—в баллоны запасной (*19*) и пусковой *20*.

Для продувки баллонов, распределителя, холодильника и воздухопроводов, с целью удаления из них накопившихся загрязнений, установлен специальный продувочный резервуар *Р*, соединенный с ними следующими трубками, снабженными вентилями:

Трубка	— 21	из рабочего баллона	*18*
	— 23	„ запасного	*19*
	— 23	„ пускового „	*20*
	— 24	распределителя	*15*
	— 25	холодильника	*12*

НБ УДУНТ (ДИТ)

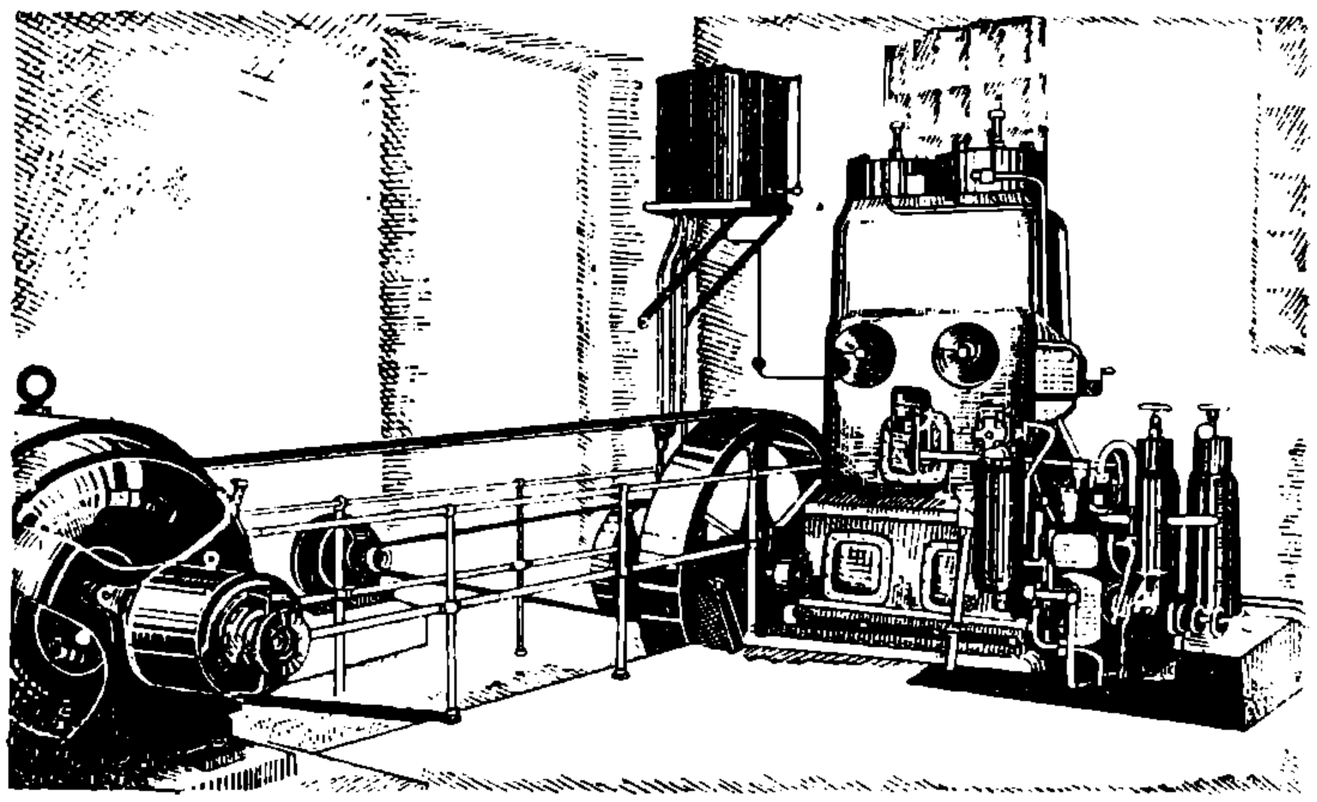
Рабочий и запасной баллоны являются ресиверами, поглощающими неравномерность подачи и сжатия воздуха поршневым компрессором и хранящими некоторый запас сжатого воздуха, необходимого для вбрызгивания нефти в цилиндр.

Пусковой баллон *20* служит для хранения сжатого воздуха, подаваемого по трубке *26* к пусковому клапану *C* для пуска двигателя в работу. Давление в баллонах и промежуточном холодильнике *12* контролируется манометрами А, Б, В, соединенными с ними отдельными трубопроводами.

Для охлаждения трущихся и нагревающихся от высокой температуры частей двигателя, устраиваются специальные приспособления с целью охлаждения этих частей проточной водой. Упомянутые устройства обычно состоят в следующем: вода для охлаждения засасывается из бассейна *27* по трубе *28* насосом *29* и нагнетается в водяной бак *30* по трубе *31*. Питающий насос приводится в действие или от самого двигателя или от другого двигателя, специально устанавливаемого для этой цели. Вода из бака поступает по трубе *32* к двигателю, откуда нагретая до 50—60°Ц подается по трубе *33* в градирню *34*.

Пройдя градирню и охладившись в ней, вода собирается в резервуаре *27*. Дальнейшая циркуляция воды производится в том же порядке. Часть циркуляционной воды, израсходованная на испарение, в градирне и т. д., пополняется новой добавкой воды в бак *30* по трубке *35*, соединенной с напорным трубопроводом.

Смазка трущихся частей двигателя и компрессора производится специально изготовляемым для этой цели маслом, стойко выдерживающим высокую температуру.



Фиг. 254. Установка дизеля 100 л. с. Харьковского завода. (*RK*—30)

В дальнейшем упомянутые выше устройства по хранению и подаче нефти, охлаждению и циркуляции воды и использованию отработавших газов, как имеющие существенное значение для правильной установки и эксплоатации нефтяных двигателей, рассматриваются более подробно.

На фиг. 254 показан внешний вид установки бескомпрессорного вертикального двухтактного двигателя Дизеля, мощностью 100 л. с., строящегося на Харьковском машиностроительном заводе. Двигатель с помощью ременной передачи может приводить одновременно (или в отдельности) две динамомашины—одну от шкива и вторую от маховика.

§ 64. Расходы горючего, смазочных и обтирочных материалов.

А. Расход горючего. Расход нефти двигателями внутреннего сгорания зависит от типа, мощности, состояния и степени загрузки самого двигателя качества горючего и опытности обслуживающего персонала.

Заводы в своих прейс-курантах обычно указывают так называемые „парадные расходы“ нефти, полученные при испытании двигателя в весьма благоприятных условиях, как-то: при хорошем состоянии двигателя, полной степени загрузки, удовлетворительном качестве горючего и опытности персонала.

В повседневной работе двигателя и в условиях жел.-дор. транспорта расход топлива происходит в несколько большем количестве.

Фактический расход нефти принято указывать по весу (в *кг*), с отнесением часового расхода на 1 л. с. эффективной (полезной) мощности двигателя.

НБ УИИНТ (ДИТ)

Обозначим через:

K_0 — парадный расход нефти в *кг* на 1 л. с. час. при полной нагрузке двигателя;

$K_{раб}$ — рабочий расход нефти в *кг* на 1 л. с. час в обычных условиях эксплоатации двигателя.

Отношение

$$a = \frac{K_{раб}}{K_0} = 1 + \frac{m\,\Delta_1}{t} + \Delta_2 + \Delta_3 \qquad (131)$$

носит название **„коэффициента полезного расхода горючего“**,
где

Δ_1 — дополнительный расход нефти на пуск двигателя, выраженный в процентах от парадного расхода.

Δ_2 — тоже — на служебный расход (приведение в действие насоса для циркуляции охлаждающей воды и на освещение помещения);

Δ_3 — тоже—вследствие неполноты нагрузки двигателя,

t — число часов работы двигателя в сутки,

m — число пусков двигателя за время t (в течение суток).

Парадный расход нефти K_0 двигателями внутреннего сгорания, изготовляемыми в СССР, указан был ранее в таблице 87, а применявшимися на русских жел. дорогах в дореволюционное время—в следующих таблицах 88—89.

Ниже в таблице 89 приведены результаты испытания нефтяных двигателей по данным Ю. А. Вейс. [1]

ТАБЛИЦА 88

Результаты испытаний двигателей внутреннего сгорания низкого сжатия при работе на полную нагрузку [2]

№№ по порядку	Название двигателей и торговое обозначение их мощности	Эффект. мощность при испытании	Род топлива	Расход на 1 эфф. л. с. час. (K_0)			Расход керосина на 1 пуск	Продолжительность пуска	Экономич. коэф. двигат. полезн. действия
				Топливо	Смазка	Воды			
		л. с.		*г*	*г*	литр	*г*	мин.	
	1. Двухтактные двигатели								
1	„Болиндер“ горизонт. $N = 9$ л. с. .	8,8	сырая нефть	339	24,6	36	170	11,2	18,4
2	„Русь“ гориз. $N = 10$ л. с. .	12,5	—	369	18,6	25	свед. нет	13	16,9
3	„Мунктель“ гориз. $N = 12{,}5$ л. с.	15,0	—	505	7,8	31	396	19,5	12,3
4	„Экваль“ гориз. $N = 14$ л. с. .	14,2	—	336	16,8	23	свед.	нет	18,5
5	„Фурор“ гориз. $N = 15$ л. с.	15,9	—	522	28,8	40	87	14	11,8
6	„Русь“ гориз. $N = 20$ л. с.	21,0	—	322	11,6	13,1	283	19	19,4
7	„Перкун“ гориз. = 20 л. с.	19,8	—	303	7,2	16,3	свед. нет	14,5	20,7
8	„Свеа“ гориз. $N = 24$ л. с. .	23,1	—	435	20,8	58	407	27	14,3
	2. Четырехтактные двигатели								
9	„Петтер“ гориз. 22 л. с.	25,8	—	383	4,9	21,5	свед. нет	6	17,3
10	Сист. Литценмейера—гориз. 50 л. с.	50,6	—	206	8,7	15	—	0,8	30,6

[1] Вейс. Ю. А.—„Двигатели внутреннего сгорания небольшой мощности, 1920 г., стр. 66.

[2] Табл. 88 составлена по результатам испытаний двигателей внутреннего сгорания, опубликованным в „Трудах экспертной комиссии междунар. выставки двигат. внутр. сгорания“, устроенной Русским технич. обществом в 1910 г. в Петербурге.

НБ УДУНТ (ДГТ)

ТАБЛИЦА 89

Результаты испытаний двигателей внутреннего сгорания низкого сжигания при работе на полную нагрузку [1]

№№ по пор	Название двигателей и торговое обозначение их мощностей	Эффект. мощность при испытании в л. с.	Род топлива	Расход на 1 эффект. л. с./час.	
				Горлива z (K_0)	Смазки z^2
	Двухтактные двигатели				
1	„Отто Дейц" вертикальн. $N = 8$ л. с.	9,2	Сырая нефть	323	Свед. нет
2	„Мунктель" гориз. $N = 7{,}5$ л. с.	7,9		356	„
3	„ „ $N = 12{,}5$ л. с.	12,6		423	6
4	„Болиндер" вертик. $N = 8$ л. с. . .	7,7		414	36[3]
5	„ горизонт. $N = 12$ л. с.	12,2		333	Свед. нет
6	„Урсус" $N = 10$ л. с.	10,1		442	11
7	„Аванс" вертикальн. $N = 10$ л. с.	9,8		271	15
8	„ гориз. $N = 14$ л. с.	14,1		284	9
9	„Бр. Экваль" гориз. $N = 14$ л. с.	13,8		346	26
10	Русско-Балт. зав. гор. $N = 10$ л. с.	10,4		371	37
11	Борщевского гориз. $N = 12$ л. с. .	11,2		325	Свед. нет

Дополнительные расходы топлива на пуск двигателя Δ_1 и служебный расход Δ_2 зависят от типа двигателя и характера установки.

Значения расходов Δ_1 и Δ_2, выраженные в процентах от парадного расхода K_0, обычно принимаются следующими: [3]

Для дизелей и нефтяных двигателей без калоризатора	$\Delta_1 = 0$
Для нефтяных двигателей, работающих по циклу Отто--на один пуск	$\Delta_1 = 8\%$ от K_0.
Расход на насос для циркуляции охлаждающей воды	$\Delta_2 = 0{,}1—0{,}2\%$ K_0.
На освещение помещения и пр.	$\Delta_2 = 0—0{,}4\%$ K_0.

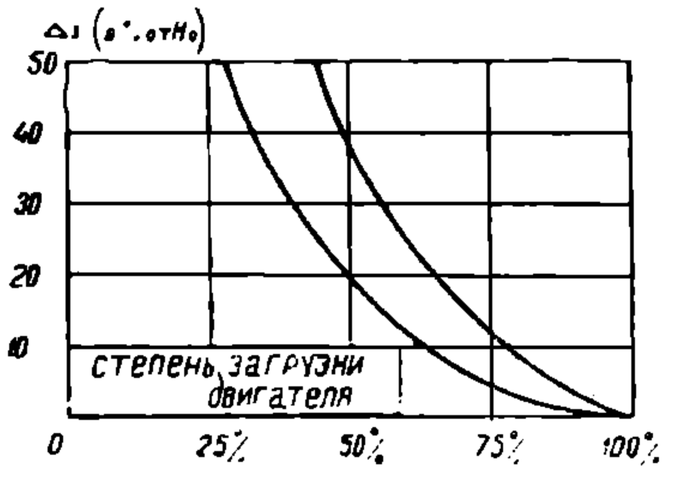
Дополнительный расход топлива на неполноту нагрузки двигателя Δ_3 имеет место в двигателях внутреннего сгорания вследствие того, что:

1) поддержание температуры нагрева стенок запального шара до размеров, необходимых для поджигания смеси горючего, требует расхода определенного количества тепла, чем и ограничивает предел уменьшения подачи топлива при малых нагрузках;

2) потери на трение в частях двигателей и приведение в действие воздушных компрессоров весьма мало зависят от изменения степени нагрузки и при малых мощностях остаются почти теми же, что и при больших. [4]

Так как дизели не имеют запальных шаров, то дополнительный расход топлива на недогрузку Δ_3 у них меньше, чем у двигателей низкого сжатия, примерно, в 2,5 раза.

Значения Δ_3 в зависимости от степени нагрузки и типа двигателя указаны в таблице 90. [5]



Фиг. 255. Кривые изменения расхода горючего на 1 л. с./час нефтяными двигателями низкого сжатия (верхняя кривая) и высокого сжатия (нижняя кривая), в зависимости от степени загрузки двигателей.

Расход нефти в таблице 90 указан из расчета теплотворной способности ее, равной 10 000 кал. в 1 *кг*.

На фиг. 255, на основании данных, приведенных в таблице 90, построены кривые увеличения расхода топлива на 1 эфф. силу/час для двигателей низ-

---

[1] Вейс, Ю. А.—„Двигатели внутреннего сгорания небольшой мощности", 1920 г., стр. 66.
[2] Мазут.
[3] Проф. И. В. Грибов.—„Двигатели внутр. сгорания", 1926 г., стр. 394.
[4] Карл Урбан.—„Выбор дешевого двигателя для фабрик". 1915 г., стр. 92.
[5] Инж. С. Р. Брилинг.—„Расчет стоимости постройки и эксплоатации водопроводов", 1927 г., стр. 45—47.

НБ УДУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА 90

Расход нефти на 1 эфф. силу/час в зависимости от изменения степени нагрузки двигателя [1]

№№ по порядку	Тип двигателя и торговое обозначение мощности (эффективной)	Расход нефти на 1 л. с. час—от степени нагрузки						
		При полной нагрузке K_0 г	При 0,75 полн. нагрузки		При 0,5 полн. нагрузки		При 0,25 полн. нагрузки	
			$K_0(1+\Delta_3)$	Δ_3 в % от K_0	$K_0(1+\Delta_3)$	Δ_3 в % от K_0	$K_0(1+\Delta_3)$	Δ_3 в % от K_0
	I. Двигатели низкого сжатия							
1	Мощность $N=$ 6 л. с.	350	400	14,0	500	42,8	—	—
2	$N=$ 8	330	380	15,1	480	45,4	—	—
3	$N=$ 10	320	360	12,5	450	40,7	—	—
4	$N=$ 12	310	350	12,7	440	41,9	—	—
5	$N=$ 14	300	340	13,3	430	43,3	—	—
6	$N=$ 17	290	330	13,8	310	41,3	—	—
7	$N=$ 20	285	320	12,3	400	40,3	—	—
8	$N=$ 25	285	320	12,3	390	36,8	—	—
9	$N=$ 30	285	320	12,3	390	36,8	—	—
10	$N=$ 35	280	320	14,3	380	35,8	—	—
11	$N=$ 40	280	320	14,3	380	35,8	—	—
12	$N=$ 50	280	320	14,3	380	35,8	—	—
	II. Двигатели высокого сжатия (дизели)							
13	Мощность $N=$ 20 л. с.	230	240	4,4	265	15,2	370	60,8
14	$N=$ 25	220	230	4,5	255	15,9	355	61,3
15	$N=$ 35	210	220	4,8	245	16,7	340	62,0
16	$N=$ 40	200	210	5,0	235	17,5	330	65,0
17	$N=$ 50	195	205	5,1	230	18,0	320	64,1
18	$N=$ 65	190	200	5,3	225	18,4	315	65,7
19	$N=$ 85	190	200	5,3	225	18,4	315	65,7
20	$N=$ 100	185	195	5,4	220	18,9	310	67,5
21	$N=$ 133	185	195	5,4	215	16,2	305	65,0
22	$N=$ 165	180	190	5,6	210	16,7	300	66,6
23	$N=$ 200	180	190	5,6	210	16,7	295	64,0

кого и высокого сжатия, в зависимости от степени их нагрузки. По оси абсцисс отложена степень загрузки в процентах от нормальной (торговой) эффективной мощности двигателя и по оси ординат — соответствующие недогрузкам дополнительные расходы топлива Δ_3, выраженные в процентах от расхода топлива на 1 л. с. час при нормальной нагрузке K_0 [2].

Из приведенных таблиц и кривых видно, что дополнительный расход топлива от недогрузки двигателя, выраженный в процентах от парадного расхода: 1) является, для соответствующих степеней нагрузки и характера сжатия, величиной сравнительно мало меняющейся и мало зависящей от мощности двигателя; 2) у дизелей колеблется в размерах, примерно, в 2 раза меньших, чем у двигателей низкого сжатия.

В двигателях с запальным шаром, кроме нефти, расходуемой в цилиндре, с целью превращения тепловой энергии в механическую, приходится затрачивать еще часть горючего на нагревание калильной головки помощью паяльных ламп и примусов. Горючим в этих случаях служит обычно керосин, рас-

[1] Инж. С. Р. Брилинг.—„Расчет стоимости постройки и эксплоатации водопроводов", 1927 г., стр. 45—47.

[2] Указанные кривые увеличения расхода топлива почти совпадают с такого же рода кривыми, приведенными проф. И. В. Грибовым.—„Тяжелые двигатели". 1926 г., стр. 394.

НБ УДУНТ (ДГТ)

ход которого почти не зависит от мощности двигателя и равен для 1 пуска 0,2—0,3 *л* на 1 запальный шар. В дизелях, благодаря отсутствию запальных устройств, расход керосина отпадает.

Из всего вышеизложенного видно, что дизели, по сравнению с двигателями низкого сжатия, в отношении использования горючего, являются значительно выгоднее. Это преимущество возрастает у дизелей еще в большей степени в тех расчлененных или быстро расширяющихся насосных станциях, в которых приходится устанавливать двигатели сразу на полную расчетную нагрузку, а пользоваться в первое время лишь частью их мощности из-за неполноты нагрузки приводного оборудования, и в установках с частыми перерывами в работе.

Б. Расход масла на смазку, обтирочный материал, набивку и пр. Для смазки трущихся частей и обтирки двигателей внутреннего сгорания применяются специальные масла (олеонафт, моторное марки МТЛ и др.).

Расход масла на смазку и обтирку почти не зависит от нагрузки двигателя, а зависит, главным образом, от мощности, числа цилиндров и часов работы, конструкции и состояния самого двигателя, тщательности монтажа, опытности обслуживающего персонала и качества масла. Расход масла на смазку, обтирку, набивку и пр., отнесенный на 1 эфф. лош. силу/час, ориентировочно дан в таблицах 91а, б.

Из этой таблицы видно, что расход масла уменьшается на эфф. лош. силу/час по мере увеличения мощности двигателя.

ТАБЛИЦА 91а

По данным ВОМТа[1], расход масла на 1 л. с./час нефтяных двигателей, строящихся в СССР, следующий:

№№ по пор.	Наименование завода	Тип двигателя	Мощность в л. с.	Расходы на 1 л.с./час. при полной загрузке		
				Нефти *г*	Масла *г*	Воды *л*
		I. Двигатели низкого сжатия				
1	Зав. им. 25 Октября в г. Первомайске (ст. Голта Юго-Зап. ж. д)	Горизонт. двухтактн. „Метеор“	50	335	8	12
			60	333	8	12
2	Зав. „Возрождение“ г. Марксштадт	Вертикальн. двухтактн.	12	280	21	10—20
3	Зав. „Красный прогресс“	Вертикальн. двухтактн.	12	360	25	Свед. нет
			18	350	25	
4	Зав. им. Дзержинского в г. Балакове	Горизонт. четырехтактн. повышенного сжатия	40	300	15	18
		II. Двигатели высокого сжатия				
5	Завод „Двигатель Революции“ г. Горький	Бескомпрессор. вертик. четырехтактн. дизели	70	200	10	18
			105	190	10	18
			140	190	10	18
		Компрессор. вертик. четырехтактн. дизели	300	190	10	16
			400	190	8	15
6	Зав. „Красный пролетарий“ г. Москва	Бескомпрессор. вертик. двухтактн. типа „Дизель-Дейтц“	20—25	190	8	15—20
			40—50	190	8	15—20
		Бескомпрессор. вертик. четырехтактн. типа „Дизель-Дейтц“	80—100	170	2,5	12
			120—150	170	2,5	12
			160—200	170	2,5	12
7	Зав. Харьковский машиностроительный и зав. „Русский дизель“	Бескомпрессор. вертик. двухтактн. типа „Дизель-Зульцер“ (см. таблицу 86)	100—300	195	2,0	Свед. нет

[1] ВОМТ—„Двигатели внутреннего сгорания“, каталог 1931 г. Указанный расход топлива может меняться до 10%.

НБ УДУНТ (ДИТ)

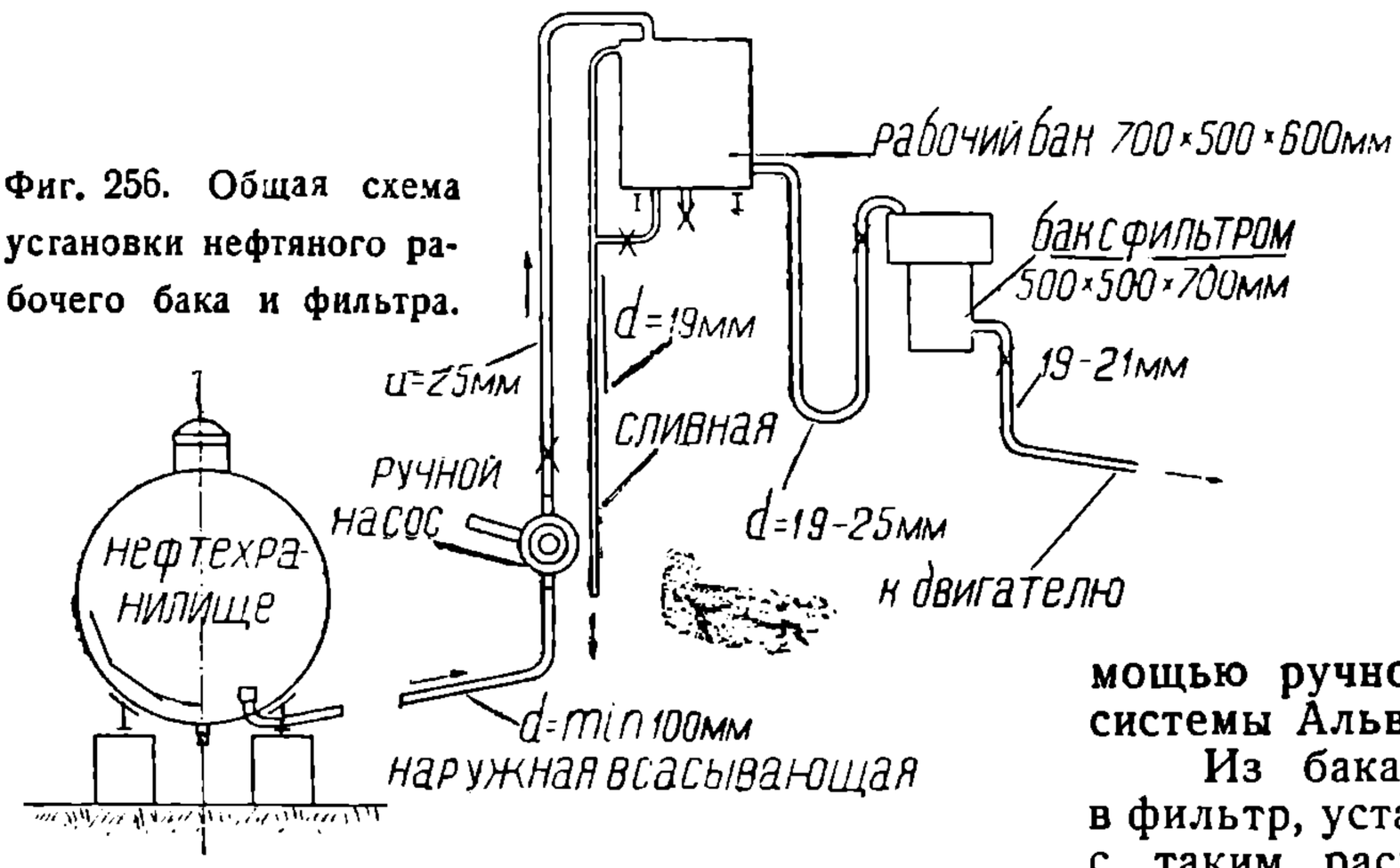
ТАБЛИЦА 916

Расход обтирочного материала и масла на смазку двигателей внутреннего сгорания [1]

Полезная мощность двигателя в л. с.	10	20	40	60	100	150	200	300
Расход масла в граммах на 1 эфф. л. с./час:								
а) на смазку двигателя машинного масла .	20	15	7,5	6,6	6,0	5,2	5,0	5,0
б) тоже—цилиндр. масла	3	2,5	1,9	1,6	1,5	1,3	1,2	1,2
Расход обтирочного материала в *г* на 1 л. с./час работы двигателя (пакля, концы, тряпки и проч.) .	0,40	0,33	0,30	0,25	0,20	0,18	0,16	0,15

§ 65. Подача горючего. Смазка.

Нефть до поступления в двигатель подается из наружного нефтехранилища в так называемый **„рабочий“** или **„расходно-нефтемерный бак“**, располагаемый под потолком машинного отделения, на высоте, обеспечивающей хорошую видимость нефтемерной рейки и стекла, но не менее 2 *м* от пола здания до дна бака (фиг. 252 и 253). Подача нефти при этом производится с помощью ручного насоса, обычно системы Альвейлера № 3—№ 5.

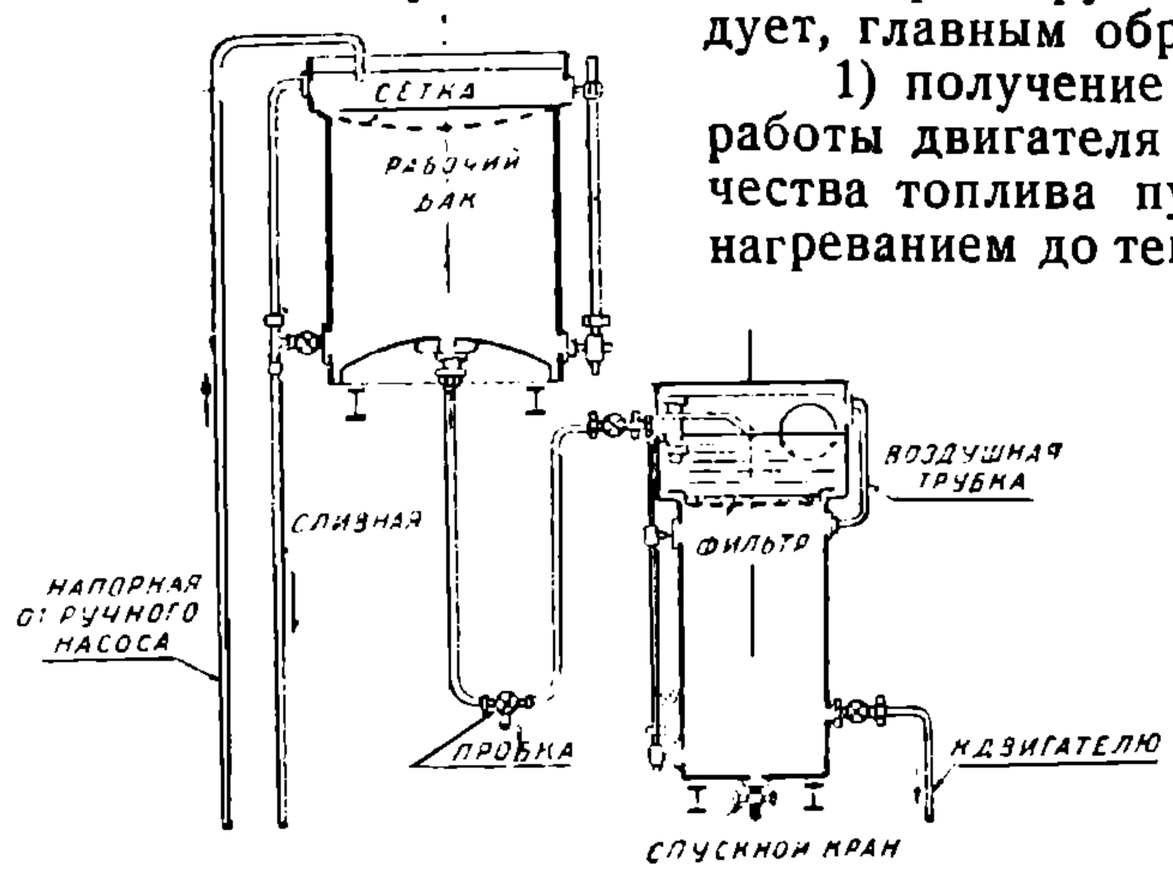


Фиг. 256. Общая схема устновки нефтяного рабочего бака и фильтра.

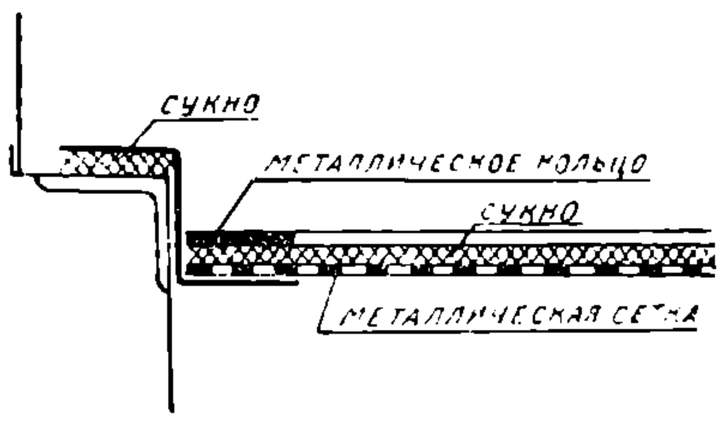
Из бака нефть поступает в фильтр, устанавливаемый ниже с таким расчетом, чтобы дно фильтра находилось несколько выше камеры нефтяного насоса двигателя.

Установка рабочего бака и фильтрующего аппарата для нефти преследует, главным образом, две цели:

1) получение необходимого для бесперебойной работы двигателя запаса топлива; 2) улучшение качества топлива путем увеличения вязкости нефти нагреванием до температуры внутри-комнатного воздуха и очистки нефти от примесей, с целью получения воз-



Фиг. 257. Оборудование нефтяного рабочего бака и фильтра.



Фиг. 258. Фильтр для очистки нефти.

можно правильной и экономной подачи ее насосом и форсункой в цилиндр двигателя. Емкость рабочего бака должна быть: на установках мощностью в 100 л. с.

[1] По данным обследования работы двиг. внутр. сгоран. на Сев.-Зап. ж. д. за период 1926—1929 гг.

НБ УДУНТ (ДІТ)

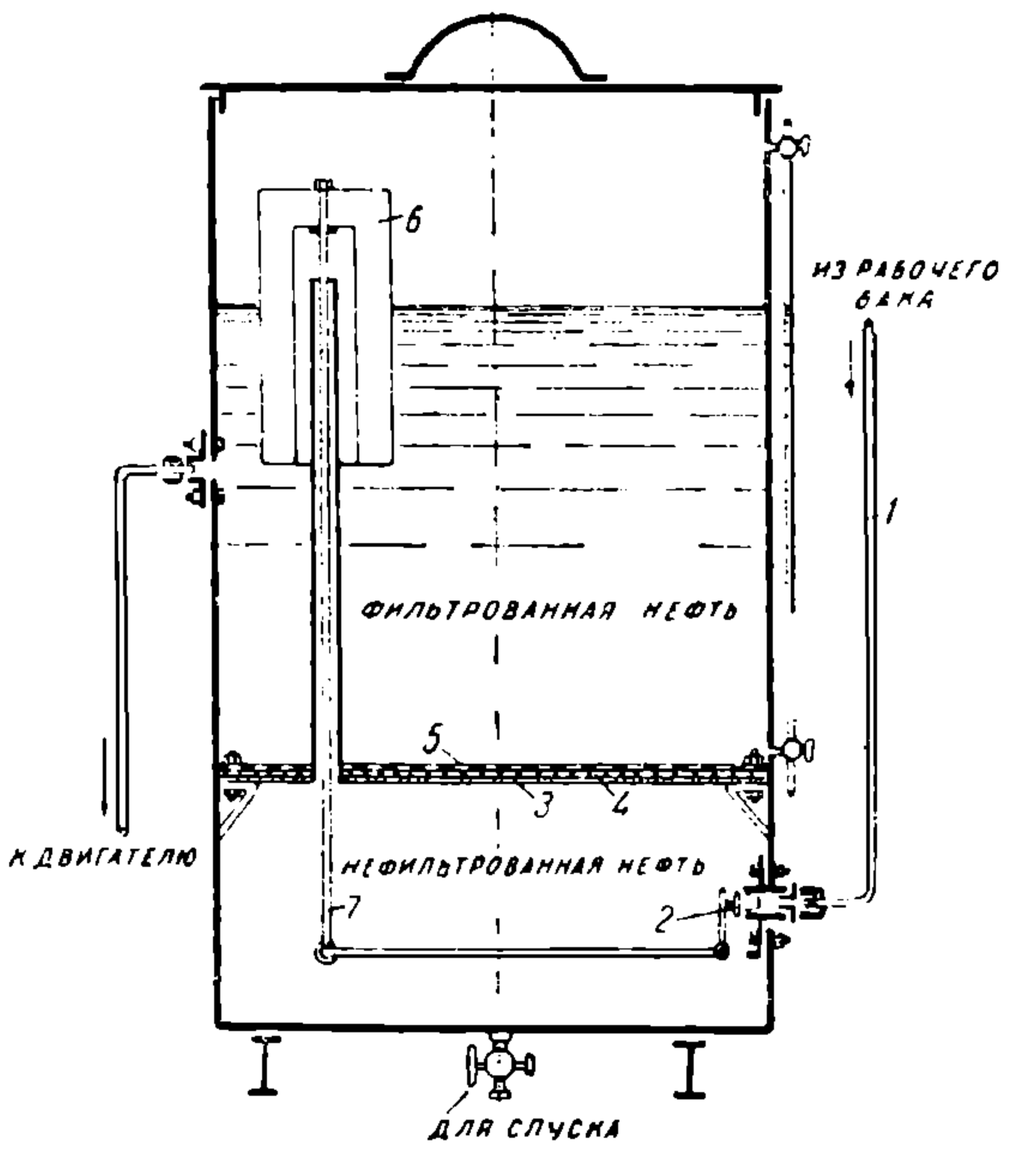
и свыше—не более суточного расхода нефти двигателем при полной расчетной работе, и на установках менее 100 *л. с.*—не более трехсуточного расхода нефти двигателем.

Конструкция баков применяется цилиндрической или прямоугольной формы, с высотой, равной примерно 1,5 диаметра.

На фиг. 256 показана общая схема установки рабочего бака с фильтром. Размеры бака и фильтра в данном случае указаны для двигателя мощностью 30—50 лош. сил.

На фиг. 257 и 258 даны детали устройства бака и фильтра.

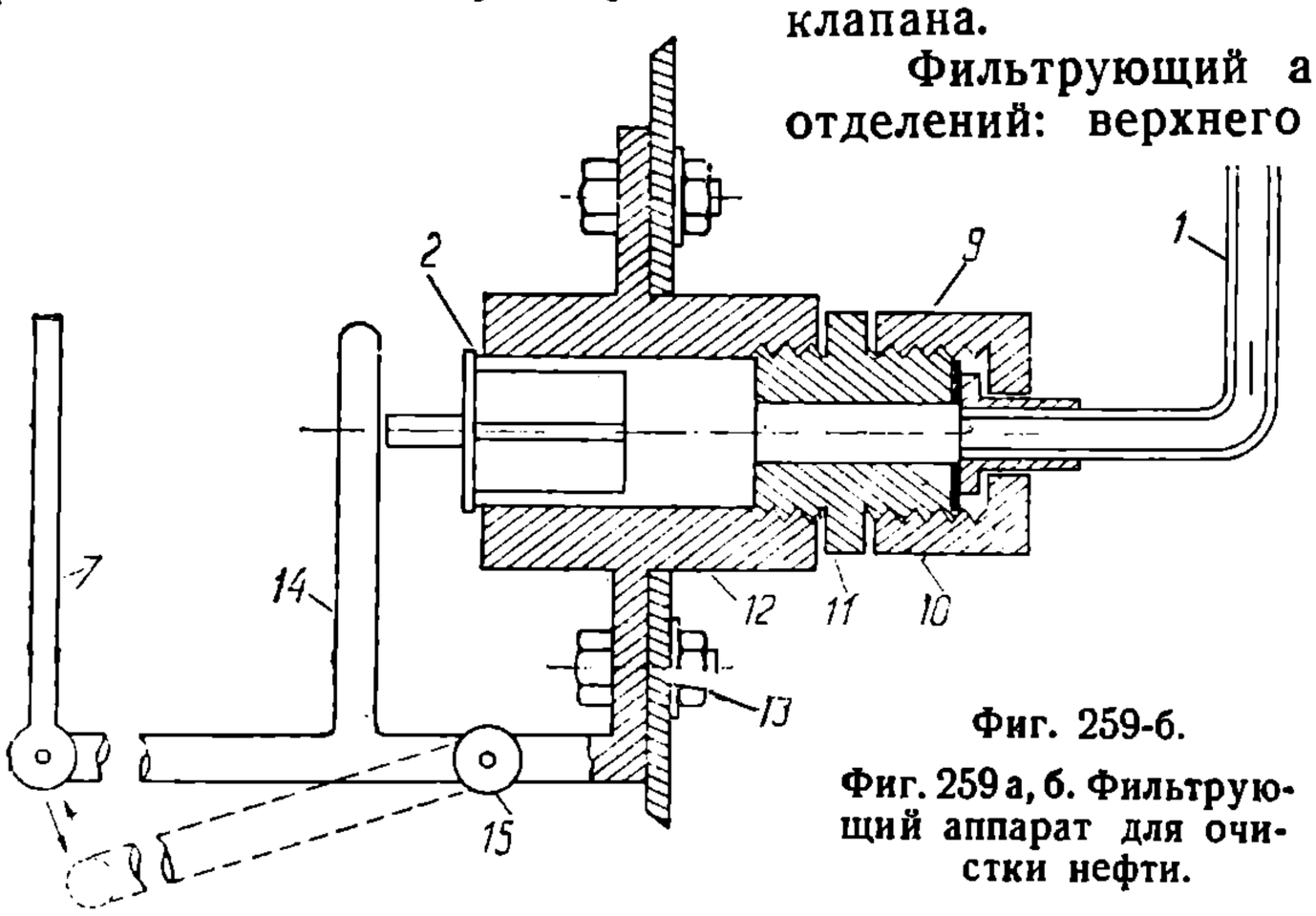
Рабочий бак и фильтрующий аппарат оборудуются нефтеуказательными стеклами и спускными кранами. На рабочем баке, кроме того, устанавливается контрольная трубка, соединенная со сливной, металлическая рейка и под наливной трубкой круглая сетчатая коробка. Трубка, подающая нефть из рабочего бака на фильтр, изгибаясь, опускается несколько ниже дна фильтра, чем достигается удлинение самой трубки. Удлинение это желательно для увеличения времени протекания в ней нефти, с целью ее лучшего нагрева и получения большей вязкости, а также осаждения частиц с бо́льшим удельным весом, чем нефть (песок, грязь и проч.).



Фиг. 259-а.

Регулирование подачи нефти из рабочего бака на фильтр происходит автоматически, с помощью шарового клапана.

Фильтрующий аппарат состоит из двух отделений: верхнего и нижнего, отделяемых фильтром (фиг. 258). Фильтр делается обычно из сукна или войлока, укладываемого на мелкую сетку (6—10 *кв. мм*) и прижимаемого по концам металлическим кольцом; последнее опирается на отогнутые концы цилиндра, вставляемого внутрь бака. Во избежание вакуума, могущего получиться в нижнем отделении бака в момент засорения фильтра (что повлечет за собой или порчу фильтра или прекращение подачи нефти в двигатель), нижнее отделение бака соединяется с наружной атмосферой специальной трубкой. На фиг. 259 а, б показан фильтрующий аппарат другой конструкции.[1]



Фиг. 259-б.

Фиг. 259 а, б. Фильтрующий аппарат для очистки нефти.

1—Труба, подводящая нефть из рабочего бака
2—Впускной клапан
3, 4, 5—Фильтр из сукна, сетки и решетки
6—Поплавок
7, 14 и 15—Рычажной механизм
8—Спускной кран
9—Штуцерная головка
10—Ревиновая прокладка
11—Ниппель
12—Фасонный фланец
13—Болт
14—Запорный палец

[1] Голубев, С. А. инж. — „Двигатель Дизеля", 1931 г., стр. 157 и 158.

НБ УДУНТ (ДГТ)

В нем отделение с нефильтрованной нефтью находится в нижней части, бака, а с фильтрованной нефтью — в верхней части. Нефть из рабочего бака по трубке *1* через впускной клапан *2* поступает сначала в нижнюю часть бака, откуда, пройдя фильтрующее прегражденне *3*, *4* и *5*, поступает в верхнее отделение бака. Положение уровня в баке устанавливается помощью автоматического затвора, состоящего из поплавка *6*, рычажного механизма *7* и впускного клапана.

В данном случае, вследствие того, что нефть проходит в аппарате снизу вверх, часть загрязняющих нефть примесей остается на дне нижнего отделения бака, способствуя тем самым меньшему засорению фильтра. Осевшие на дно примеси и выделившаяся вода удаляются через спускной кран *8*. Фильтр состоит из решетки *5*, сетки *4* и прикрепляемого к ним снизу сукна или войлока. Регулировка подачи нефти в фильтрующий аппарат производится с помощью впускного клапана, изображенного на фиг. 259.

Устройство клапана состоит из штуцерной головки *9*, кожаной или резиновой прокладки *10*, трубопровода от дежурного бака *1*, ниппеля *11*, фасонного фланца *12*, скрепляющего болтами *13*, клапана *2*, движущегося в направляющей, запорного пальца *14*, шарнирного соединения *15* и рычага *7*.

На конце рычага *7* прикреплен на соответствующей высоте поплавок диаметром 150 *мм* и высотой 200 *мм*. При понижении уровня в баке поплавок опускается вниз, вращая влево запорный палец *14* вокруг оси *15*. Клапан *2*, под давлением столба нефти (высотой, равной разности уровней нефти в дежурном баке и фильтре) открывается, впуская нефть. По мере наполнения фильтра, уровень, а вместе с ним и поплавок, поднимаются вверх, палец *14*, вращаясь вправо, закрывает клапан *2*.

Бак для фильтрующего аппарата обычно берется диаметром 300 — 500 *мм*, высотой 650 — 750 *мм*; число фильтрующих аппаратов, устанавливаемых в насосной станции, — от 1 до 2 на двигатель, в зависимости от мощности и суточного числа часов работы последнего и качества нефти.

Для отсчета израсходованного топлива за дежурство и возможности ведения наблюдений за правильностью работы фильтра, на обоих баках устанавливаются специальные нефтемерные приспособления в виде стеклянных трубок или пробных кранов.

Отсчет расхода нефти при установке нефтемерного (иначе — нефтеуказательного) стекла производится по рейке — шкале, разбитой на деления, соответствующие тому количеству нефти, которое помещается в баке при наполнении его между двумя соседними делениями.

Разметка рейки (калибровка бака) производится на месте, по окончательной установке бака, при нормальной температуре в водокачке, тщательно, по весу, а не по объему и не по подсчету, а путем последовательного наливания в бак одного и того же, проверяемого на весах, количества нефти (например, 5 *кг*). Для лучшей видимости, рейка окрашивается в белый цвет, а деления и цифры наносятся черной краской. [1]

Для пополнения нефтемерного бака из наружного нефтехранилища укладывается трубопровод: внутри помещения из железных газовых труб, диаметром 25 *мм*, а снаружи — из чугунных или железных труб, диаметром не менее 100 *мм*. Для подвода нефти из рабочего бака к фильтру и из последнего к двигателю укладывается трубопровод из железных газовых труб, диаметром не менее 13 *мм*.

Следует иметь в виду, что качество топлива играет весьма существенную роль в получении бесперебойной и экономичной работы двигателей внутреннего сгорания, поэтому к правильной установке и уходу за рабочим баком и особенно фильтрующим аппаратом необходимо относиться с особым вниманием.

Тщательная очистка топлива от загрязнения имеет особенно большое значение для бесперебойной работы бескомпрессорных двигателей Дизеля, у которых всасывающие и нагнетательные клапаны топливного насоса и форсунка должны

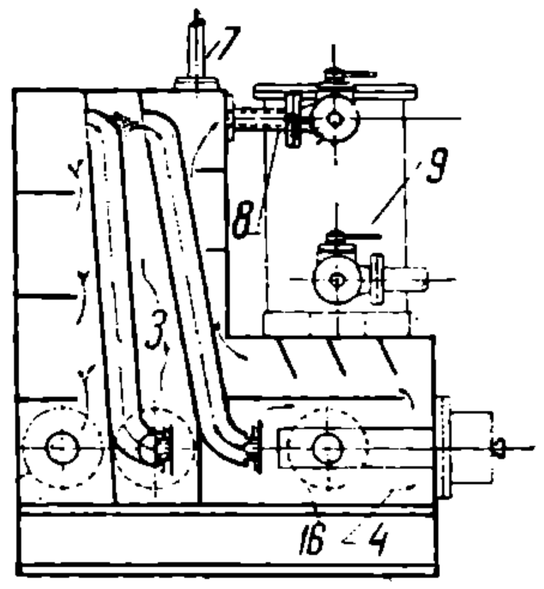
---

[1] „Положение по проектированию и устройству жел.-дор. водоснабжений", разраб. инж. Якутович А. В., Воронцовым Н. А. и Дерюгиным Н. А. 1929 г., пункт 47.

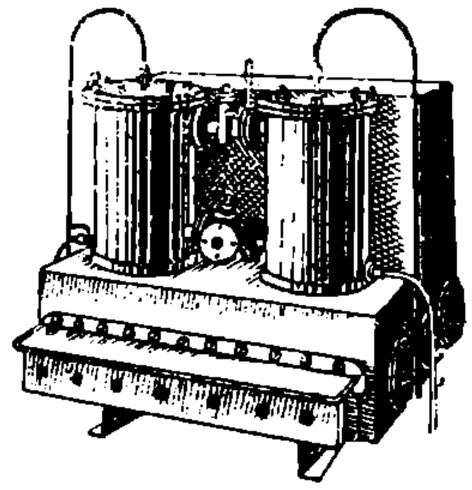
НБ УДУНТ (ДИТ)

быть герметичными при давлении, в несколько раз превышающем соответствующее давление в двигателях низкого сжатия. Поэтому попадание даже очень мелких частиц грязи на опорную поверхность клапанов и иглы форсунки ведет к неплотности и значительному ухудшению работы двигателя.

Вследствие указанных причин для дизелей, и особенно бескомпрессорных, требуется тщательная и многократная фильтрация топлива на пути его следования от рабочего бака до форсунки с постепенным увеличением качества фильтрации. Учитывая это обстоятельство, за границей фильтры для очистки топлива изготовляются самими заводами весьма совершенных конструкций. Так, например, фирмой Deutsche Werft в Гамбурге разработана конструкция мелкого фильтра „Turbulo", изображенного на фиг. 260 и 261, в котором, кроме обычных фильтрующих материалов, применен подогрев топлива и принцип отделения частиц с большим удельным весом, путем циркуляции жидкого топлива снизу вверх.



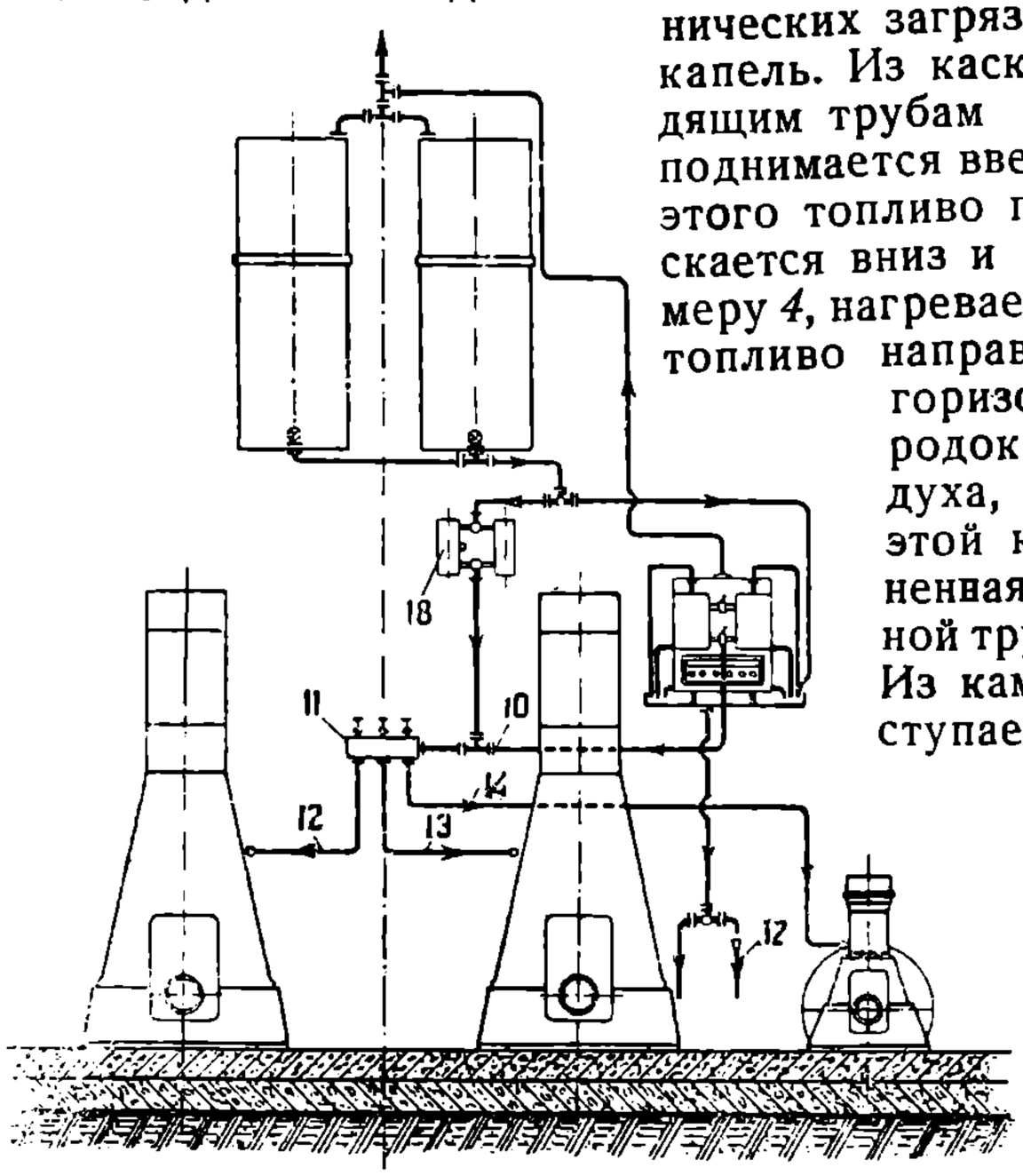
Фиг. 260.



Фиг. 261.

Фиг. 260—261. Фильтрующий аппарат для очистки нефти сист. „Turbulo".

Топливо поступает через отверстие *1* в первую камеру **каскадного фильтра** и поднимается по ней вверх; поперечные перегородки заставляют топливо двигаться вдоль наклонной стенки, способствующей выделению механических загрязнений и оседаний на ней водяных капель. Из каскадной камеры топливо по нисходящим трубам поступает в камеру *3*, где вновь поднимается вверх вдоль наклонной стенки. После этого топливо по нисходящим трубкам вновь опускается вниз и попадает в подогревательную камеру *4*, нагреваемую подогревателем. Из камеры *4* топливо направляется в камеру, имеющую ряд горизонтальных и наклонных перегородок. Для удаления скопившегося воздуха, паров и газов в верхней стенке этой камеры проведена трубка, соединенная вторым концом с вентиляционной трубкой *7* расходных баков (фиг. 260). Из камеры по патрубку *8* топливо поступает в два цилиндра *9* с матерчатыми фильтрами. Из цилиндров обычно работает только один (фиг. 261), второй же является запасным на случай ремонта и очистки первого.



Фиг. 262. Установка фильтров сист. „Turbulo".

Матерчатый фильтр задерживает оставшиеся в топливе взвешенные мелкие частицы; после него жидкое топливо по трубке *10* через распределитель (поддон) *11* (фиг. 262) и трубкам *12*, *13* и *14* поступает в шестеренчатые насосы для подкачки в форсунки. Температура топлива отсчитывается по термометру. Очистка камер производится через люки *16* и спуск отделившейся воды через краны *17*. Матерчатые фильтры и подогреватель вынимаются для очистки путем отвертывания фланцев. На фиг. 262 показана общая схема размещения мелкого фильтра „Turbulo". Фильтр устанавливается ниже рабочих баков на расстояние не менее 1 *м* для созда-

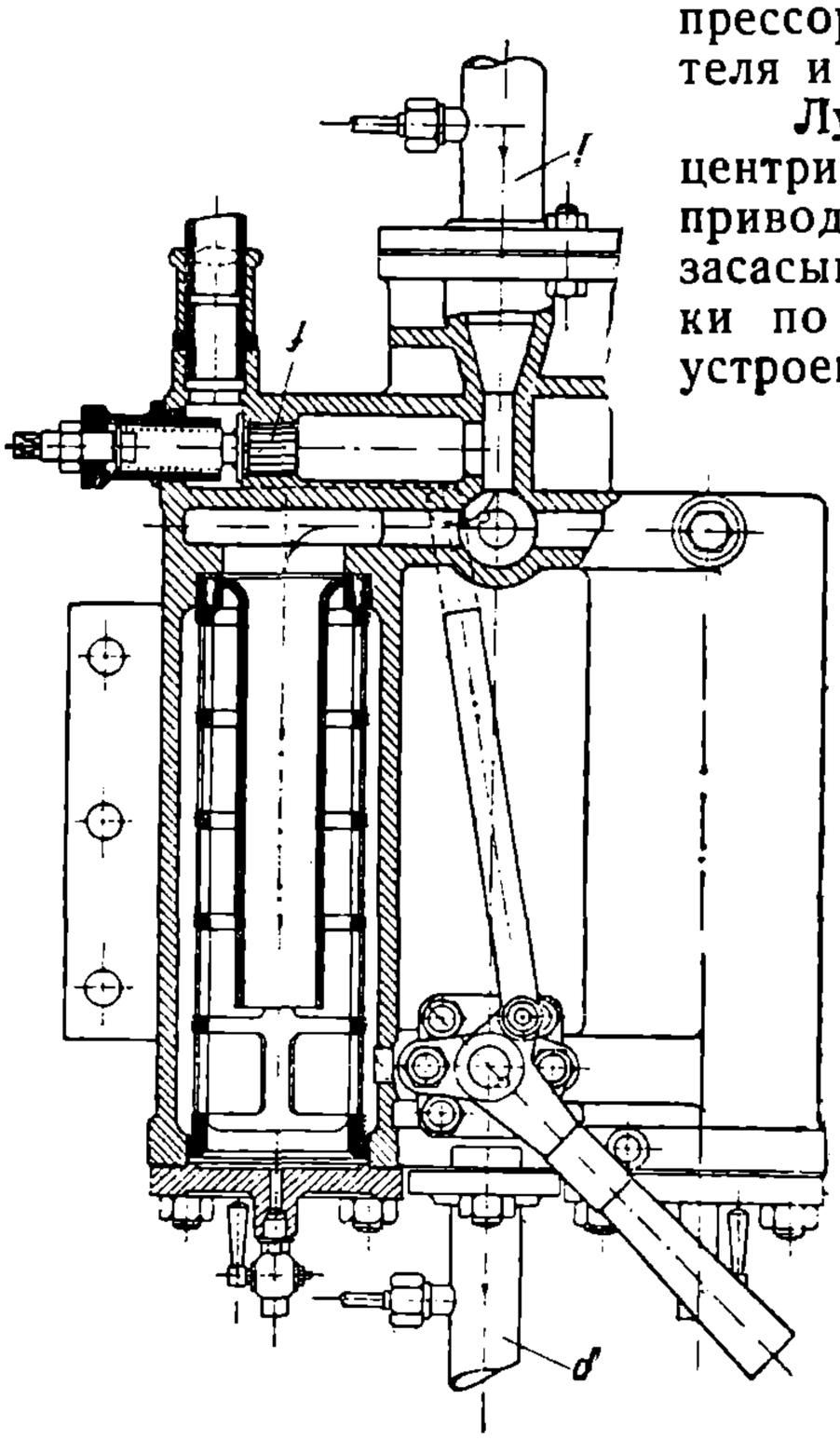
НТБ УДУНТ (ДІТ)

ния необходимого напора на преодоление сопротивлений в трубопроводах и фильтре.

Для возможности полного выключения фильтра ставится резервный фильтр *18* упрощенной конструкции.

Кроме описанного фильтра „Turbulo“ имеется целый ряд других типов и конструкций топливных фильтров, получивших заграницей большое распространение в дизельных установках.

Смазка трущихся частей двигателя производится в большинстве случаев двумя способами: самотеком, с помощью капельных масленок, и механическим — с помощью специальных шестеренчатых (коловратных) насосиков (§ 34) или поршневых насосиков-масленок, называемых **„лубрикаторами“**. Первым способом смазываются подшипники, шарнирные соединения передаточных механизмов и т. д., вторым, т. е. с помощью насосиков, — поршни двигателя и компрессора, поршневые кольца цилиндров двигателя и т. д.



Фиг. 263. Фильтр для очистки масла.

Лубрикатор, приводимый в действие от эксцентрика двигателя, или шестеренчатый насос, приводимый от коленчатого вала (или от цапфы), засасывает масло и нагнетает его к местам смазки по системе медных трубок. В рационально устроенных установках смазочное масло заставляет непрерывно циркулировать с небольшим добавлением новых порций; в менее рациональных установках отработавшее масло отводится в специальные резервуары и, по скоплении его там в достаточном количестве, перекачивается в особые фильтры, где очищается и вновь пускается в работу. При циркуляционной системе отрабатавшее масло нагнетается в особые фильтры, располагаемые при насосе, откуда подается в холодильник для охлаждения его до 15—20°Ц. Из холодильника масло вновь поступает к местам смазки. Бесперебойность циркуляции масла осуществляется с помощью шестеренчатых насосов, включаемых в сеть. Общее количество масла, находящегося во всей циркуляционной системе, отнесенное на 1 эф. л. с./1 час принимается в среднем по 8—10 *л* [1]. Устройство масляного фильтра показано на фиг. 263.

Фильтр состоит из двух цилиндров, внутри которых вставлены металлические корзины. На корзины намотаны в два слоя мелкие стальные или латунные сетки (например, 40×40 ячеек на 1 *кв. см*), закрепленные латунной проволокой с диаметром 0,5 *мм*. Отработавшая смазка поступает по трубопроводу *i* в вертикальную трубку, вставленную во внутрь корзины. Скопившаяся грязь удаляется после вскрытия пробки *e*. Давление масла регулируется клапаном *f*. Очищенное масло поступает из фильтра по трубе *d*.

В установках, не имеющих циркуляционной системы смазки, отработанное масло после его скопления очищается в подобных с изображенным на фиг. 263 фильтрах. Масло при этом нагнетается ручным насосом из серии насосов. применяющихся в гидравлических прессах для испытания паровых котлов и трубопроводов. С целью увеличения производительности очистки рекомендуется фильтрующие цилиндры подогревать паром или горячей водой.

[1] Докт.-инж. Ф. Зассс.— „Бескомпрессорные двигатели Дизеля“. 1931 г., стр. 390—393.

НВ УДУНТ (ДИТ)

Применение очистки отработавших масел дает экономию в их расходе, против указанного ранее количества в таблице 91-б, на 40—60%. Масло для смазки двигателей должно: а) применяться преимущественно то, которое было рекомендовано заводом, поставившим двигатель; б) быть свободным от механических примесей и кислот, вредных для деталей двигателей; в) иметь определенную температуру вспышки, вязкость и удельный вес.

В таблице 92 приведены основные требования, предъявляемые к маслу по нормам Нефтесиндиката: [1]

ТАБЛИЦА 92

№№ по пор.	Наименование смазываемых частей двигателя	Марка смазочного масла	Удельный вес при 15° Ц до:	Температ. вспышки по Бренке-ру около:	Вязкость при 50° Ц
1	Компрессоры, цилиндры средних и крупных вновь устанавливаемых двигателей, разработанных и пропускающих газ машины	Моторное Т	0,918	215	8,2—8,7
2	Подшипники главного вала всех двигателей, шестерни, передачи распределительного вала, распределительные шайбы, цилиндры двигателей, работающих в более легких условиях	Моторное М	0,915	200	6,0—6,5
3	Прочие трущиеся части двигателя .	Моторное Т	—	—	—
		Моторное М, отработанное и профильтрованное.			

Подробный анализ и оценка смазочных масел должна производиться в соответствующих лабораториях и лучше всего на самих двигателях.

В условиях повседневной практики, при покупке масла, удельный вес может быть определен путем опускания в него ареометра, предназначенного для жидкостей легче воды, а присутствие кислот — с помощью полированной латунной пластинки, на которую наливается испытуемое масло и оставляется в покое на несколько дней. Появление после этого светло-зеленого осадка свидетельствует о наличии вредных кислот, а непоявление осадка — об их отсутствии.

§ 66. Удаление отработанных газов и охлаждение двигателей.

Газы, получившиеся после горения нефти в цилиндре двигателя, выталкиваются через выхлопное отверстие и отводятся наружу здания по выхлопной трубе в глушитель и оттуда по газоотводящей трубе в атмосферу.

Опытами, проведенными в лаборатории двигателей внутреннего сгорания бывш. Московского института инженеров транспорта (МИИТа), установлено влияние выхлопных устройств не только на условия протекания процессов выхлопа газов и работы, производимой двигателем на осуществление этого процесса, но и на процесс всасывания и сгорания топлива, а следовательно и на экономичность и правильность работы двигателя. [2]

Поэтому к выхлопному оборудованию в настоящее время предъявляется ряд требований, обусловливающих надежность и правильность работы установки.

В частности, выхлопной трубопровод должен по возможности не превосходить длины 7 — 10 *м* и иметь наименьшее число колен и узких изгибов; иметь соответствующий типу и мощности двигателя диаметр труб; укладываться с уклоном в сторону глушителя для отвода от двигателя конденсирующейся воды из отработанных газов.

Диаметр выхлопного трубопровода при длине его не более 8 *м* имеет в среднем размеры, указанные в таблице 93.

В зависимости от конструкции двигателя и местных условий, выхлопная труба проводится или над полом, путем подвешивания к стропилам и потолку, установки стоек и т. д., или под полом в неглубоких шахтах. Газоотводящая труба по выходе из глушителя ставится вертикально и выводится выше кровли

[1] Инж. Голубев С. А. — „Двигатель Дизеля". 1931 г., стр. 143.
[2] Инж. А. С. Ястржембский. — „Двигатели внутреннего сгорания". 1929 г., стр. 16 — 25.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 93

Внутренние диаметры выхлопного трубопровода[1]

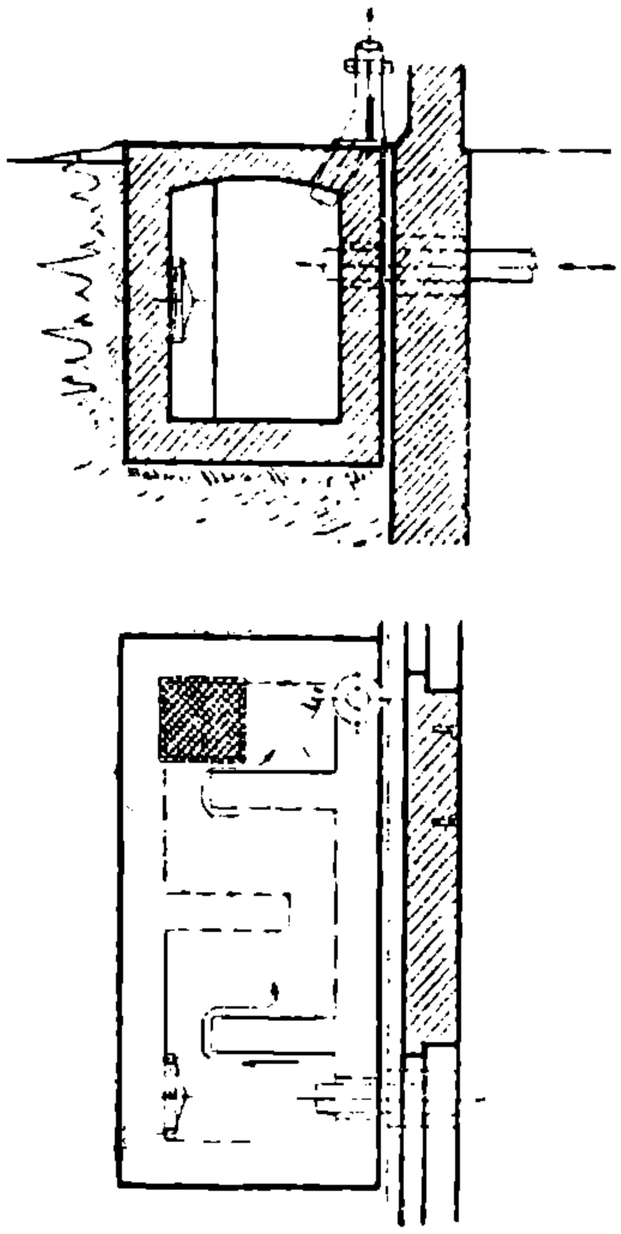
Мощность двигателя в лош. сил.	6	10	15	20	30	50	100	150	200	300
Внутренний диаметр выхлопного трубопровода	70	80	100	125	140	175	200	200	225	250

на 1 — 1,5 *м*; диаметр ее обычно принимается тех же размеров, что и в выхлопном трубопроводе.

Открытие выхлопных клапанов в двигателях внутреннего сгорания и выход из них отработавших газов сопровождается большим шумом и частыми отрывистыми выстрелами, неприятно и даже вредно действующими на окружающих. Для уничтожения, или хотя бы уменьшения этого шума, на выхлопных трубах ставятся глушители, играющие в деле поглощения шума ту же роль, какую играют воздушные колпаки при поршневых насосах в деле поглощения гидравлических ударов в напорных линиях.

Фиг. 264. Чугунный глушитель для небольших двигателей.

1, 2—Отверстия для впуска и выпуска газов
3, 4—Отверстия для осмотра и очистки цилиндра



Фиг. 265. Бетонный глушитель.

Глушители делаются:

а) Чугунные при небольших мощностях двигателей и в тех случаях, когда шум от выходящих газов особых неприятностей для окружающих не вызывает, например, на желдор. насосных станциях, расположенных далеко от населенных пунктов. Объем глушителя должен быть не менее 5 ходовых объемов поршня двигателя,[2] т. е. 5 *Fs*. Обычно же для чугунных глушителей он принимается равным от 20 до 40 *Fs*.

б) Из котельного железа при значительных мощностях двигателей и для лучшего поглощения шума. Объем берется равным 50 — 60 *Fs*.

в) Из бетона или кирпича в тех случаях, когда желают почти совершенно устранить шум. Объем таких глушителей принимается[3] в 120—150 *Fs*.

На фиг. 264 изображен чугунный глушитель, представляющий собой пустотелый цилиндр с 4 отверстиями: *1* и *2* для впуска и выпуска газов, *3* и *4* для осмотра и очистки цилиндра.

На фиг. 265 показано устройство бетонного глушителя.

Выхлопные трубопроводы, глушители и газоотводящие трубы должны быть в пределах машинных помещений изолированы и удалены от горючих материалов. При осуществлении новых установок глушители должны располагаться снаружи помещения двигателя.

Охлаждение двигателей. Как уже отмечалось ранее в § 58, при сжатии поршнем жидкого топлива, в цилиндре образуется высокая температура горючей смеси, передающаяся соприкасающимся поверхностям двигателя. Во избежание сильного нагрева этих поверхностей до температуры, при которой крепость чугуна уменьшилась бы до недопустимых пределов, а смазка сделалась бы невозможной, применяется охлаждение их с помощью воды. В дви-

---

[1] Таблица составлена по данным проф. И. В. Грибова — „Двигатели внутреннего сгорания". 1926 г., стр. 301, и по заводским прейс-курантам маш. трестов СССР 1928—1930 г.г.

[2] „Правила установки, ограждения и обслуживания машин-двигателей" — НКТ СССР, 1926 г., пункт 65, 66.

[3] Инж. С. А. Голубев.—„Двигатели Дизеля". 1931, стр. 165 —167.

НБ УДУНТ (ДПТ)

гателях низкого сжатия и в дизелях небольших мощностей до 80 — 100 лош. сил в большинстве случаев производится охлаждение лишь цилиндра и рабочей втулки, в двигателях же большей мощности устраивается еще, иногда и охлаждение поршня и выпускного клапана; нередко при этом для охлаждения поршня вместо воды применяется масло. Количество воды, расходуемой на охлаждение частей двигателя, зависит от мощности, типа и состояния двигателя, а также начальной и конечной температуры воды.

Приблизительно этот расход воды можно подсчитать теоретическим путем, безотносительно к типу и состоянию двигателя, исходя из следующих соображений.

Если обозначить через:

Q_t — количество теплоты в калориях, которые необходимо отводить от рабочих поверхностей двигателя вместе с охлаждающейся водою на одну эффективную лош. силу/час;

t_1 — начальную температуру охлаждающей воды в градусах Ц;

t_2 — конечную; " " " " "

q — расход охлаждающей воды в $л$ на 1 л. с./час;

N — мощность двигателя в л. с;

$Q_в$ — общий расход воды на охлаждение двигателя в литрах в час,

то нетрудно видеть, что

$$Q_в = q \cdot N = \frac{Q_t N}{t_2 - t_1} \; л \text{ в час.} \qquad (132)$$

Вода, подводимая к двигателю, во избежание больших ее расходов, неудовлетворительного охлаждения цилиндра и поршня должна иметь температуру t_1 не выше 30° Ц и не ниже 5° Ц, и вода, отводимая от двигателя — температуру t_2 в пределах от 50° до 60° Ц.

Что касается величины Q_t, то установлено, что:

а) расход тепла на 1 индикаторную лош. силу в час в среднем равен: [1] для двигателей низкого сжатия — 3800 кал. и для дизелей — 2200 кал., причем необходимость отвода тепла путем охлаждения достигает до 30% от всего тепла, образующегося в цилиндре двигателя;

б) механический коэффициент полезного действия двигателей низкого сжатия равен около $\eta_m = 0{,}8$ и высокого сжатия $\eta_m = 0{,}75$. Отсюда найдем, что приблизительное среднее значение Q_t для двигателей низкого сжатия будет равно: $Q_t = 3800 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}8 = 910$ кал. и для двигателей высокого сжатия (дизелей) $Q_t = 2200 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}75 \cong 500$ кал. Расходы воды на охлаждение, исчисленные по формуле (132), относятся лишь к самому двигателю, поэтому для дизелей необходимо еще учитывать расходы воды на охлаждение воздушного компрессора. принимаемые обычно в размере 10% от расходов на двигатель. Для наиболее часто встречающихся на практике случаев охлаждения двигателей, когда температура воды равна в среднем $t_1 = 10°$ и $t_2 \cong 50°$, расход ее, отнесенный на 1 эфф. лош. силу/час, выразится:

для двигателей низкого сжатия $q = \frac{910}{50 - 10} \cong 23 \; л.$

для дизелей $q = 1 \cdot 1 \frac{500}{50 - 10} \cong 14 \; л.$

При увеличении начальной температуры воды до $t_1 = 30°$ Ц расход ее увеличится в первом случае до 46 $л$ и во втором случае до 28 $л$, т. е. в 2 раза.

В среднем расход воды на охлаждение, отнесенный на 1 эфф. лош. силу/час, берут: [1] 1) для нефтяных двигателей низкого сжатия мощностью 10 — 60 лош. сил: $q = 25 - 30$ $л$ при начальной температуре воды $t_1 = 10 - 15°$ Ц; 2) для дизелей мощностью 50 — 300 лош. сил $q = 15 - 20$ $л$ при $t_1 = 10 - 15°$ Ц.

Устройство водяного охлаждения разделяется на две основных группы: 1) прямое охлаждение или охлаждение на вылив, 2) повторное охлаждение с использованием воды по несколько раз.

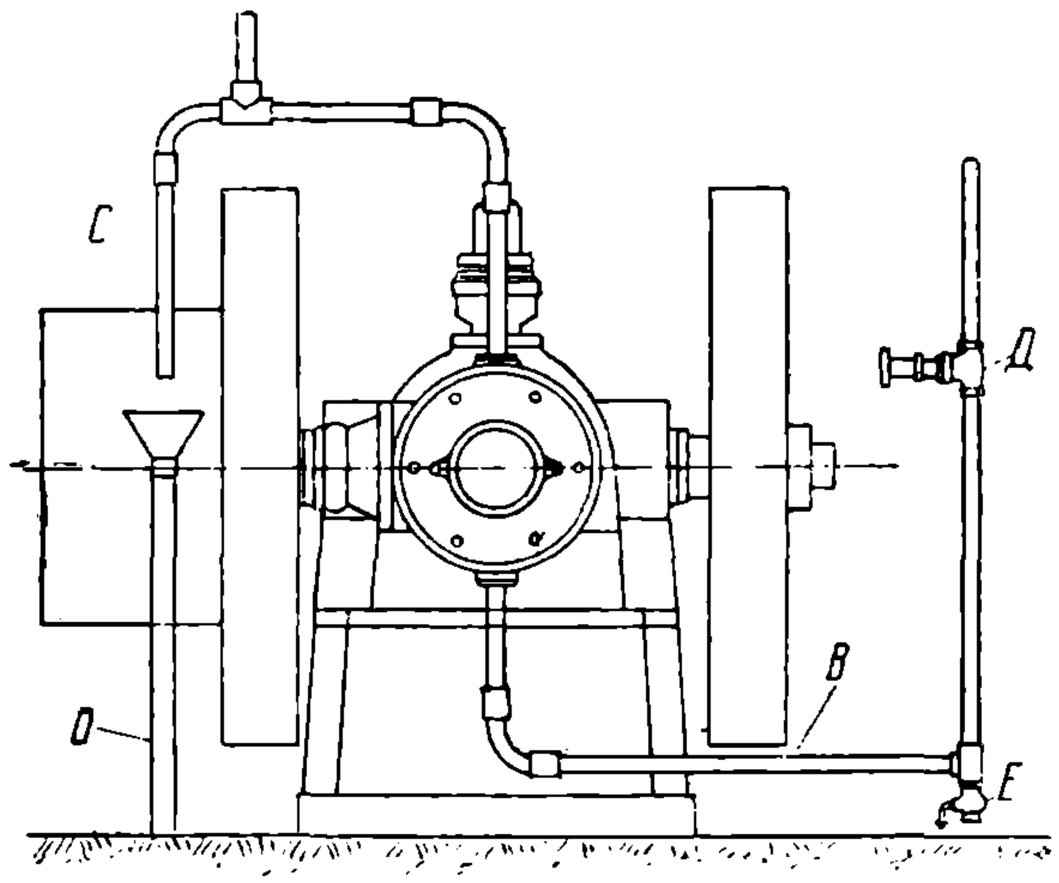
---

[1] Инж. Б. В. Кузнецов. — „Эксплоатация двигателей внутреннего сгорания", 1928 г. стр. 311.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Схема устройства охлаждения на вылив видна из фиг. 266. Вода подается в водяную рубашку двигателя по трубе *B*, соединенной с напорным трубопроводом или с водяным напорным баком.[1] Подача воды регулируется вентилем *Д*; спуск воды из двигателя производится через спускной кран *E*. Отработанная вода вытекает по трубе *C* в сливную трубу *O*, имеющую для приема воронку. Разрыв между трубой *C* и воронкой служит для удобства наблюдений за количеством вытекающей воды и ее температурой.

Достоинством системы охлаждения на вылив являются простота выполнения и надежность в работе и **недостатком**—значительный расход воды.



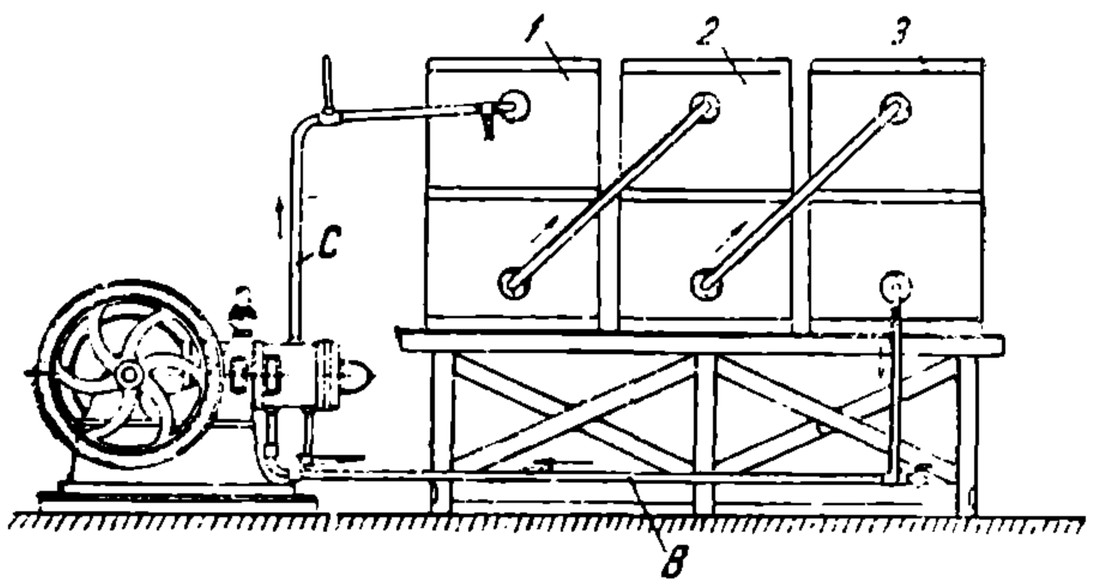
Фиг. 266. Устройство охлаждения двигателя на вылив.

Д—Задвижка на водопроводе
E—Спускной кран
B—Подводящий водопровод
O—Отводящий водопровод
O—Сливная труба

На наших железных дорогах вода на станции подается в большинстве случаев без всякой очистки, вследствие чего полная себестоимость ее, включая амортизацию, эксплоатацию и проч. расходы, сравнительно невелика (10—20 коп. за 1 *куб. м*).

Это обстоятельство, а также небольшая мощность насосных установок и, следовательно, незначительные расходы воды на охлаждение двигателей, сделали систему охлаждения на вылив наиболее распространенной на железнодорожных водопроводных насосных станциях.

Однако, при более мощных установках, ограниченности источника (или некоторых элементов водоснабжения) и при значительной себестоимости воды применение охлаждения двигателей на вылив становится уже нерациональным. В таких случаях устраивают повторное охлаждение. На фиг. 267 изображен способ охлаждения водой, автоматически циркулирующей с помощью баков. Сущность устройства системы состоит в том, что вода из бака *3* по трубке *C* поступает в рубашку двигателя, где после нагревания, отводится по трубе *C* в бак *1*. Так как уровень воды в баке *3*, вследствие забора из него воды, находится ниже уровня воды остальных баков, то вода, под действием давления водяного столба (возникшего от разности расположения уровней), перемещается из одного бака в другой в сторону бака *3* по соединяющим их трубкам.



Фиг. 267. Устройство охлаждения двигателя с применением кругооборота воды при помощи баков.

1, 2, 3—баки с охлаждающей водой
B—подводящий водопровод
C—отводящий водопровод

Благодаря тому, что жидкость с меньшим удельным весом стремится занять место выше жидкости с большим удельным весом, в каждом баке наиболее горячая вода располагается в верхней части, а более холодная, имеющая больший удельный вес, в нижней части бака. Соединяющие трубки проведены в баках так, чтобы наиболее охлажденные нижние слои воды предыдущего бака поступали в наименее охлажденные верхние слои последующего бака, чем достигается лучшее перемешивание и охлаждение жидкости.

[1] Ю. А. Вейс. — „Обращение и уход за двухтактными двигателями". 1930 г., стр. 15.

НВ УДУНТ (ДИТ)

Часть воды, идущей на охлаждение, теряется на испарение, утечку и проч., в силу чего в баки приходится периодически добавлять воду в размере около 10—30%. Баки устраиваются обычно железными в виде цилиндров с высотой, равной около 2—2,5 диаметра, и емкостью каждый не более 4—5 *куб. м.*

Баки рекомендуется устанавливать в местах, подверженных сквознякам и вне помещения, где работает двигатель. В местностях с суровым климатом баки не должны выноситься наружу, во избежание замерзания воды в них. В летнее время в жаркие дни, когда вода не успевает охлаждаться до требуемой температуры, приходится добавлять в бак соответствующее количество холодной воды, с частичным выпуском горячей из бака 1.

Потребное число и емкость баков определяются из следующих соображений. Количество избыточного тепла, содержащегося в отработанной воде, поступившей в баки из двигателя в течение часа, и добавленной свежей воде, в количестве 20%, с температурой t_3 равно

$$W_t = 0{,}8\,Q_в\,(t_2 - t_1) + 0{,}2\,Q_в\,(t_3 - t_1)\ \text{кал.} \qquad (133)$$

Это количество тепла должно быть полностью отдано окружающему воздуху через боковую и водную поверхность баков.

Обозначим через:

F — боковую поверхность охлаждения одного бака в *кв. м*;
f — поверхность охлаждения в *кв. м* одного погонного метра труб;
B — водную поверхность охлаждения одного бака в *кв. м*;
h — высоту бака в *м*;
D — диаметр бака в *м*;
n_6 — число баков, потребных для охлаждения,
κ — коэффициент теплопередачи через железную стенку от воды к воздуху на *кв. м* поверхности.

Потери тепла в час через испарение водной поверхности баков могут быть определены: [1]

$$W_1 = c\omega \cdot n_6 \left[\left(\frac{t_2+273}{100}\right)^3 - \left(\frac{t_1+273}{100}\right)^3\right]\ \text{кал.}$$

где коэффициент $c =$ от 30 до 40 и в среднем $c = 35$;

t_2 — температура поступившей воды,
t_1 — температура воздуха, равная температуре охлажденной воды;

Потери тепла в час через боковые поверхности баков:

$$W_2 = F k n_6 (t_2 - t_1)\ \text{кал.}$$

Потери тепла в час через поверхности охлаждения отводящих воду труб длиною l *м*

$$W_3 = f k l (t_2 - t_1)\ \text{кал.}$$

В данном случае коэффициент теплопередачи можно принять равным $k = 10$ калориям на 1 *кв. м* поверхности. [2]

Общий расход тепла в час

$$W_t = W_1 + W_2 + W_3 = W_{t_6}$$

или

$$W_{t_6} = c\omega\ n_6 \left[\left(\frac{t_2+273}{100}\right) - \left(\frac{t_1+273}{100}\right)^3\right] + F k n_6 (t_2 + t_1) + f k l (t_2 - t_1)$$

Принимая высоту бака $h = 2{,}5\,D$, найдем

$F = 3{,}13 \cdot Dh = 1{,}256\,h^2$ *кв. м*,

$\omega = \frac{3 \cdot 14 \cdot D^2}{4} = 0{,}1\,256\,h^2$ „

---

[1] Инж. Ф. Я. Бурче. — „Бани, души, бассейны", 1930 г., стр. 145.

[2] Инж. А. Н. Будников и инж. Ф. И. Экман. — „Местное и центральное снабжение горячей водой". 1929 г., стр. 56.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Подставляя найденные значения в последнюю формулу и произведя соответствующие преобразования, получим

$$n_6 h^2 = \frac{W_{t_в} - 10 fl (t_2 - t_1)}{0{,}1\,256\, c \left[\left(\frac{t_2 + 273}{100}\right)^3 - \left(\frac{t_1 + 273}{100}\right)^3\right] + 12{,}56\,(t_2 - t_1)} \qquad (134)$$

Задаваясь числом баков, сначала находят из формулы (134) числовое значение высоты бака h, после чего определяют его диаметр (см. пример 47).

Если принять $t_1 = 15°$:, $t_2 = 55°$; $C = 35$; $l = 20$ *м*; $d = 50$ *мм*; $f = 0{,}19$ *кв м*. на 1 пог. *м*, то формула (134) примет вид

$$n_6 h^2 = \frac{W_{t_6} - 1\,500}{552} \qquad (135)$$

Объем баков, потребный для охлаждения циркуляционной воды, может быть найден для ориентировочных подсчетов по следующей формуле: [1]

$$V_{бак} = 0{,}04 \cdot TN_{дв} \text{ куб. } м \qquad (136)$$

где T — число часов работы двигателя в сутки;

$N_{дв}$ — эффективная мощность двигателя в лош. с.

Объем баков, найденный по формуле (136), обычно дает преувеличенное значение по сравнению с формулами (134) и (135).

Циркуляционное охлаждение при помощи нескольких баков применяется для двигателей не более 30 лош. сил, так как при больших мощностях число и емкость баков настолько возрастает, что установка их получается чрезмерно громоздкой.

В таких случаях переходят к постройке охладительных башен, называемых градирнями [2] (фиг. 253), или к брызгалкам.

Пример 46. Требуется определить расход и стоимость горючего смазочного материала и воды за 3 месяца работы двух нефтяных двигателей:

1) вертикального двухцилиндрового, двухтактного двигателя завода „Мельстрой", мощностью 60 лош. сил, и

2) дизеля завода „Двигатель Революции", мощностью 70 лош. сал.

Оба двигателя работают ежедневно по 14 часов с 3 пусками за сутки и с загрузкой на 75%.

Стоимость, включая доставку:

нефти 1 *т* .	50 р. — к.
керосина 1 *л*	— „ 16 „
масла машинного 1 *кг* .	— „ 30 „
„ цилиндрового 1 *кг*	— „ 50 „
обтирочного материала	— „ 60 „
воды 1 *куб. м*	— „ 8 „

Решение.

А. Расход горючего. Расход нефти на 1 эф. л. с./час определяем по формуле (131):

$$K_р = K_0 \left(1 + \frac{m}{t}\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3\right)$$

Из таблиц 87 и 90 или кривой, указанной на фиг. 255, находим значения

$$K_0,\ \Delta_1,\ \Delta_2 \text{ и } \Delta_3.$$

Для двигателя завода „Мельстрой" $N = 60$ лош. сил.

$$K_0 = 280\ г;\ \ \Delta_1 = 8\%;\ \ \Delta_2 = 0;\ \ \Delta_3 = 14{,}3\%$$

Для дизеля $N = 70$ л. с.

$$K_0 = 200\ г;\ \ \Delta_1 = \Delta_2 = 0;\ \ \Delta_3 = 5{,}3\%$$

Полный расход нефти за три месяца работы можно определить, подставляя найденные значения в формулу (131).

1. Для двигателя завода „Мельстрой":

$$K_1 = 280 \left(1{,}0 + \frac{3 \cdot 0{,}08}{14} + 0{,}143\right) 60 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 0{,}001 = 24\,600\ кг = 24{,}6\ т.$$

---

[1] Проф. С. И. Вишняков и доц. В. В. Власов. — Школа машиниста у нефтяного двигателя, 1930 г., стр. 137.

[2] Расчет и устройство градирень и брызгалок отнесены во вторую часть книги „Железнодорожные водопроводные насосные станции". (Л. К.).

НБ УДУНТ (ДИТ)

2. Для дизеля:

$$K_2 = 200\ (1{,}0 \times 0{,}053) \cdot 70 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 0{,}001 = 18\,580\ кг = 18{,}6\ т.$$

Расход керосина, идущего на разогревание запальных шаров, будет лишь в двигателе завода „Мельстрой". Принимая расход его на 1 запальный шар равным 0,3 *л* и учитывая наличие двух запальных шаров и тройного пуска двигателя в течение суток, общий расход керосина за 3 месяца определяем

$$0{,}3 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 30 \cdot 3 = 162\ л.$$

Б. Расход смазочного материала. Расход масла на смазку и обтирочный материал находим, пользуясь данными таблицы 91-б.

1. Для двигателя завода „Мельстрой":

$$m_1 = 6 \cdot 6 \cdot 60 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 0{,}001 = 485\ кг.$$

2. Для дизеля:

Расход машинного масла на 1 эфф. л. с./час:

для двигателя N 60 л. с. — 6,6 *г*, а для $N = 100$ л. с. — 6 *г*.

Путем интерполяции находим для $N = 70$ л. с.

$$m_0 = 6{,}6 - \frac{6 \cdot 6 - 1}{100 \cdot 60}\ (70 - 60) = 6{,}45\ г.$$

Откуда расход машинного масла в течение заданного периода

$$m_2 = 6{,}45 \cdot 70 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 0{,}001 = 560\ кг.$$

Расход цилиндрового масла, принимая его в размере 25% от расхода машинного:
Для двигателя завода „Мельстрой" — 120 *г*, для дизеля — 140 *г*.
Расход обтирочного материала:
Для двигателя завода „Мельстрой": $0{,}25 \cdot 60 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 0{,}001 = 19\ кг$,
Для дизеля: $0{,}25 \cdot 70 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 0{,}001 = 21\ кг$.

В. Расход воды на охлаждение. Расход воды за три месяца на охлаждение:

1. Для двигателя завода „Мельстрой":

$$20 \cdot 60 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 0{,}001 = 1\,512\ куб.\ м.$$

2. Для дизеля:

$$15 \cdot 70 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 0{,}001 = 1\,223\ куб.\ м.$$

На основании найденных расходов и заданных цен горючего, смазочного материала и воды составлена следующая таблица расходов за 3 месяца:

№ по пор.	Наименование расходов	Двигатели 60 л. с. зав. «Мельстрой»		Дизель 70 л. с.		Общая стоимость в рубл.
		Колич.	Стоимость в рубл.	Колич.	Стоимость в рубл.	
1	Нефть *т*	24,6	1 260	18,6	930	2 190
2	Керосин *л*	162	26	—	—	26
3	Масло для смазки машин *кг*	485	146	560	168	314
4	То же—для цилиндров *кг*	120	60	140	70	130
5	Обтирочный материал *кг*	19	11	21	13	24
6	Вода *куб. м* .	1 512	121	1 323	106	227
	Итого в рубл.	—	1 624	—	1 287	2 911

Из таблицы видно, что в данном случае двигатель Дизеля $N = 70$ л. с., несмотря на превышение его мощности по сравнению с двигателем завода „Мельстрой" $N = 60$ л. с., дает экономию на горючем, смазке и охлаждении за 3 месяца работы в размере $1\,624 - 1\,287 = 337$ рублей или в год $337 \cdot 4 = 1\,348$ рублей.

Однако, в стоимости (франко-завод) между ними существует значительная разница, так как стоимость дизеля $N = 70$ л. с. равна 18 000 рублям, а двигателя завода „Мельстрой" $N = 60$ л. с.— 7 000 руб., [1] что надлежит учесть в случае выбора того или иного двигателя.

Пример 47. Определить размеры и число железных баков для охлаждения двигателя низкого сжатия мощностью $N = 30$ лош. сил при температурах: воды—до охлаждения двигателя $t_1 = 15°$, после охлаждения $t_2 = 55°$ Ц, свежей воды, добавляемой в баки $t_3 = 10°$, длине трубопровода, подводящего отработанную воду от двигателя к бакам, 20 *м*, с диаметром труб $d = 50$ *мм*.

Двигатель работает в сутки 21 час.

Решение. Количество воды, потребной на охлаждение двигателя в течение одного часа, согласно формуле (132), равно

$$Q_в = \frac{Q_t N}{t_2 - t_1} = \frac{910 \cdot 30}{55 - 15} = 682\ л\ в\ час.$$

[1] По ценам 1929—30 г.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Количество избыточного тепла, содержащегося в отработанной воде, по формуле (133)

$$W_{t_6} = W_t = 0{,}8 \cdot 682\ (55 - 15) + 0{,}2 \cdot 682\ (10 - 15) = 21\ 142 \text{ кал.}$$

Пользуясь формулой (135), найдем

$$n_3\ h^2 = \frac{W_{t_6} - 1\,500}{552} = \frac{21\,142 - 1\,500}{522} = 35{,}6 \text{ кв. м.}$$

Принимая число баков $n_6 = 5$, находим полезную высоту каждого бака

$$h = \sqrt{\frac{35{,}6}{5}} = 2{,}65 \text{ м.}$$

Полная высота каждого бака

$$H = 2{,}65 + 0{,}1 = 2{,}75 \text{ м}$$

и диаметр

$$D = \frac{265}{2{,}5} = 1{,}06 \text{ м.}$$

Если воспользуемся формулой (136), то найдем общий объем баков

$$V_6 = 0{,}04 \quad TN_{дв} = 0{,}04 \cdot 21 \cdot 30 = 25{,}2 \text{ куб. м.}$$

Откуда объем одного бака, при числе их равном 5, будет равен

$$25{,}2 : 5 = 5{,}04 \text{ куб. м.}$$

Принимая $h = 2{,}5D$, получим

$$\frac{\pi D^2}{4} h = \frac{2{,}5\ \pi \cdot D^3}{4} 5{,}04.$$

Решая данное уравнение, найдем

$$D = 1{,}37 \text{ м и } h = 2{,}5 \cdot 1{,}37 = 3{,}42 \text{ м}$$

Из сравнения найденных результатов с предыдущими видно, что формула (136) дает в данном случае весьма существенное преувеличение объема баков, чем формула (135).

§ 67. Газогенераторные установки.

Ранее, в § 58, отмечалось, что двигатели внутреннего сгорания могут работать не только на жидком топливе: нефти, керосине, бензине и пр., но и на газообразном топливе — светильном, доменном и силовом газах, получаемых из нефтяных скважин, каменного угля, антрацита и проч. **Светильный газ** добывается на специальных газовых заводах из каменного угля и идет, главным образом, для целей освещения городских улиц и хозяйственно-бытовых нужд населения (газовые плиты и проч.); из центральной станции светильный газ разводится по специальным трубопроводам к пунктам его потребления. **Доменный газ** получается как побочный продукт металлургических заводов при выплавке чугуна из руд. В доменном газе содержится много пыли, для удаления которой приходится ставить особые очистные аппараты.

Для целей железнодорожных водоснабжений светильный и доменный газы, в силу незначительного числа пунктов их добычи, к тому же часто не совпадающих с потребностями в них в данном месте, особого значения не имеют.

Силовой или генераторный газ добывается специально для двигателей в особых шахтных печах, называемых **(газогенераторами)**, путем пропуска одного воздуха или смеси воздуха и водяного пара (или воды) через слой раскаленного горючего. При этом в качестве топлива могут быть использованы: каменный уголь, антрацит, дрова, торф и проч.

Получение газа путем перевода твердого топлива в газообразное осуществляется двумя основными методами: так называемым **сухим,** когда к топливу подводится только воздух, **и мокрым,** когда к топливу подводится смесь воздуха с водяным паром и водой. Уравнения химических реакций, происходящих в этот момент в газогенераторах, и отнесенные к килограм-молекуле углерода, сводятся к следующим: [1]

а) для сухого процесса:

$$C + O_2 = CO_2 + 97640 \text{ кал.} \quad (137)$$

$$C + 0{,}5\ O_2 = CO + 29440 \text{ кал.} \quad (138)$$

$$C + CO_2 = CO - 38760 \text{ кал.} \quad (139)$$

[1] В. Ю. Гиттис. — „Транспортные газогенераторы", 1931 г., стр. 14.

НБ УДУНТ (ДИТ)

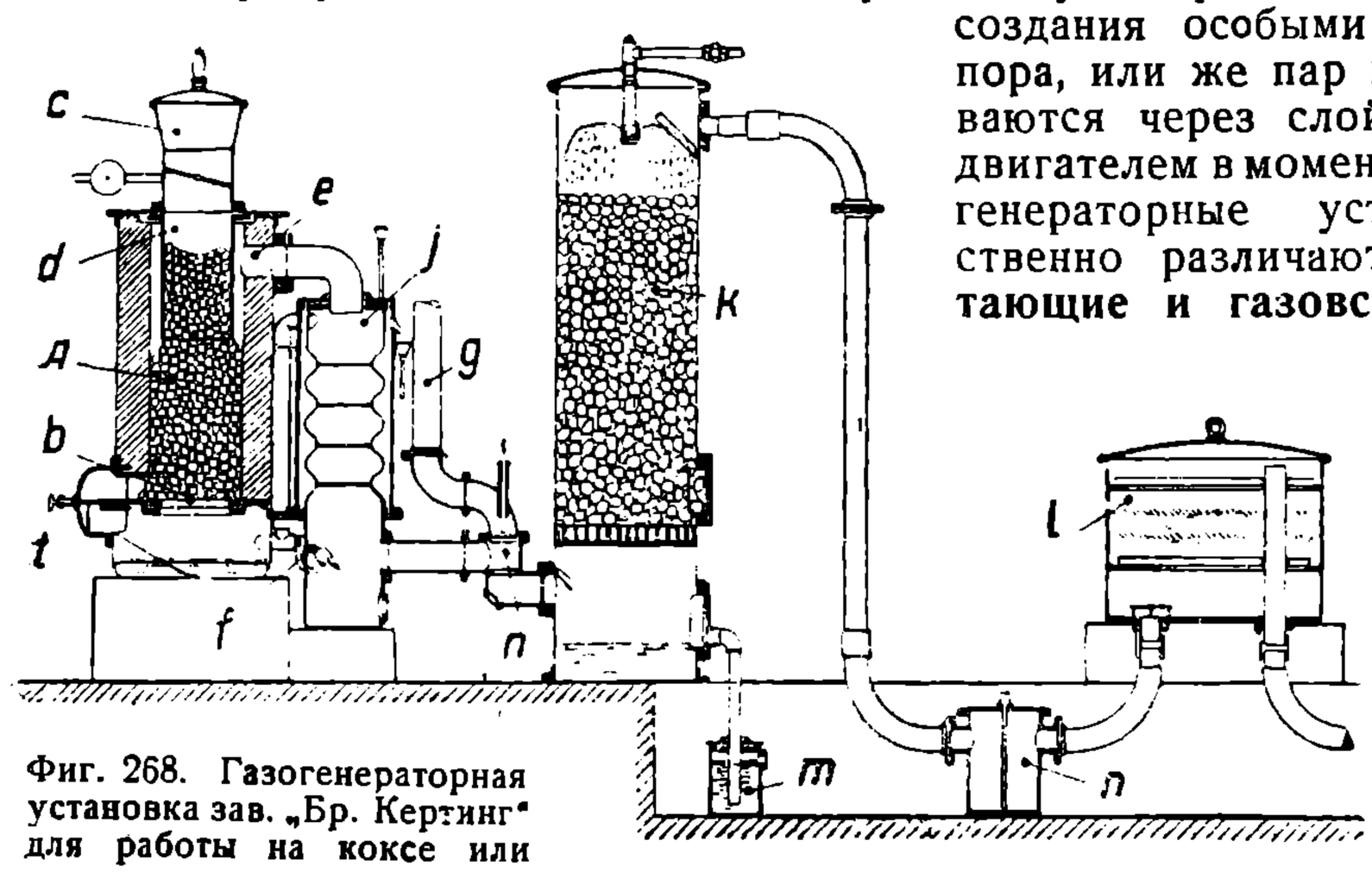
б) для мокрого процесса:

$$C + 2H_2O = CO_2 + 2H_2 - 37800 \text{ кал.} \quad (140)$$
$$C + H_2O = CO + H_2 - 27920 \quad „ \quad (141)$$
$$CO + H_2O = CO + H_2 - 10840 \quad „ \quad (142)$$
$$H_2 + 0{,}5\ O_2 = H_2O + 57360 \quad „ \quad (143)$$

Если вместо пара вводится вода, то в формулах (141) и (142) отнимается не 27920 и 10840 кал., а соответственно 38640 и 0 кал.

Следует отметить, что в настоящее время правильность уравнения реакции (138), т. е. возможность непосредственного образования окиси углерода, оспаривается и в противовес выдвигается теория о том, что окись углерода получается только путем восстановления углекислоты, образуемой по уравнению (137), согласно уравнения (139) в зоне восстановления [1].

Практическое осуществление указанных выше химических реакций выполняется с помощью так называемых **газогенераторных установок.** В зависимости от того, пропускается ли водяной пар и воздух через слой горючего, путем создания особыми устройствами напора, или же пар и воздух присасываются через слой горючего самим двигателем в момент всасывания, газогенераторные установки соответственно различаются на **газонагнетающие и газовсасывающие** установки, из которых последние пользуются на практике наибольшим распространением.



Фиг. 268. Газогенераторная установка зав. „Бр. Кертинг" для работы на коксе или антраците.

A—Генератор
J—Испаритель
K—Скруббер
L—Очиститель
b—Колосниковая решетка
t—Дверки
d—Металлический цилиндр
c—Воронка для топлива
m—Горшок с сифоном
n—Водяной горшок

В настоящее время имеется значительное количество типов и конструкций газогенераторных установок, как-то: [2] завода „Бр. Кертинг", фирмы „Рустан Проктор и Ко" и др., для работы на угле; Дейтца, Мюллера, проф. Ижевского и др. — для работы на торфе, дровах и т. п.; газогенераторы для автотранспорта: проф. В. С. Наумова, заводов Рено, Пежо и проч. [3]. В качестве примера, на фиг. 268 приведена газовсасывающая установка Ганноверского завода Бр. Кертинг, работающая на коксе или антраците [3]

Установка состоит из генератора *A*, **испарителя** *I*, мокрого очистителя или иначе **скруббера** *K* и **сухого** или **опилочного очистителя** *L*.

Генератор представляет собой цилиндрическую шахтную печь, выложенную изнутри огнеупорным кирпичом и закрытую со всех сторон железным кожухом; в нижней части печи расположена колосниковая решетка *b*. Топка снабжена герметически закрывающимися дверками *t*. Сверху во внутрь генератора вставлен металлический цилиндр *d* с воронкой *C*, имеющей двойной запор, не допускающий проникновения в генератор излишнего воздуха. **Испаритель** *I* состоит из металлического цилиндра, внутрь которого вставлен вто-

---

[1] Проф. В. Ю. Гиттис.

[2] Проф. В. С. Наумов — „Машиноведение", ч. II 1932 г., стр. 369–383.
С. И. Декаленков. — Газогенераторные установки, 1932 г.

[3] Инж. Зейферт Франц. — „Конструкция и расчет двигателей внутреннего сгорания". 1929 г. стр. 70.
Проф. Грибов. — 1926 г., стр. 72.
А. В. Якутович и И. П. Шульгин. — „Памятка машиниста двигателей внутреннего сгорания". 1931 г., стр. 22.

НБ УДУНТ (ДПТ)

рой цилиндр с волнистыми стенками; газ проходит внутри, а вода между стенками их. **Скруббер** *K* устроен в виде железного вертикального резервуара, заполненного в средней части коксом или антрацитом; сверху скруббера подводится по трубке вода, разбрызгивающаяся через отверстия или сетку. Вода, непрерывно омывая кокс, стекает вниз, откуда поступает в сливной сифон *m*. Очиститель представляет собою металлический цилиндр, внутри которого расположены два ряда дренажного пола, поддерживающего опилки, мелкие древесные стружки, кокс или растительный мох. При содержании в топливе серы в очиститель прибавляются железные стружки и известь, поглощающие примеси серных паров. Цель применения очистителя — очистка газа от пыли и осушка.

Действие установки состоит в следующем. Генератор *A* через воронку *C* загружается топливом. Для растопки, на колосники забрасывается сначала легковоспламеняющееся топливо, как-то: древесные стружки, щепа, дрова и небольшое количество основного топлива, и по мере нагревания, прибавляется основное топливо до тех пор, пока не получится нормальная высота загрузки. Для ускорения растопки при топке ставится вентилятор.

Образующийся в генераторе от сгорания топлива газ поступает по трубе *e* в испаритель *I* и нагревает окружающую испаритель воду, образуя пар.

Воздух, необходимый для горения, засасывается путем разряжения, создаваемого поршнем двигателя во время своего всасывающего хода.

Поступление наружного воздуха во внутрь газогенераторной установки происходит через водяную рубашку испарителя, пройдя которую он насыщается водяным паром, после чего подводится трубкой *Г* под колосниковую решетку генератора.

Смесь воздуха и водяного пара, проходя через горючее, увеличивает содержание водорода в газе. В момент растопки генератора газ с помощью переводного клапана *H* выпускается через трубку *g* в атмосферу. Пройдя испаритель, газ поступает в скруббер, где, поднимаясь снизу вверх навстречу стекающей воде, охлаждается и очищается от золы и сажи. Вода из скруббера стекает в сливной сифон *m*, а газ, пройдя через водяной горшок *n* и оставляя там захваченную в скруббере воду, направляется в сухой очиститель *L*, где окончательно очищается от пыли и высушивается. Из очистителя газ поступает по всасывающей трубе в цилиндр газового двигателя.

Химический процесс образования газа сводится к следующему: смесь воздуха и пара, т. е. $O_2 + N_2 + H_2O$ под влиянием высокой температуры горящего антрацита разлагается на свои составные части: кислород и водород. Полученный кислород идет на поддержание горения антрацита, образуя CO и CO_2. В конечном результате получается, вместе с водородом, силовой или генераторный газ (иначе газ Даусона) следующего среднего состава:

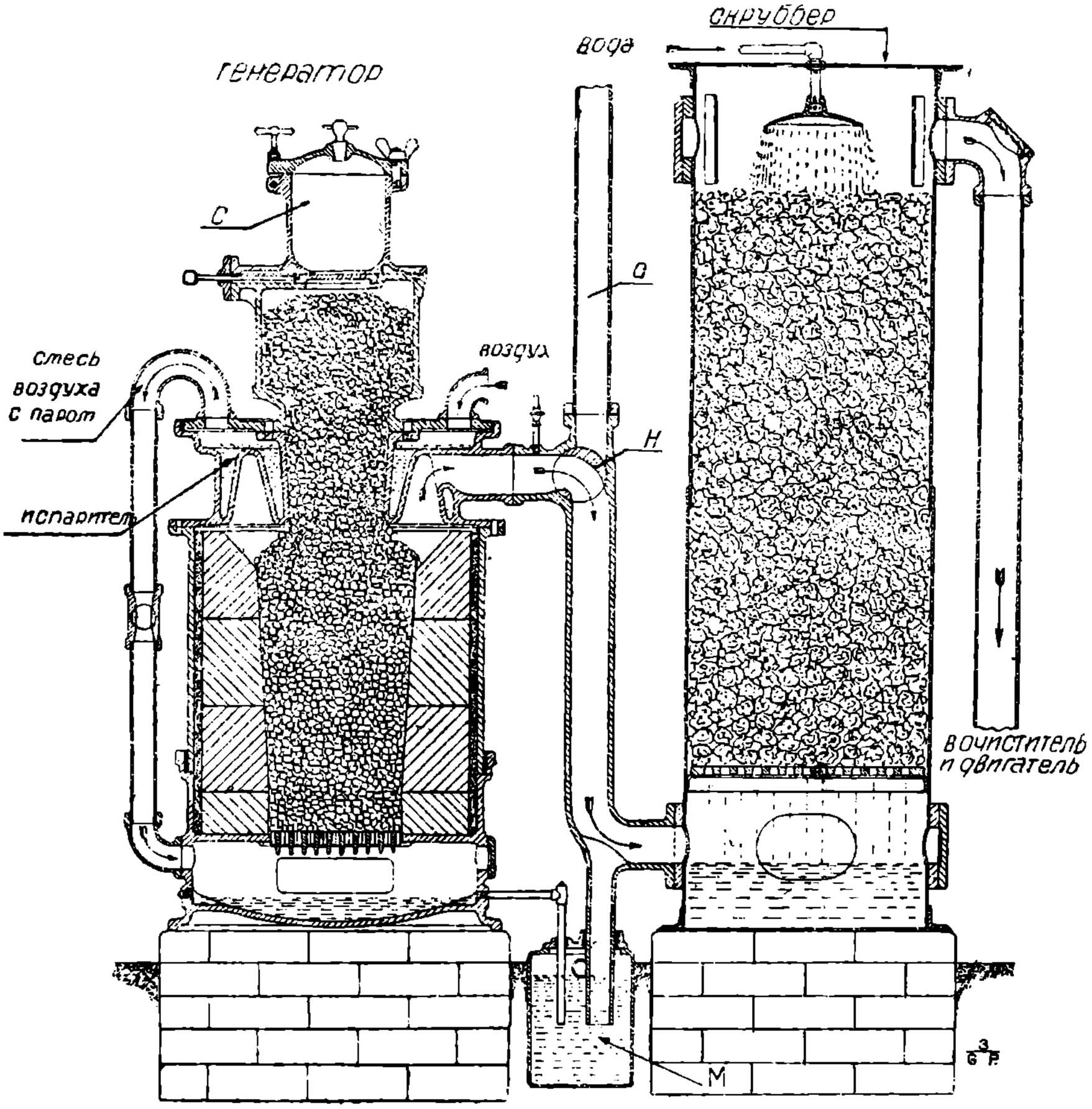
окиси углерода CO	26%
водорода H .	18%
углекислоты CO_2 .	7%
разных углеводородов	2%
азота N	47%

Теплотворная способность генераторного газа в среднем равна $W_p^n = 1300$ кал. на *куб. м.* Составляющие H, N, CO и CO_2 образуют 3 главнейших части силового газа CO, CH_4 и H. Окись углерода CO медленно перемешивается с воздухом и дает медленное горение; она весьма вредна для человека и животных. Метан CH_4, смешиваясь с кислородом или воздухом, дает сильный взрыв: водород H быстро перемешивается с другими газами и быстро горит. Излишнее содержание водорода в силовом газе вызывает преждевременные вспышки и выстрелы, а преуменьшенное содержание — плохое горение смеси.

На фиг. 269 и 270 изображены разрез и внешний вид газогенераторного аппарата английской фирмы Рустон Проктор и К°, отличающегося своей компактностью.

Буквенное обозначение отдельных частей установки имеет то же значение, что и на фиг. 268. Испаритель устроен в виде кольцевого сосуда, охватывающего генератор. Сбоку генератора укреплен ручной вентилятор для предварительной растопки и продувки скопившегося газа. Загрузка печи топли-

НБ УГЛНТ (ДГТ)



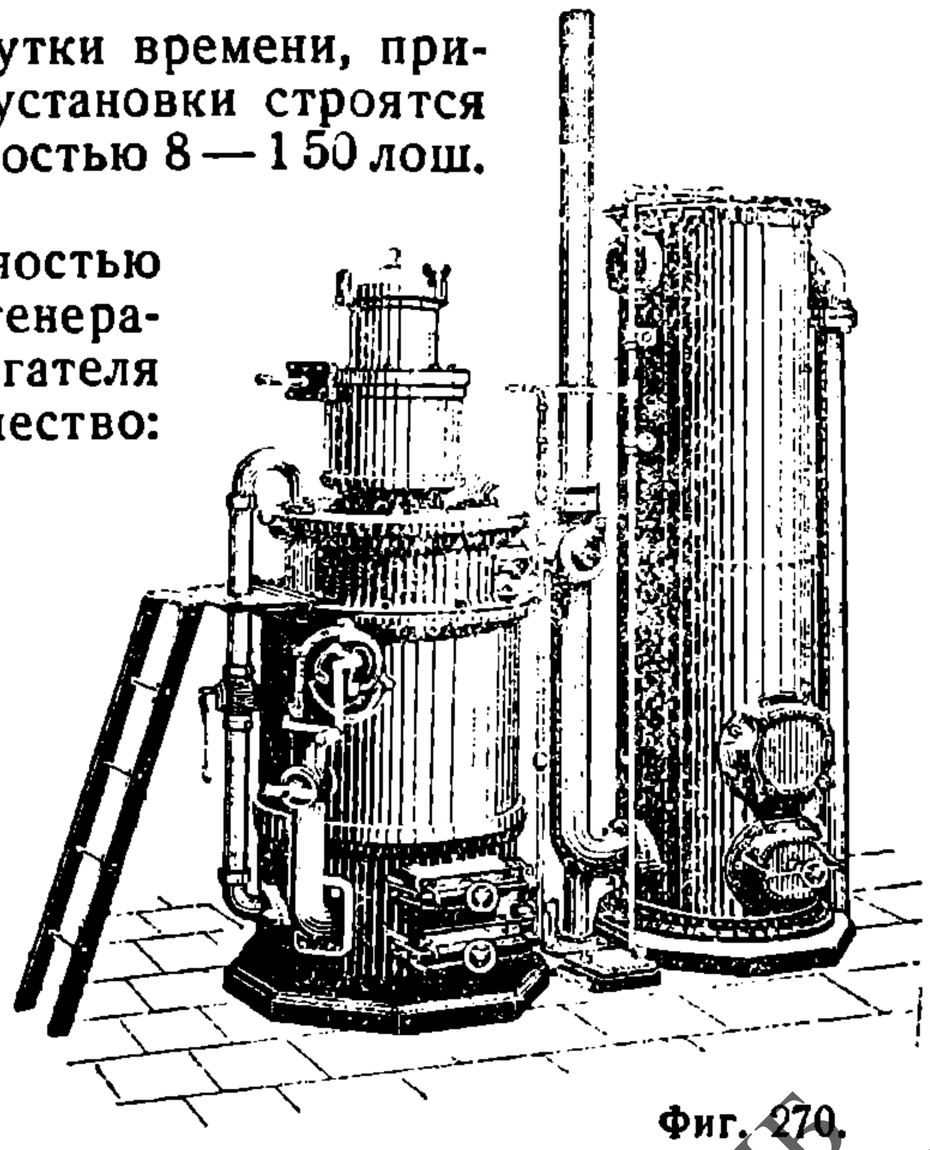
Фиг. 269.

вом производится регулярно через промежутки времени, примерно, от 1 до 4 часов. Газогенераторные установки строятся фирмой для обслуживания двигателей мощностью 8 — 150 лош. сил и выше.

Расход антрацита, теплопроизводительностью 8000 кал. *кг*, составляет в час на всю газогенераторную установку при полной нагрузке двигателя по данным фирмы „Рустон“ следующее количество:

Мощность двигателя в л. с.	8	16	25	40	70	100	150
Парадный расход топлива за 1 час в *кг* . .	5,6	9,6	14,4	21,0	39,0	48	64

По данным проф. И. В. Грибова, газогенераторные двигатели расходуют в среднем:[1] антрацита от 0,8 до 1 *кг* на 1 лош. силу в час, отбросов древесины с влажностью 25%—около 2 *кг* на 1 лош. силу в час и торфа, влажностью 24%,—1,5 *кг* на 1 л. с. в час.



Фиг. 270.

Фиг. 269—270. Газогенераторная установка фирмы „Рустон Проктор и К°“ (Англия).

[1] Проф. И. В. Грибов, 1926 г., стр. 81, 146.

НБ УДУНТ (ДНТ)

НКПСом для газогенераторных двигателей при полной их нагрузке установлены следующие расходы топлива теплотворной способностью в 7 000 кал. *кг*:[1]

Для двигателей	до	20	л. с.	на	1	эффект.	л. с./час.	0,65	*кг*
„	от 21 до	50	„	„	1	„	„ „	0,58	„
„	„ 51 „	100	„	„	1		„ „	0,50	„
„ „	свыше „	101	„	„	1		„ „ „	0,45	„

Указанный расход топлива в зависимости от теплоты нагрузки двигателя повышается

при степени нагрузки в	75%	на	15%
„ „ „	„ 50%	„	30%
„ „	„ 25%		50%

По данным проф. В. С. Наумова [2], расход топлива на 1 л. с./1 час газогенераторных установок при полной нагрузке в среднем равен:

при работе на	антраците	от	0,38	до	0,42	*кг*.
„ „	каменном угле	„	0,40	„	0,50	„
„ „ „	буром угле	„	0,80	„	1,20	„
„ „ „	дровах и торфе	„	1,20	„	1,50	„

Термический коэффициент полезного действия насосно-газогенераторной установки (включая двигатель и насос) равен около $\eta_t = 6 - 15\%$. Сравнивая газогенераторную установку с нефтемоторной и паровой в отношении термического коэффициента полезного действия, видим, что она по сравнению с паровой (§ 54) имеет термический коэффициент полезного действия выше, примерно, в 4 — 8 раз и по сравнению с нефтемоторной ниже в 2 — 3 раза, т. е. по экономичности, в отношении использования теплоты сгораемого топлива, является промежуточной между паровыми и нефтемоторными установками.

Газогенераторные установки на наших железнодорожных водоснабжениях не получили распространения в силу ряда причин, как то: наличие дешевого твердого и жидкого топлив, отсутствие отечественного изготовления установок данного типа и боязнь сложности самих установок. В настоящее время в связи с громадным ростом потребления топлива, стремлением всемерно повысить коэффициент полезного действия аггрегатов (т. е. уменьшить удельный расход топлива), есть все основания полагать, что вопрос о применении газогенераторных установок для обслуживания жел.-дор. водопроводных насосных станций рано или поздно обратит на себя должное внимание при замене мало экономичного парового оборудования на более экономичное и могущее к тому же, как и паровые установки, работать на местном топливе.

ОТДЕЛ VIII

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

§ 68. Общие понятия. Классификация электродвигателей.

Опытами установлено следующее: 1) если в постоянном или переменном по величине магнитном поле, т. е. пространстве, в котором существуют постоянные или переменные магнитные силы, перемещать любой проводник непараллельно направлению этих сил или оставить его в покое, меняя при этом направление магнитных сил так, чтобы оно не совпадало с направлением проводника, то в этом проводнике будет возбуждаться электрический ток, называемый индукционным током; 2) если через любой проводник пропускать переменный по величине электрический ток, то вокруг данного проводника возникнет магнитное поле с переменными по величине магнитными силами; 3) если через два, ничем не связанных между собой, проводника пропускать электрический ток, то проводники будут притягиваться или отталкиваться один от другого в зависимости от взаимного направления (одинакового или

[1] Приказ НКПС от 30 сентября 1930 г. за № 1787.
[2] Проф. В. С. Наумов. — Машиноведение. Ч. II — 1932 г., стр. 355.

НБ УДУНТ (ДИТ)

противоположного) действия магнитных сил, появляющихся вокруг каждого из этих проводников.

На отмеченных взаимодействиях электродвижущих сил и магнитных полей основана работа электрических машин, причем, в зависимости от характера и способа осуществления этого взаимодействия, машины разделяются на 3 основные группы: 1) **генераторы**, в которых происходит превращение механической энергии в электрическую благодаря тому, что одна из систем проводников (обмоток) включается на напряжение, а другая в это время приводится во вращение от двигателя, отчего в последней, согласно указанному выше, появляется (индуктируется) ток; 2) **электродвигатели**, в которых происходит превращение электрической энергии в механическую, в силу того, что или обе системы проводников (обмоток) включаются на напряжение или только одна, причем другая (при переменном токе) замыкается на-коротко, с пропуском по каждой из них электрического тока, вызывающего, согласно изложенному выше, появление магнитных сил, взаимное их отталкивание и в конечном итоге — вращательное движение проводников; 3) **трансформаторы и одноякорные преобразователи** (умформеры), в которых одна система проводников включается на напряжение переменного тока, а другая на сопротивления, отчего после пуска тока по этим проводникам происходит превращение одного напряжения тока в другое или одного рода электрической энергии в другой, отличающийся от первого или по величине напряжения или по характеру тока; при этом проводники, соответственно, или остаются в покое (трансформаторы), или приходят во вращение (умформеры).

Электрический ток, участвующий в работе упомянутых машин, делится на: **постоянный**, который при постоянстве сопротивления в цепи проводников не меняется во времени ни по величине, ни по направлению, и **переменный**, который при постоянстве сопротивления меняется по определенному закону во времени и по величине и по направлению, т. е. является периодической функцией от времени. В переменном токе половинное число перемен направления тока в секунду называют **числом периодов тока** и ординарное число перемен в секунду — **частотой тока**. Кроме того, постоянный и переменный токи разделяются по напряжению на токи **высокого и низкого напряжения**. Как известно, за единицу электрического напряжения (потенциала) принимается **1 вольт** (V), представляющий собой разность напряжений (потенциалов), необходимую на концах проводника с сопротивлением в 1 ом, для производства в нем тока силою в 1 ампер, где: **ом** (Ω) — единица электрического сопротивления, равная сопротивлению столба ртути высотою 106,3 *см* и сечением 1 $мм^2$ при 0°Ц, и **ампер** (A) — единица силы электрического тока, равная силе тока, выделяющего в 1 секунду из раствора серебряной соли (азотнокислого серебра, ляписа) 1,118 *мг* серебра. В электротехнике **низким напряжением** называют напряжение неопасное в нормальных условиях для жизни человека, т. е. не превышающие 250 вольт, и **высоким напряжением** — опасное в нормальных условиях для жизни человека, т. е. начиная с 500 вольт и выше.

В последнее время введено напряжение в 380 вольт, являющееся в условиях установки промежуточным между низким и высоким напряжением и могущее в отдельных случаях быть отнесенным к тому или иному из них. [1] Соответственно упомянутым делениям тока электрические машины делятся на машины постоянного и переменного тока, машины высокого и низкого напряжения. Машины переменного тока, кроме того, делятся еще и по числу фаз обмотки, т. е. числу отдельных частей секционированной обмотки сдвинутых друг против друга на $\frac{360°}{n}$ градусов, где 360° — число градусов, приходящееся на двойное полюсное деление, а n — число фаз; согласно упомянутому делению, машины различаются на однофазные, двухфазные, трехфазные и шестифазные.

В дальнейшем нами будут рассматриваться только машины низкого напряжения постоянного и трехфазного токов, как имеющие почти исключительное применение в ж.-д. водоснабжениях, тем более, что машины высокого

---

[1] Инж. С. А. Кабанов. — „Монтаж электрических машин и ремонт их". 1932 г., стр. 3.

НБ УДУНТ (ДИТ)

напряжения строятся в СССР большей частью начиная с больших мощностей, которые обычно не употребляются для нужд жел.-дор. водоснабжений.

Как известно, за единицу электрической мощности принимают мощность, создаваемую током силою в 1 ампер, при разности потенциалов в один вольт, и называемую ваттом или иногда вольт-ампером. Большие мощности измеряют обычно киловаттом (*kW*), равным 1 000 ватт.

Из электротехники известно, что электрическая мощность равна:

а) при постоянном токе, силой в 1 ампер и напряжением E вольт

$$N_i = EI \text{ ватт} = 0{,}001\, EI kW$$

б) при трехфазном токе

$$N_i = \sqrt{3}\, EI \cos\varphi \text{ ватт},$$

где φ есть угол сдвига фазы тока от фазы напряжения, происходящий от индуктивного сопротивления самой машины и включенных в сеть потребителей электрической энергии.

Произведение мощности на время является электрической энергией. За единицу измерения электрической энергии принимают произведение 1 ватта на 1 секунду, называемое вольт-ампер-секундой, ватт-секундой или джоулем. Ученый Джоуль нашел, что 1 ватт-секунда, или 1 джоуль электрической энергии, выделяет 0,00024 больших калорий теплоты. Ранее отмечалось, что 1 большая калория эквивалентна 427 *кгм*. Следовательно,

$$1 \text{ джоуль} = 0{,}00024 \times 427 \text{ кгм} = \frac{1}{9{,}81} \text{ кгм}$$

или 1 *кгм* = 9,81 джоуля.

Таким образом, 1 л. с. = 75 *кгм*/сек. = 736 джоулям = 736 ватт-сек. = = 0,736 *kW* или обратно: 1 *kW* = 1,36 л. с.

На практике обычно пользуются не ватт-секундой, которая мала а ватт-часом или киловатт-часом (сокращенно *kWh*). 1 *kWk* = 1 000 ватт-час = 1 000 ватт в течение часа.

Электродвигатель или динамомашина, для приведения которых в действие была затрачена мощность N_i *kW* = 1,36 N_i л. с., выполнит работу в размере лишь $N_e < N_i$, так как разность $N_i - N_e$ уйдет на преодоление разного рода сопротивлений внутри электродвигателя или динамомашины.

Отношение

$$\eta_д = \frac{N_e}{N_i}$$

является коэффициентом полезного действия электродвигателя или динамомашины.

Мощность электродвигателя, приводящего в действие водяной насос с помощью ременной или зубчатой передачи, согласно указанному ранее в § 5, равна

$$N_э = \frac{\gamma Q_c H_г}{75 \cdot 60\, \eta_н \cdot \eta_р} \text{ л. с.}$$

где:

Q_c — подача насоса в *куб. м* в минуту;
$H_г$ — полный напор в *м*;
$\eta_н$ — коэффициент полезного действия насоса;
$\eta_р$ — „ „ механической передачи энергии (ременной или зубчатой);
$\gamma = 1000$ *кг*.

Следовательно, электрическая мощность, расходуемая электродвигателем, приводящим в действие насос, включая наружную проводку, или эффективная мощность динамомашины, будет равна:

НБ УДУНТ (ДПТ)

а) при постоянном токе

$$N_{\text{дин}} = 0{,}001\ EI = \frac{0{,}736\ (1+m)\ \gamma\ Q_e\ H_г}{75 \cdot 60\ \eta_н\ \eta_р\ \eta_э} = \frac{(1+m)\ N_э}{\eta_э}\ kW \qquad (144)$$

б) при трехфазном токе

$$N_{\text{дин}} = 0{,}001 \sqrt{3}\ EI \cos\varphi = \frac{(1+m)\ N_э}{\eta_э}\ kW \qquad (144^1)$$

где

$\eta_э$ — коэффициент полезного действия электродвигателя;

m — потери электроэнергии во внешней питательной проводке и измерительных приборах, выраженные в процентах от общей мощности.

Мощность двигателя, приводящего в действие с помощью ременной передачи упомянутую выше динамомашину, определится:

а) при постоянном токе:

$$N_{\text{двиг}} = \frac{0{,}001\ EI}{\eta_{\text{дин}} \times \eta_р} = \frac{N_{\text{дин}}}{\eta_{\text{дин}} \times \eta_р}\ kW = \frac{1{,}36\ N_{\text{дин}}}{\eta_{\text{дин}} \times \eta_р}\ \text{л. с.} \qquad (145)$$

б) при переменном токе

$$N_{\text{двиг}} = \frac{0{,}001\ \sqrt{3}\ EI \cos\varphi}{\eta_{\text{дин}} \times \eta_р} = \frac{N_{\text{дин}}}{\eta_{\text{дин}} \times \eta_р}\ kW = \frac{1{,}36\ N_{\text{дин}}}{\eta_{\text{дин}} \times \eta_р}\ \text{л. с.} \qquad (145^1)$$

Здесь:

$\eta_р$ — коэффициент полезного действия ременной передачи;

$\eta_{\text{дин}}$ — динамомашины.

Если обозначить через $\eta_c = \frac{1}{1+m}$ — коэффициент сопротивления внешней электросети (включая сопротивление электроприборов), то из приведенных выше формул можно видеть, что количество электроэнергии, расходуемой на приведение в действие электронасосной установки, равно:

а) при постоянном токе

$$0{,}001\ EJ = \frac{N_э}{\eta_э\ \eta_c} = \frac{0{,}736\ \gamma\ Q_e\ H_г}{75 \cdot 60 \cdot \eta_н \cdot \eta_р \cdot \eta_э \cdot \eta_c}, \qquad (146)$$

б) при трехфазном токе

$$0{,}00173\ EJ = \frac{N_э}{\eta_э \cdot \eta_c \cos\varphi} = \frac{0{,}736\ \gamma\ Q_e\ H_г}{75 \cdot 60 \cdot \eta_н \cdot \eta_р \cdot \eta_э \cdot \eta_c \cos\varphi}, \qquad (146')$$

На практике величину напряжения E и силу тока J определяют с помощью специальных электроизмерительных приборов — вольтметра и амперметра. При трехфазном токе величину $\cos\varphi$ находят или путем деления показаний станционного ваттметра (W) на произведение линейных значений напряжения, силы тока и $\sqrt{3}$ по формуле

$$\cos\varphi = \frac{W}{EI\sqrt{3}} = \frac{W}{1{,}73\ EI} \qquad (147)$$

или с помощью специального прибора — фазометра, причем и в последнем случае рекомендуется все же определять $\cos\varphi$ по первому способу, т. е. по формуле (146), как являющемуся более точным и надежным. [1]

Значение $\cos\varphi$ колеблется, в зависимости от степени нагрузки и конструкции машины, в весьма широких пределах от 0,4 до 1,0, уменьшаясь с уменьшением степени нагрузки и увеличиваясь с увеличением ее. Коэффициент полезного действия насосов и механических передач выбирается по способам, указанным в отделах I, II, III и IX.

Что касается потерь энергии на сопротивления в наружной сети (m), то она в зависимости от длины, сечения и материала линии передач, а также

---

[1] Приказ НКПС № 1787 $\frac{\text{МЧИ}}{3}$ от 30 сентября 1930 г., стр. 9.

НБ УДУНТ (ДИТ)

рода и мощности электрического тока, может быть найдена по следующим формулам электротехники. [1]

Потеря напряжения в питательных проводах при:

а) постоянном токе

$$V = I\rho\frac{2l}{F} \text{ вольт;}$$

б) при трехфазном токе и безиндукционной нагрузке (напр., для ламп)

$$V = I\rho\ \frac{l}{F} \text{ вольт;}$$

в) при трехфазном токе для нагрузки с самоиндукцией

$$V = \rho\frac{lN_э}{EF\cos\varphi}$$

или по формуле Доливо-Добровольского

$$F = \frac{1{,}75\,lN}{mE^2\cos^2\varphi} \text{ кв. мм.,}$$

где:

N — потребляемая электродвигателем энергия (возле электродвигателя),

m — потери электроэнергии на сопротивления в процентах от N;

I — сила тока в амперах, ρ — удельное сопротивление, l — одинарная длина проводов в *м*, F — сечение проводов в *кв. мм.*

Отыскав потери напряжения в проводах, находят сначала соответствующую им потерю электрической мощности по формулам, приведенным в начале данного § 68, а затем уже по ним вычисляют значение m.

Потери напряжения в линиях допускаются следующие:

На главных линиях . { в осветительной сети $m = 2 - 3\%$; в силовой сети . . . „ $= 5 - 12$ „

В распределительных проводах { в осветительной сети $m = 1 - 2\%$; в силовой сети . „ $= 2 - 5$ „

В тех случаях, когда динамомашины располагаются внутри насосной станции, т. е. недалеко от электронасоса, потери энергии в питательных проводах и измерительных приборах будут равны, примерно, 2—3% от мощности, потребляемой электронасосом, т. е. $m = 0{,}02 - 0{,}03$ или $\eta_c = 0{,}98 - 0{,}97$.

Средние значения коэффициента полезного действия электродвигателей и динамомашин постоянного и переменного токов по данным НКПСа [2] указаны в таблице 94.

ТАБЛИЦА 94 [2]

Средние значения коэффициентов полезного действия электродвигателей и генераторов в зависимости от мощности и степени нагрузки их при переменном и постоянном токе

Мощность *kW*	Степень нагрузки в процентах			
	100	75	50	25
	Коэффиц. полезн. действия ($\eta_э$)			
10	0,86	0,85	0,80	0,70
20	0,88	0,87	0,83	0,74
30	0,89	0,88	0,86	0,78
40	0,90	0,89	0,87	0,80
50	0,90	0,90	0,88	0,82
75	0,91	0,90	0,89	0,84
100	0,92	0,91	0,90	0,85
200	0,92	0,92	0,91	0,86
500	0,93	0,93	0,92	0,88

[1] И. В. Рабчинский. — „Электромонтер". 1932 г., стр. 292.

[2] Приказ НКПС от 30 сентября 1930 г. № 1787 $\frac{\text{МЧИ}}{3}$ — „О введении новых норм расхода топлива стационарными силовыми установками", стр. 8.

НБ УДУНТ (ДПТ)

В таблице 95 приведены изменения $\cos\varphi$ и $\eta_э$ ассинхронных электродвигателей трехфазного тока в зависимости от изменения нагрузки мотора [1].

Таблица 95

Мощность мотора в *kW*	Степень нагрузки в процентах от полной			
	100	75	50	25
I. Изменения коэффициента полезного действия мотора ($\eta_э$)				
от 1 до 3 *kW* .	0,79—0,82	0,79—0,82	0,77—0,81	0,67—0,72
„ 4 „ 10 .	0,83—0,86	0,83—0,86	0,82—0,85	0,73—0,77
„ 20 „ 50 .	0,87—0,90	0,87—0,90	0,86—0,89	0,79—0,83
„ 75 „ 500 .	0,91—0,94	0,91—0,94	0,90—0,93	0,85—0,88
II. Изменения $\cos\varphi$				
от 1 до 10 *kW*	0,76—0,80	0,70—0,76	0,60—0,67	0,40—0,47
„ 20 „ 50 „ .	0,81—0,86	0,77—0,84	0,68—0,77	0,48—0,58
„ 75 „ 500 „ .	0,87—0,91	0,85—0,90	0,78—0,87	0,60—0,74

Имея ввиду случайные, неподдающиеся учету, перегрузки, мощность электродвигателей, динамомашин и двигателей следует увеличить против мощностей, исчисленных по формулам (144—145), на величину, указанную ранее в § 20 (в пояснении к таблице 34).

Пример 48. Центробежный насос $Q_е = 1\,700$ *л*/мин. и $H_г = 75$ *м* приводится в действие электродвигателем трехфазного тока непосредственно через упругую муфту. Ток вырабатывается динамомашиной, приводящейся в действие с помощью ременной передачи от нефтяного двигателя. Вся установка расположена в одном здании и работает в сутки в среднем по 16 часов. Требуется определить потребную мощность электродвигателя и динамомашины и расход электроэнергии на данную установку в год.

Решение. Принимая коэффициент полезного действия насоса $\eta_н = 0,65$, находим мощность электродвигателя

$$N'_э = \frac{0,736 \cdot 1\,700 \cdot 75}{75 \cdot 60 \cdot 0,65} = 32,2 \ kW$$

В действительности же, имея в виду возможные перегрузки, мощность электродвигателя должна быть равной не менее

$$N_{эл} = 1,1 \cdot 32,2 = 35,4 \ kW$$

Предположим, что выбранный из ближайших стандартов, изготовляемых нашими заводами, электродвигатель будет иметь мощность 40 *kW*. При данных условиях этот электродвигатель будет работать с нагрузкой в

$$\frac{32,2 \cdot 100}{40} = 86\%,$$

при которой коэффициент полезного действия, согласно таблице 94, будет равен $\eta_э = 0,89$ и $\cos\varphi = 0,89$. Принимая потери энергии в проводке и измерительных приборах равными $m = 3\%$ мощность динамомашины находим из формулы (144[1])

$$N_{дин} = 1,1\ (1 + 0,03)\ \frac{32,2}{0,89.0,89} = 46 \ kW.$$

Принимая коэффициент полезного действия ременной передачи $\eta_р = 0,95$ и динамомашины (найденный тем же путем, что и для электродвигателя) $\eta_{дин} = 0,9$, найдем потребную мощность двигателя, приводящего в действие динамомашину, согласно формуле (145[1])

$$N_{двиг} = 1,1\ \frac{46}{0,9 \cdot 0,95} = 59 \ kW = 80 \text{ л. с.}$$

Расход электрической энергии электронасосной установкой будет составлять в среднем в сутки

$$\frac{46 \cdot 16}{1,1} = 670 \ kW/\text{часов}$$

или в год

$$670 \cdot 365 = 244\,500 \ kW/\text{часов},$$

где 1,1 — коэффициент запаса, принятый ранее при исчислении мощности динамомашины.

[1] Hütte, т. II 1931 г., стр. 1272.
И. В. Рабчинский. — „Электромонтер". Правила установок. 1932 г., стр. 357.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Пример 49. Двигатель постоянного тока при степени нагрузки его в 75% берет 600 ампер из сети напряжением 120 вольт. Определять мощность на валу электродвигателя.

Решение. Из таблицы 94 для нагрузки в 75% находим $\eta_э = 0{,}9$.

Откуда

$$N_э = \frac{0{,}001 \cdot EI}{\eta_э} = \frac{0{,}001 \cdot 120 \cdot 600}{0{,}9} = 80 \ kW.$$

Пример 50. Двигатель трехфазного тока расходует 200 ампер при напряжении сети 220 вольт, коэффициенте полезного действия $\eta_э = 0{,}87$ и показании ваттметра $W = 65\,000$ ватт. Определить мощность на валу электродвигателя.

Решение. Из формулы (147) находим

$$\cos\varphi = \frac{65\,000}{1{,}73 \cdot 220 \cdot 200} = 0{,}855.$$

Откуда

$$N_э = \frac{0{,}001 \cdot V\,\overline{3 \cdot EI\cos\varphi}}{\eta_э} = \frac{0{,}001 \cdot 1{,}73 \cdot 220 \cdot 200 \cdot 0{,}855}{0{,}87} = 75 \ kW.$$

Величину $N_э$ можно было найти сразу по формуле

$$N_э = \frac{0{,}001W}{\eta_2} = \frac{0{,}001.65.000}{0{,}87} = 75 \ kW.$$

Пример 51.

Насосная установка состоит из поршневого приводного насоса, производительностью 80 *куб. м* в час и электродвигателя трехфазного тока мощностью 29 *kW*. Передача движения осуществляется с помощью ременной передачи. Насос работает попеременно по двум напорным линиям в две водонапорные башни на полный (гидродинамический) напор по первой линии $H_1 = 75$ *м* и по второй $H_2 = 54$ *м*, подавая по 80 *куб. м* воды в час по каждой из них.

Требуется определить часовой расход электроэнергии при работе насосной установки по той и другой напорной линии.

Решение.

Эффективная мощность электродвигателя при подаче воды:

а) по первой напорной линии

$$N'_{эл} = \frac{1\,000 \cdot 80 \cdot 75 \cdot 0{,}736}{3\,600 \cdot 75 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}95} = 21{,}4 \ kW;$$

б) по второй напорной линии

$$N''_{эл} = 21{,}4 \ \frac{54}{75} = 15{,}4 \ kW.$$

Нагрузка данного электродвигателя в процентах при подаче воды

а) по первой напорной линии

$$\frac{21{,}4 \cdot 100}{29} = 74\%$$

б) по второй напорной линии

$$\frac{15{,}4 \cdot 100}{29} = 53\%$$

Из таблиц 94 и 95 находим для первого случая работы мотора: $\eta_э = 0{,}88$ и $\cos\varphi = 0{,}8$ и для второго случая: $\eta_э = 0{,}87$ и $\cos\varphi = 0{,}72$.

Пользуясь формулой (146′) и принимая $\eta_c = 0{,}97$, находим расход электроэнергии при подаче воды:

а) по первой напорной линии

$$\frac{21{,}4}{0{,}88 \cdot 0{,}97 \cdot 08} = 31{,}4 \ kWh;$$

б) по второй напорной линии

$$\frac{15{,}4}{0{,}87 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}72} = 25{,}4 \ kWh.$$

Из этого примера видно, что хотя величина высоты подачи во втором случае уменьшилась на $\frac{(75-54) \cdot 100}{75} = 28\%$, однако, вследствие ухудшения степени нагрузки двигателя, расход электроэнергии уменьшился всего лишь на $\frac{(31{,}4-25{,}4) \ 100}{31{,}4} = 19\%$.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Помимо основного деления электрических машин на машины постоянного и переменного тока, низкого и высокого напряжения, каждая из упомянутых основных групп делится, в свою очередь, в зависимости от внутреннего устройства двигателя, характера и способов обмотки и проч., на ряд типов, главнейшим из которых является:

1) в электродвигателях постоянного тока:
а) шунтовые, б) сериесные и в) компаундные;
2) в электродвигателях переменного тока:
а) синхронные, б) асинхронные и в) коллекторные.

Характерные особенности каждого из этих типов рассмотрены ниже.

§ 69. Конструкции электродвигателей.

Материалы, из которых делаются электрические машины, делятся на так называемые **активные,** несущие в себе магнитный поток или электрический ток, и **не активные**, являющиеся конструктивно-необходимой частью машины для поддержки и закрепления в них активных материалов. Главнейшие части электрических машин носят следующие наименования [1].

Части машины, включающие в себе активные материалы, в том случае, если они подвижные, называются при переменном токе **ротором** и при постоянном — **якорем,** и если они неподвижны, то при том и другом токе — **статором,** и иногда, при постоянном токе — **корпусом.**

Промежуток между ротором (якорем) и статором носит название **междужелезного пространства** или **зазора**. Боковые крышки, несущие на себе подшипники для вала, называются **подшипниковыми щитами.** Чугунная плита, на которую ставится и прикрепляется к фундаменту двигатель, именуется **фундаментной плитой.**

Различают **переднюю сторону** машины, на которой находятся коллектор и контактные кольца и которая противоположна шкиву или муфте, и **заднюю сторону,** на которой расположен шкив или муфта. Обмотка возбуждения машин устраивается из **катушек возбуждения.**

Часть обмотки якоря:

а) состоящая из круглой или полосовой меди и представляющая собой отрезок электрической цепи якоря, включенный между двумя пластинками коллектора, называется **секцией;**

б) закладываемая в две канавки якоря и состоящая из одной или нескольких секций, представляющих собой механически одно целое, называется **катушкой.**

Часть обмотки ротора из полосовой меди, закладываемая в канавку ротора, носит название **стержня** и закладываемая в две канавки статора или ротора — **катушкой статора** или **катушкой ротора.** Наконец, часть обмоток, расположенная в пределах канавок активного железа, называется **активной частью обмотки** и вне пределов канавок этого железа — **лобовой частью обмотки.**

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

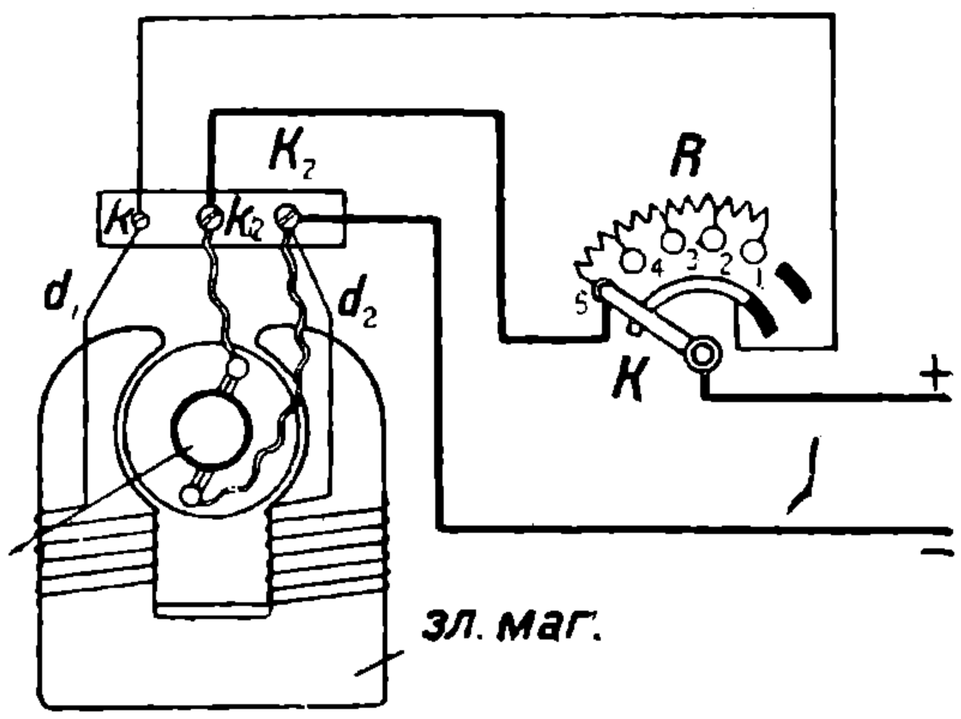
1. Шунтовые электродвигатели. Сущность устройства и действия шунтового электродвигателя заключается в следующем.

Цепь якоря *Я* соединена параллельно с обмоткой электромагнита *М* (фиг. 271), состоящей из большого числа витков тонкой проволоки и введенной в ответвление от щитка якоря. Ток из питательной сети поступает в двигатель через так называемый **пусковой реостат.** Пуск двигателя происходит с того момента, когда рукоятка реостата начинает выходить из крайнего правого положения, показанного на чертеже на шинах черным; не дойдя еще до контакта *1*, рукоятка через шину включает обмотку электромагнита в питательную сеть, ставя тем самым возбуждение электродвигателя сразу же под полное напряжение сети. В дальнейшем обмотки электромагнита будут находиться в непосредственном соединении с питательной сетью с вводом тока через зажим *К* и выходом через зажим $К_2$. Ток, проходящий через обмотки

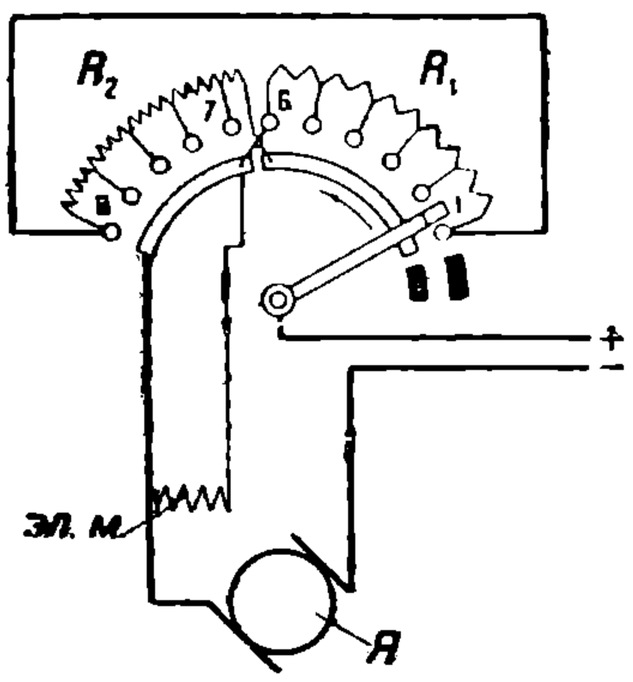
[1] Инж. С. А. Кабанов, 1932 г., стр. 5.

УДУНТ (ДИТ)

электромагнита, называется **шунтовым током**. Сила его будет зависеть в данном случае от величины напряжения сети и сопротивления магнитных катушек; но так как обе упомянутых величины не изменяются, то и шунтовый ток будет сохранять все время постоянную силу, создавая магнитное поле между полюсами, также постоянное или вернее почти постоянное, если не считать влияния на него, оказываемого магнитным полем, образуемым якорным током (реакция якоря). В момент нахождения рычага реостата на контакте *1*, сила тока в большей своей части теряется на преодоление сопротивлений в реостате и лишь в малой части пробивается в якорь. Однако, реостат рассчитывается таким образом, чтобы и этого малого тока было достаточно для медленного вращения якоря. Если бы сразу же рычаг реостата перевести на крайний контакт *5*, т. е. выключить его из сети, то вследствие небольших сопротивлений якорной обмотки сила тока в ней получилась бы настолько значительной, что она могла бы сгореть. Как только якорь начнет вращаться, в его обмотках, вращающихся вместе с якорем в магнитном поле, начнет индуцироваться электродвижущая сила, действующая в направлении, обратном напряжению сети. В результате величина напряжения в обмотке якоря уменьшится на величину напряжения, создаваемого этой электродвижущей силой (называемой „**противоэлектродвижущей**“ силой) и будет равна: $E_з - E$, где $E_з$—напряжение у зажимов и E — электродвижущая сила. Так как сила тока $I = \frac{E_з - E}{R_я}$, где $R_я$ — сопротивление якоря, то с уменьшением $E_з$ уменьшится и сила тока, а вместе с тем и число оборотов двигателя.



Фиг. 271. Схема шунтового электродвигателя.



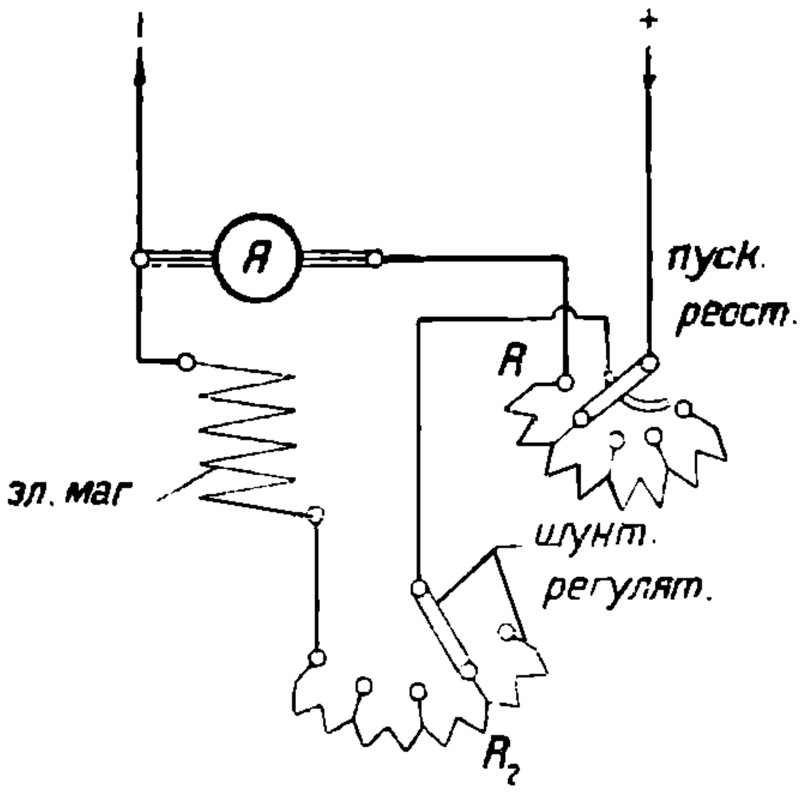
Фиг. 272. Схема пускового прибора шунтового электродвигателя.

Поворачивая рукоятку реостата влево, т. е. выключая реостат, сила тока в якоре будет расти; вместе с ним будет расти и число оборотов, а следовательно, и противоэлектродвижущая сила; при этом в каком бы положении ни находился реостат, шунтовый двигатель будет стремиться вращаться с такой скоростью, при которой развиваемая им электродвижущая сила уравняется, в конце-концов, по величине с напряжением, приложенным к его зажимам. Следовательно, чем выше напряжение у зажимов, тем больше будет скорость двигателя, и наоборот, чем меньше это напряжение, тем меньше скорость. На практике регулировку числа оборотов шунтового двигателя производят или путем регулировки сопротивления якоря, т. е. величины $R_я$, или путем изменения магнитного поля, т. е. величины E. Добавочные сопротивления в первом случае включают в цепь якорного тока и во втором случае — перед обмоткой или параллельно обмотке сердечника. Из указанных способов менее экономичным является первый способ, теряющий много энергии на сопротивления в реостате. Значительно более экономичным является второй способ, и, в частности, включение сопротивления параллельно обмотке сердечника, устройство которого состоит в следующим (фиг. 272). После того как рычаг пускового реостата будет выведен из крайнего положения на контакт *1*, обмотка возбуждения окажется под полным напряжением, — в цепь же якоря будет введено полное сопротивление реостата R_1, от поворачивания рукоятки влево, т. е. уменьшения сопротивления реостата R_1, начнет увеличиваться сила тока в якоре, а с ним и число оборотов двигателя. В тот момент, когда рычаг подойдет

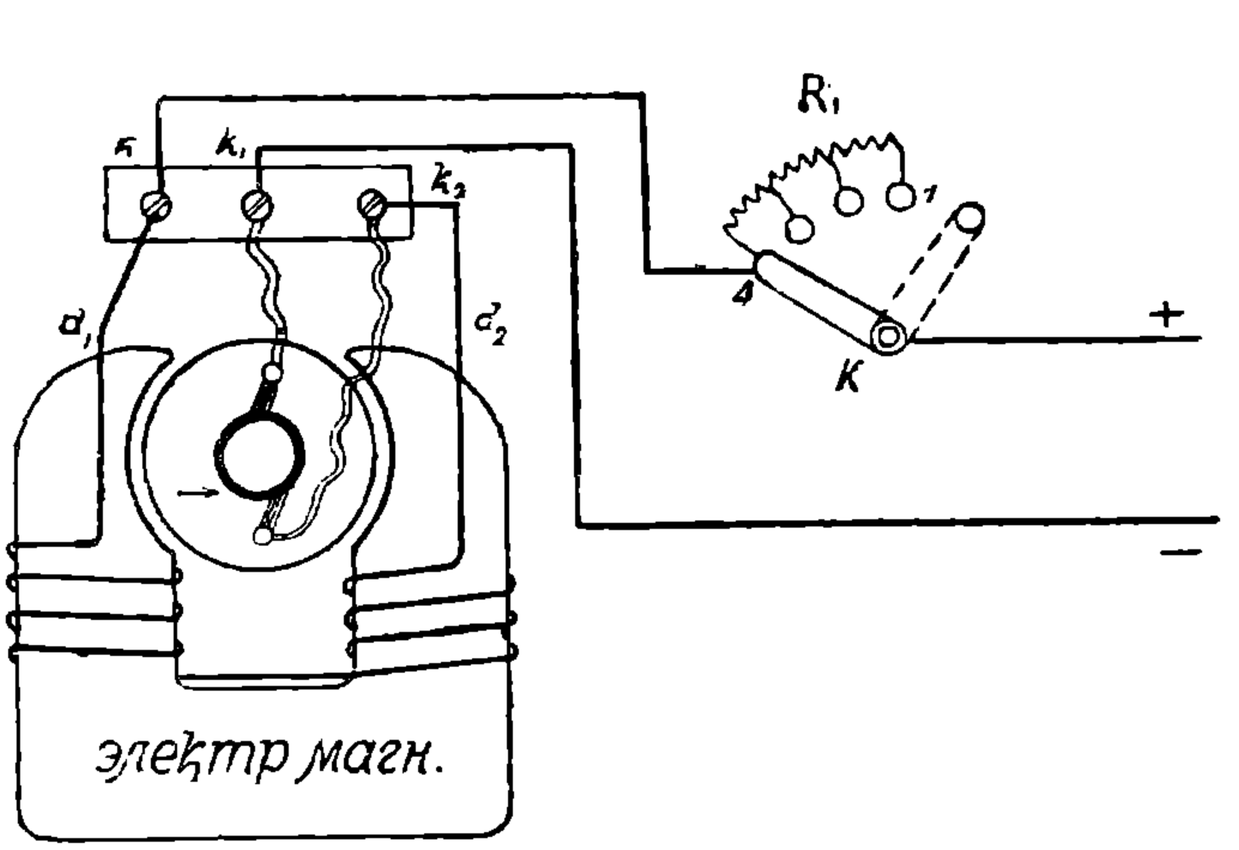
НТБ УГАЗУНТ (ДПТ)

к крайне левому положению *6*, сопротивление $R_1 = 0$, вследствие чего якорь окажется под полным напряжением сети. Следующее увеличение числа оборотов может быть получено путем дальнейшего вращения влево рычага реостата; рычаг, перейдя из положения *6* и вступив на так называемый шунтовый регулятор, увеличит сопротивление в обмотке электромагнита и ослабит тем самым магнитное поле, а вместе с ним и противоэлектродвижущую силу, т. е. вновь увеличит силу тока в якоре. Часто пусковой реостат и шунтовый регулятор ставят отдельно один от другого по схеме, изображенной на фиг. 273, что дает возможность применять шунтовый регулятор в несколько больших пределах, чем в случае, изображенном ранее на фиг. 272.

При установке шунтового регулятора следует обращать особое внимание на то, чтобы цепь возбуждения не могла быть выключенной в то время, когда обмотка якоря включена в питательную сеть, так как в противном случае магнитное поле исчезнет (полюсы сохранят только небольшой остаточный магнетизм), что может привести к двум исходам: или электродвигатель, для того чтобы развить при весьма незначительном остаточном магнетизме соответствующую электродвижущую силу, близкую к напряжению, начнет вращаться с громадной скоростью (как говорят, „понесет“), или же, если нагрузка не позволит двигателю развить такую скорость вращения, противоэлектро-



Фиг. 273. Схема разъединенной установки пускового реостата от шунтов. регулятора.



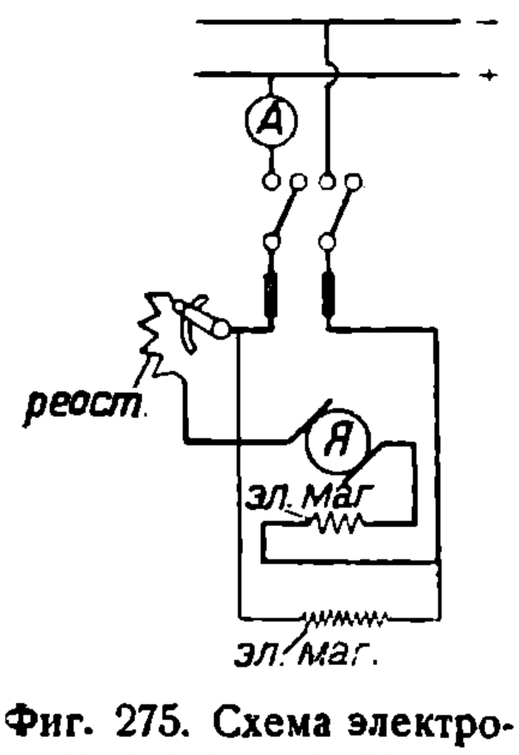
Фиг. 274. Схема сериесного электродвигателя.

движущая сила будет настолько мала, что в обмотку якоря проникнет ток большой силы. Оба указанных исхода могут повлечь за собой аварию в силу того, что чрезмерное увеличение: а) числа оборотов вызовет большую центробежную силу, от действия которой могут быть разрушены ременный шкив, коллектор или якорная обмотка, и б) силы тока—может либо сжечь якорь, либо приплавить щетки к коллектору, если только перед этим не успеют перегореть предохранители.

II. Сериесные электродвигатели. Сериесными электродвигателями или сериес-двигателями называют электродвигатели с последовательным возбуждением, т. е. с последовательным включением в сеть обмотки электромагнита. Схема устройства такого двигателя показана на фиг. 274. Обмотка магнитных катушек у сериес-двигателей, в отличие от шунтовых, состоит из меньшего числа витков большего сечения и, следовательно, с меньшим сопротивлением. Во избежание могущего произойти перегорания витков от сильного тока, в данном случае, как и в рассмотренном ранее, вводятся в момент пуска добавочные сопротивления от реостата. Особенностью сериес-двигателя является то обстоятельство, что магнитное поле и число оборотов у него зависит от нагрузки. Происходит это в силу того, что один и тот же ток проникает и через обмотку якоря, и через обмотку возбудителя; чем значительнее будет нагрузка, тем больше потребуется сила тока, и тем больше, следовательно, будут силы магнитного поля и противоэлектродвижущая сила, а следовательно,

НВ УДУНТ (ДИТ)

тем меньше потребуется число оборотов для получения величины упомянутой противоэлектродвижущей силы, близкой к величине напряжения тока. Наоборот, с уменьшением нагрузки уменьшаются сила тока магнитного поля и противоэлектродвижущая сила, а следовательно, увеличивается число оборотов. Таким образом, сериес-двигатель вращается тем больше, чем меньше нагрузка и наоборот, тем меньше, чем больше нагрузка. Наконец, если этот двигатель пустить в холостую, т. е. избавить двигатель совсем от нагрузки, он может так же „понести", как и шунтовый, когда у последнего выключить обмотку возбудителя. В деле водоснабжения такого рода разнос может иметь место, например, при ременной передаче в случае разрыва или соскакивания ремня со шкива. Поэтому в установках с ременной передачей следует или вообще не применять сериес-двигателей или же ставить специальные предохранительные устройства. Регулировка числа оборотов в сериес-двигателях производится так же, как и в шунтовых, двумя способами — или путем введения добавочных сопротивлений в якорь или же путем изменения магнитного поля; причем в последнем случае, в отличие от шунтовых двигателей, регулирующие сопротивления вводятся не последовательно, а параллельно обмотке сердечника.



Фиг. 275. Схема электродвигателя - компаунд.

III. Электродвигатели компаунд. Полюсы электродвигателя компаунд имеют по две обмотки—главного тока и шунтовую, включенные так, что обе они намагничивают полюсы в одном и том же направлении (фиг. 275).

Вследствие указанного устройства обмоток, двигатели-компаунд представляют собой как бы комбинацию из сериесного и шунтового двигателей, приближаясь по своим свойствам ближе то к одному, то к другому из них, в зависимости от того, какая из упомянутых двух магнитных обмоток действует сильнее. Объединяя в себе два типа двигателей, они смягчают недостатки каждого из них. Пуск и регулировка компаундных электродвигателей осуществляется теми же способами, что были описаны ранее в шунтовых и сериесных двигателях.

Сравнивая между собой все три типа электродвигателей, видим, что каждый из них имеет свои преимущества и недостатки, сводящиеся в основном к следующему.[1]

ПРЕИМУЩЕСТВА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА

А. Шунтового: 1) Большой начальный пусковой вращающий момент.
2) Большая возможность перегрузки, но меньшая, чем у сериесного мотора.
3) Приблизительно постоянные обороты при различных нагрузках.
4) Мотор не может „побежать" при разгрузке.
5) Рациональная регулировка оборотов.

Б. Сериесного: 1) Большой вращающий начальный момент, превосходящий по величине вращающий момент у шунтового мотора.
2) Большая возможность перегрузки.
3) Меньшая склонность к искрению.
4) Большая надежность в эксплоатации вследствие малых экстратоков при выключении.
5) Связанный с п. 4 малый износ пускового приспособления.
6) Хорошая работоспособность даже при падающем напряжении.

В. Компаундного: 1) Большой начальный вращающий момент.
2) Допустимость большой перегрузки.
3) Исключается возможность „побежать".
4) Рациональное регулирование оборотов.

---

[1] Справочник Scio, Berlin 1921 г.
Инж. Бергер А. Я.—„Обслуживание моторов", 1930 г., стр. 62—63.
А. Штиллер.—Практическая электротехника. 1931 г., стр. 169—257.

НБ УДУНТ (ДПТ)

5) Постоянные обороты при противоположном включении обмоток магнитов.

6) В определенных границах колеблющиеся обороты при одинаковом включении магнитных обмоток.

НЕДОСТАТКИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА

А. Шунтового: 1) Склонность к искрению при сильно колеблющейся нагрузке и при сильно изменяющемся напряжении поля.

2) Сильные экстратоки при выключении.

Б. Сериесного: 1) При полной разгрузке мотора может „побежать".

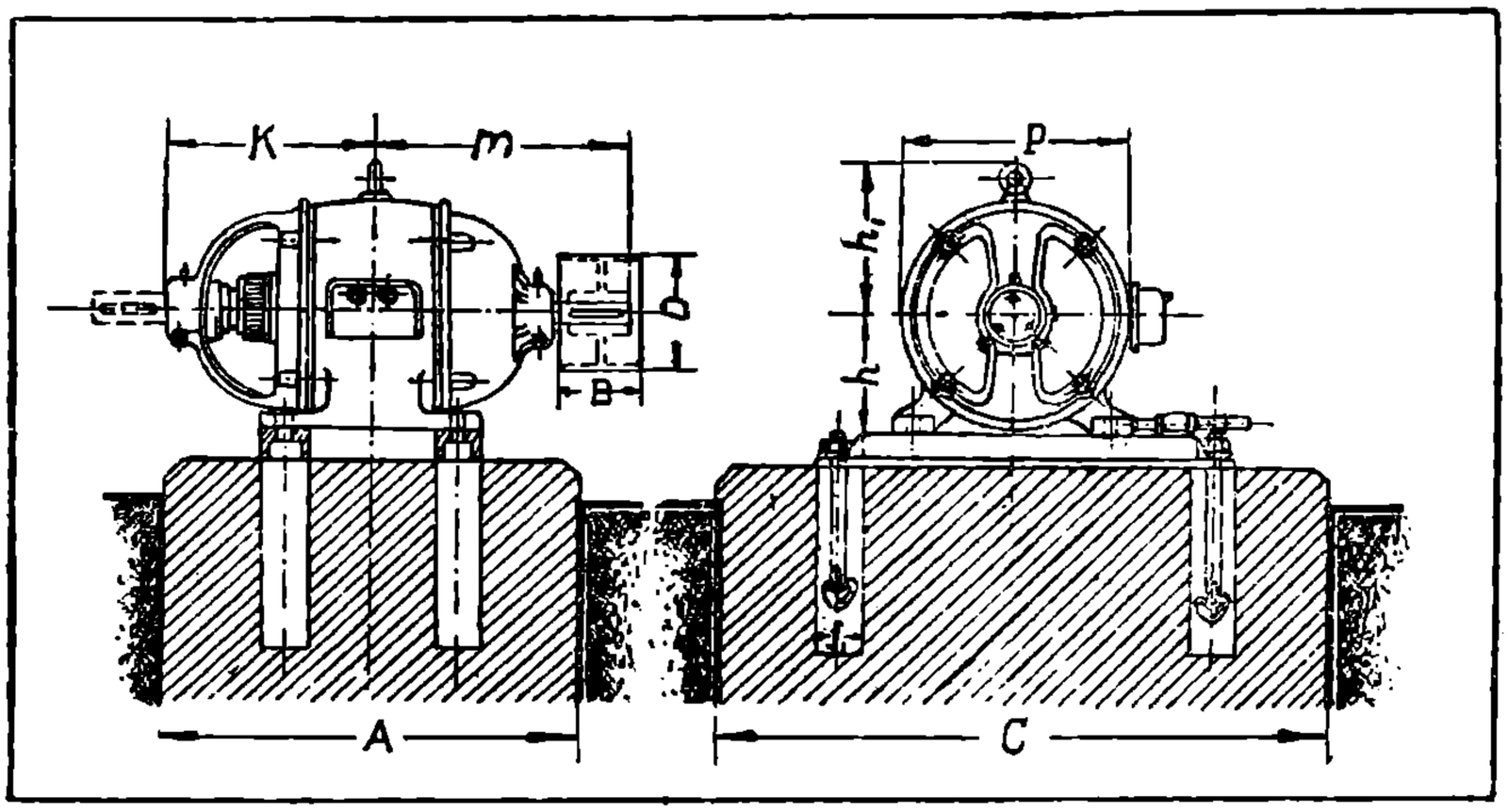
2) Трудность осуществления рациональной регулировки числа оборотов двигателя при большом колебании оборотов.

В. Компаундного: 1) Склонность к искрению при сильно меняющейся нагрузке и значительном изменении числа оборотов вследствие изменения напряжения магнитного поля.

2) Сильные экстратоки при включении.

Вследствие отмеченных выше преимуществ и недостатков каждого типа электродвигателей постоянного тока, применение их получило распространение в следующих установках.

А. Шунтовый электродвигатель — в непрерывно действующих установках при машинах с постоянными оборотами и с сильно регулируемой скоростью,



Фиг. 276. Электродвигатель постоянного тока (ВЭО) тип HN.

у которых при этом для отдельного случая установленная скорость остается постоянной.

Б. Сериесный электродвигатель — в установках, требующих постоянного вращающего усилия при отсутствии опасности полной разгрузки двигателя; в прерывистой работе, как-то: краны, подъемные машины, трамваи, железные дороги и проч.

В. Компаундные электродвигатели — при машинах, требующих очень большого начального усилия и абсолютно постоянной скорости, а также снабженных большими вращающимися массами, отдающими при меньших оборотах энергию, накопленную ими при больших оборотах.

В насосных установках перемена числа оборотов в двигателе хотя и имеет место, но далеко не так часто, как это происходит, например, в трамвайных двигателях. Обычно, подобрав для заданной работы насоса нужное и наиболее выгодное число оборотов, электродвигатель в дальнейшем работает уже при сравнительно постоянном режиме, меняя число оборотов лишь в момент пуска и остановки. Поэтому в насосных установках, в случае постоянного тока, применяются преимущественно шунтовые электродвигатели.

Кроме указанных выше особенностей, электродвигатели постоянного тока обладают еще весьма ценным свойством взаимной обратимости с генератором (иначе динамомашиной) постоянного тока, заключающейся в том, что каждый

НБ УДУНТ (ДПТ)

генератор тока может служить и электродвигателем, если не вращать его якоря, а посылать в его обмотки электрический ток, от которого якорь будет сам вращаться в сторону, противоположную стороне вращения петли динамо, при том же направлении тока, в этой петле; наоборот, вращая электродвигатель, можно получить от него ток. Вполне понятно, что эффективная мощность на валу динамо будет больше эффективной мощности на том же валу, в случае работы ее как электродвигателя, на величину мощности, теряемой внутри электродвигателя.

На фиг. 276 изображен шунтовый электродвигатель (он же и динамомашина) постоянного тока, с салазками, строившийся Всесоюзным электротехническим объединением (ВЭО). Мощность, число оборотов и основные размеры его даны в таблицах 96 а, б.

ТАБЛИЦА 96-а

Мощность и число оборотов электродвигателей и динамомашин постоянного тока типа *HN* и *NHG*, строившихся ВЭО [1] в период первой пятилетки (к фиг. 276).

Тип	Динамомашины				Электродвигатели				Вес без салазок в *kг*
	Эффективная мощность в *kW*	Напряжение в вольтах	Сила тока в амперах	Число оборотов в минуту	Эффективная мощность в *kW*	Напряжение в вольтах	Сила тока в амперах	Число оборотов в минуту	
HN — 180	16	115 230 470	139 70 34	1 400 1 400 1 370	13,2	110 220 440	140 69 34,5	1 070 1 070 1 070	440
HN — 200	20	115 230 470	174 87 42,5	1 320 1 320 1 320	17	110 220 440	176 87 43,5	1 000 1 000 1 020	335
HN — 250	25	115 230 470	217 109 53	1 250 1 250 1 250	21,3	110 220 440	220 109 54,5	920 920 930	690
HN — 300	30	115 230 470	260 130 64	1 100 1 100 1 100	26	110 220 440	265 130 65	800 800 800	875
HN — 400	40	115 230 470	348 174 85	1 050 1 050 1 000	34,6	110 220 440	354 175 87,5	740 740 750	1 105
HN — 500	55	115 230 470	478 239 117	920 930 930	44,2	110 220 440	445 220 110	680 690 690	1 566
HN — 700	75	115 220 470	650 326 159	820 820 820	59	110 220 440	600 295 147	610	2 009
NHG— 800	92	115 230 470	800 400 196	600	81	110 220 440	800 400 201	530	2 850
NHG— 800	115	115 230 470	1 000 500 209	750	99,3	110 220 440	900 495 248	660	2 900
NHG—1 000	120	115 230 470	1 045 523 256	600	103	110 220 440	1 030 515 257	530	3 250
NHG—1 000	150	115 230 470	1 300 650 319	750	129	110 220 440	1 280 640 320	660	3 300

Кроме приведенного типа электродвигателей, ВЭО строит электродвигатели постоянного тока и других конструкций, принцип устройства и действия которых в основном тот же, что и двигателей, описанных выше.

[1] Прейс-курант ВЭО № А—201, июль 1931 г.

НБ УДУНТ (ДПТ)

ТАБЛИЦА 96-б [1]

Основные размеры электродвигателей и динамомашин постоянного тока типа *HN*
(к фиг. 276)

Тип	*h*	h_1	*k*	*m*	*p*	*C*	*A*	Шкив	
								D	*B*
HN— 80 .	220	210	355	480	420	1 100	750	200	120
HN—110 .	240	230	390	520	460	1 100	750	245	150
HN—140	275	265	445	465	530	1 000	750	305	150
HN -180 .	275	270	465	485	540	1 000	800	335	150
HN—200 .	290	280	510	543	560	1 000	850	335	180
HN—250 .	320	310	595	565	620	1 250	1 000	400	200
HN—300 .	360	350	640	615	700	1 250	1 000	460	250
HN—400 .	400	390	680	675	780	1 500	1 150	460	300
HN—500 .	440	430	720	720	860	1 500	1 150	540	300
HN—700 .	475	455	730	770	930	1 600	1 200	600	360

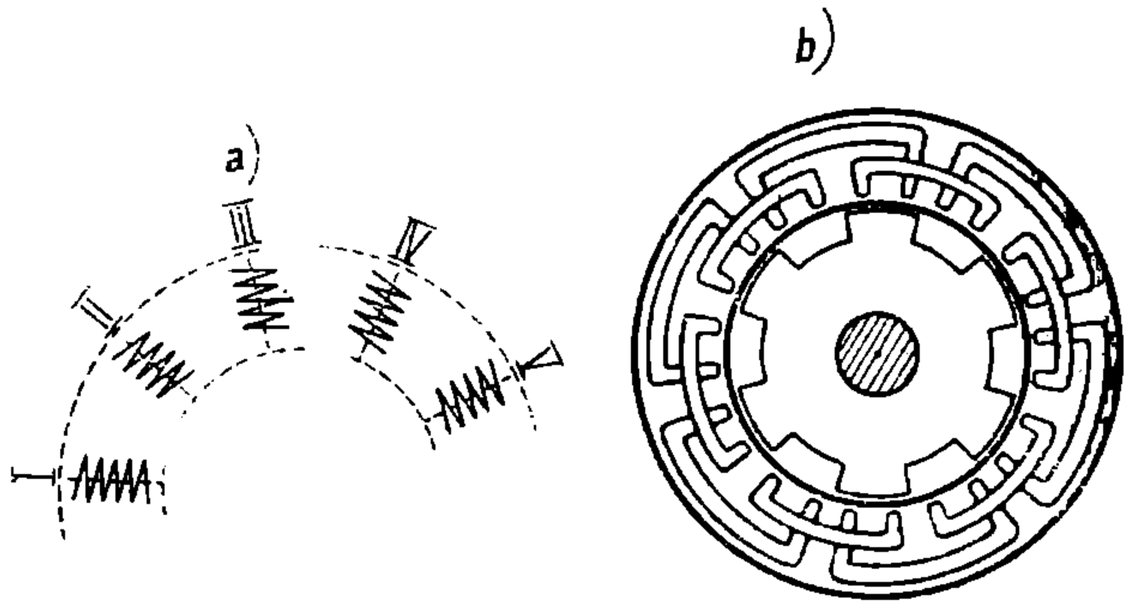
Указанные в таблице 96-б размеры:
а) фундаментов C и *A*—относятся к машинам с салазками;
б) величины *K*—относятся к машинам с широким коллектором; для машин с узким коллектором величина *K* меньше указанной в таблице на 60—35 *мм*.

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ТРЕХФАЗНОГО ТОКА

А. Синхронный электродвигатель. Устройство и действие электродвигателей трехфазного тока в основном состоит в следующем: [2]

Если взять несколько катушек, расположить их по окружности, как это показано на фиг. 277-а, а затем пропускать по ним токи, сдвинутые между собой по фазе так, чтобы ток возникал сначала в катушке I, затем II и III и т. д., то возбуждаемые этими токами магнитные силы будут следовать в том же порядке, т. е. сначала через катушку I, затем II, III и т. д., передвигаясь слева направо, несмотря на то, что сами катушки будут оставаться в покое.

Изменим расположение упомянутых катушек так, чтобы они перекрывали друг друга по примеру фиг. 277-б, где для ясности рисунка каждая катушка изображена в виде изогнутого стержня.



Фиг. 277. Схема расположения катушек в электродвигателях трехфазного тока.

Если питать эти катушки трехфазным током, присоединив первую из них к фазе тока J_1, вторую к фазе тока J_2 и третью к фазе тока J_3, то вокруг этих катушек так же, как и раньше, будет вращаться магнитное поле, с той лишь разницей, что действующие магнитные силы будут при этом вращаться отдельными потоками, создаваемыми каждыми тремя соседними катушками, принадлежащими к трем различным фазам; группа из трех таких катушек действует, как одна пара полюсов. Следовательно, вращающееся магнитное поле будет иметь число полюсных пар, равное частному от деления числа катушек на 3. Так, например, если имеются 3 катушки, вращающееся поле будет двухполюсным, если 6 катушек или 2 группы, то четырехполюсным и т. д. За

[1] Прейс-курант ВЭО № А—201, июль 1931 г.
[2] Инж. Мандельштам М. Б.—„Электродвигатели". 1926 г., стр. 31.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

каждый период каждое вращающееся поле проходит мимо одной из этих групп, делая в общем число оборотов в минуту равное

$$n = \frac{60f}{P},$$

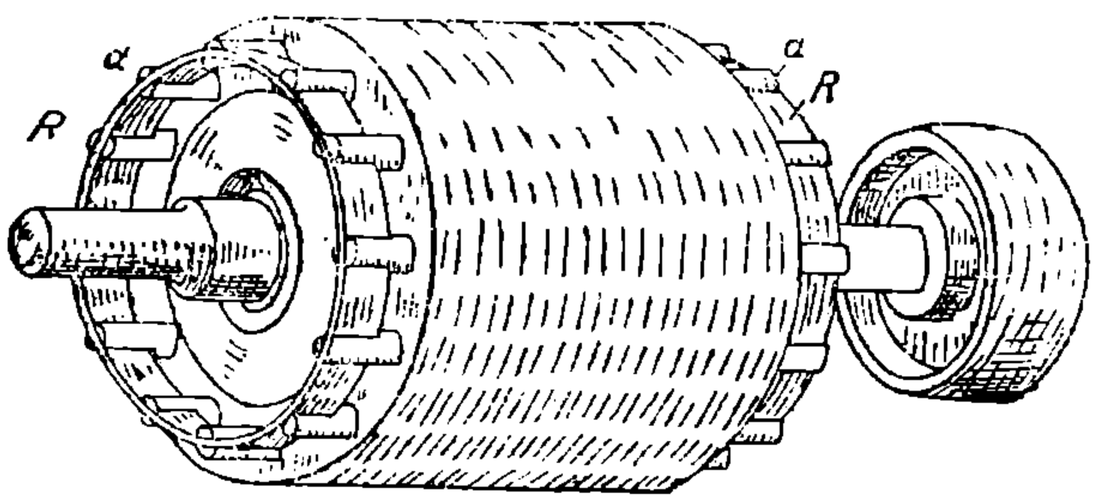
где f — частота тока, p — число полюсных пар.

Так, например, при четырехполюсной обмотке и частоте $f = 50$ периодам в секунду вращающееся поле будет делать

$$n = \frac{60 \cdot 50}{2} = 1500 \text{ оборотов в минуту.}$$

Поместим в средину указанного ранее кольца с катушками полюсное колесо (т. е. проводник с обмотками), могущее вращаться вокруг неподвижной оси. Пропуская трехфазный ток через катушки, получим вращающееся поле, которое будет перемещаться вокруг колеса с громадной скоростью и чередованием северных и южных полюсов.

Северный полюс вращающегося поля, проносясь мимо какого-либо северного полюса полюсного колеса, будет отталкивать его от себя, заставляя вращаться. Однако, не успеет еще северный полюс колеса оттолкнуться в одну сторону, как проходящий южный полюс вращающегося поля заставит колесо оттолкнуться в другую сторону. В результате полюсное колесо будет оставаться в покое. Для приведения полюсного колеса во вращательное движение необходимо устроить его с тем же числом полюсов, какое имеет вращающееся поле и, кроме того, вывести его из равновесия путем приложения механическвй силы извне. После этого колесо будет продолжать вращаться с той же скоростью, с какой вращается электромагнитное поле, но в направлении, обратном ему. Если полюсное колесо перегрузить так, что скорость вращения его отстанет от скорости вращения вращающегося поля, или, кака говорят, „выпадет из фазы", колесо перестанет вращаться. Вот почему трехфазный двигатель, построенный по указанному выше типу, во-первых, вращается лишь с постоянным числом оборотов и, во-вторых, носит название „синхронного" (т. е. „одновременного").



Фиг. 278. Коротко замкнутый ротор асинхронного электродвигателя трехфазного тока („беличья клетка").

Скорость вращения синхронного двигателя зависит от числа его полюсов и частоты тока в сети, т. е. для данных условий является величиной постоянной. Перегрузки и изменения числа оборотов синхронный двигатель не выносит, так как он от этого выходит из синхронизма и, в результате, останавливается.

Пуск такого двигателя требует синхронизирующих устройств, а в иных случаях постоянного тока для разгона его до синхронного числа оборотов.

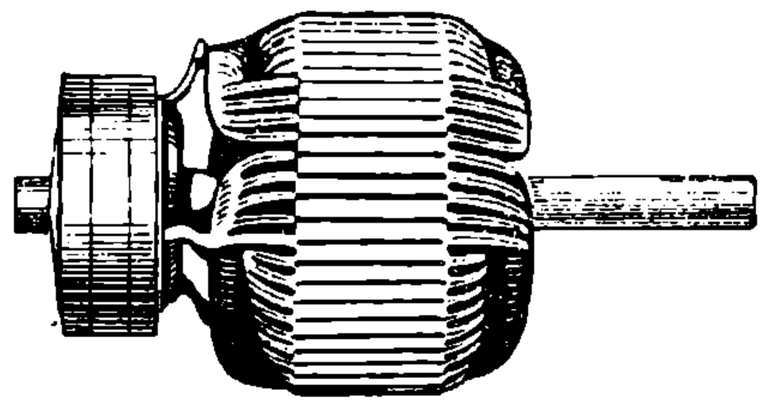
Нетрудно видеть, что упомянутое ранее полюсное колесо есть в данном случае не что иное, как ротор, а неподвижные обмотки катушек — статор.

Б. Асинхронные электродвигатели. Асинхронные моторы являются наиболее распространенными из всех электродвигателей переменного и, в частности, трехфазного тока. Сущность устройства их состоит в следующем. Статор асинхронного мотора делается по тому же типу, как и в синхронном, т. е. с помощью трехфазной обмотки; что касается ротора, то он устраивается несколько иначе и в большинстве моторов делается не в виде полюсного колеса, а в виде цилиндра, составленного из железных листов L и несущего в своих пазах медные стержни, с выступающими концами d, соединенными между собой медными кольцами R (фиг. 278), т. е. образуется как бы цепь проводников, замкнутых между собой наподобие клетки[1] и имеющих в общем весьма небольшое электрическое сопротивление.

[1] Такой ротор поэтому и носит название „беличьей клетки".

НТБ УДУНТ (ДИТ)

Если в статор пустить трехфазный ток, то вокруг него образуется магнитное поле с тем или иным числом пар полюсов, в зависимости от устройства статорной обмотки. Вращение ротора при данных условиях может произойти в том случае, когда в его обмотках появится ток, могущий вызвать соответствующее взаимодействие со стороны сил магнитного поля. На практике появление этого тока в роторе производится не путем подводки его извне, а путем создания вращающимся полем индуктированного тока в обмотках ротора. Появившиеся индуктированные токи вызывают вокруг обмоток ротора свое магнитное поле, которое, будучи направлено против магнитного поля статора, начнет ослаблять последнее. Следствием появления двух взаимно-противоположных по направлению магнитных полей явится вращение ротора в направлении большего из них, т. е. вращающегося поля статора. При этом вращении ротор будет стремиться достигнуть той же скорости, что и вращающееся поле, т. е. получить „синхронное" число оборотов. Однако, для осуществления вращения необходимо, чтобы полюсы вращающегося поля пересекали проводники ротора, так как в противном случае в последних не будет индуцироваться электрический ток, а следовательно, исчезнет и вращающее усилие. Таким образом, в асинхронных двигателях, в отличие от синхронных, необходимым условием для вращения ротора является наличие разности в скоростях вращения ротора n_2 и вращающегося поля статора n_1, т. е. величины $c = n_1 - n_2$, называемой **скольжением**. В силу отставания скорости вращения ротора от скорости вращения магнитного поля статора двигатель такого рода и получил название „асинхронного" (т. е. несинхронного или „неодновременного").



Фиг. 279. Ротор с контактными кольцами асинхронного электродвигателя трехфазного тока.

В момент пуска, когда $n_2 = 0$, величина скольжения получается наибольшей и равной n_1. По мере увеличения скорости вращения ротора n_2, будет происходить уменьшение величины скольжения, а вместе с ней и падение величины силы тока в роторе. Наконец, при холостом ходе, когда n_2 почти приближается к n_1, величина скольжения и соответствующая ей сила тока в роторе будут весьма незначительны. Как только нагрузка двигателя увеличится, немедленно же увеличится и скорость вращения ротора n_2. Это вызовет увеличение скольжения и рост магнитного поля ротора, ослабление вращающегося поля, а вместе с последним и уменьшение противоэлектродвижущей силы в статорной обмотке, что приведет в конечном результате к увеличению потребления электрического тока двигателем. Таким образом, синхронный электродвигатель трехфазного тока сам регулирует приток электрического тока, забирая его из питательной сети каждый раз столько, сколько это требуется по его нагрузке; при этом число оборотов его колеблется в весьма незначительных пределах.

Ротор описанной выше конструкции (фиг. 278) относится к группе так называемых **короткозамкнутых** роторов. Несмотря на его простоту устройства и удобство эксплоатации (отсутствие искр) он обладает следующим весьма существенным недостатком. Имея крайне незначительное сопротивление, ротор данной конструкции в момент пуска индуцирует весьма сильный ток, ослабляющий электродвижущую силу статора, вследствие чего в статор проникает из питательной сети ток величиною в 5—7 раз больше силы тока при нормальной нагрузке. Указанная неравномерность потребления вредна как для статора, так и для питательной сети. Поэтому на практике стремятся понизить силу тока в статоре в момент пуска двигателя или путем применения трансформатора, или путем переключения на время пуска обмотки статора со звезды на треугольник. Первый способ сложен, а второй применим для двигателей сравнительно малой мощности (примерно, не свыше 50 *kW*) и имеющих шесть концов обмотки статора, выведенных наружу.

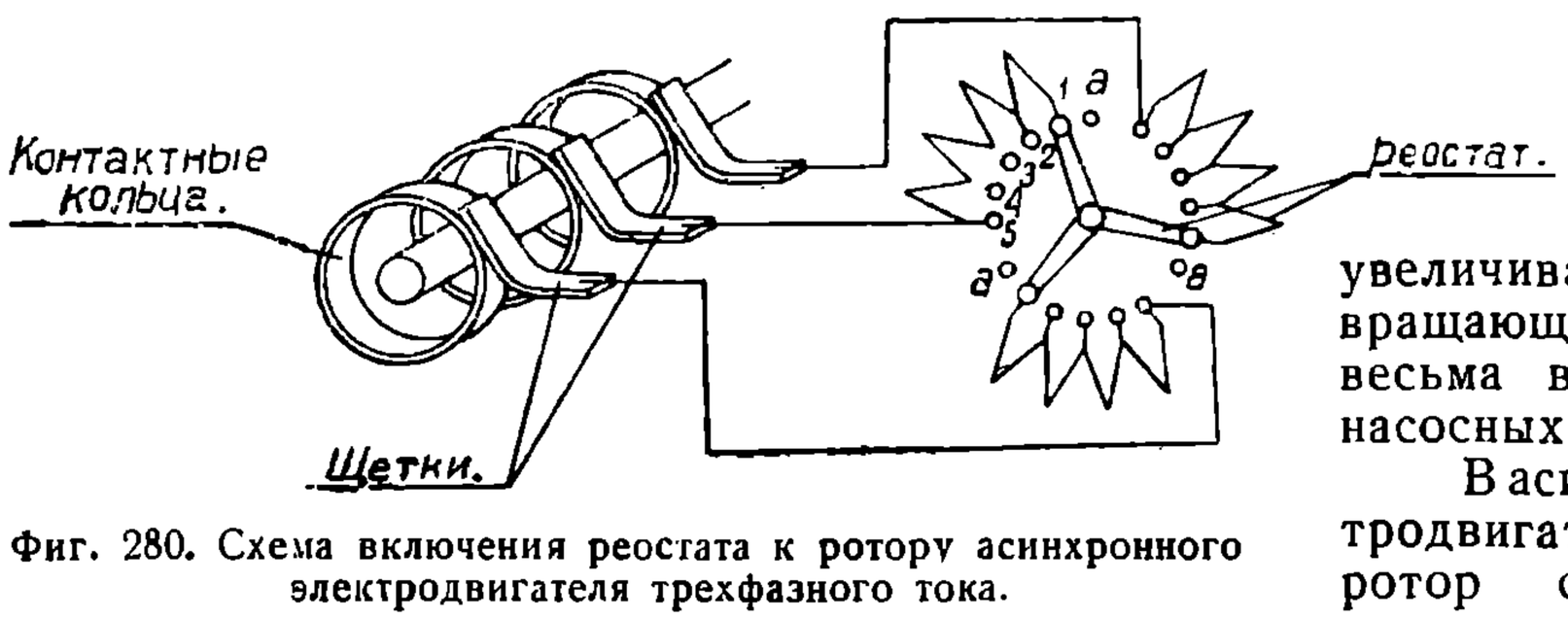
Вторым недостатком короткозамкнутых роторов является создаваемый ими небольшой пусковой вращательный момент двигателя. Поэтому в настоящее время большее распространение получил ротор, изображенный на фиг. 279

НБ УДУНТ (ДІТ)

и имеющий, в отличие от ранее рассмотренного, трехфазную обмотку и столько же полюсов, сколько их имеется в обмотке статора. На общем валу с ротором насажены три контактных кольца, к которым подведены концы трех фаз; начала упомянутых фаз соединены между собой звездою или треугольником. К концам ротора прикасаются щетки (на фиг. 279 не показаны), от которых идут провода к трем сопротивлениям, регулируемым пусковым реостатом, по схеме, показанной на фиг. 280.

В момент пуска рукоятка реостата стоит на контактах *a*; роторная обмотка в это время разомкнута и поэтому в ней не возникает токов. Поворачивая рукоятку влево, замыкают обмотки ротора через полное сопротивление реостата. Это сопротивление подобрано в реостате таким образом, что индуцируемый в роторе ток в момент пуска не превышает силы нормального тока, отчего и пусковой ток в статоре не превышает нормального. С ускорением вращения ротора и уменьшением электродвижущей силы в нем, рукоятку реостата передвигают дальше, устанавливая ее на последние контакты в тот момент, когда ротор получил нормальное число оборотов, близкое к синхронному (но отнюдь не равное ему).

Таким образом, ротор окажется вновь коротко-замкнутым. В дальнейшем с помощью специального приспособления поднимают щетки с контактных колец (во избежание их износа), после чего пуск двигателя считается законченным. Указанные временные добавочные сопротивления, вводимые в момент пуска в обмотку ротора, помимо уменьшения пускового тока в статоре, увеличивают пусковой вращающий момент, что весьма важно в работе насосных установок.



Фиг. 280. Схема включения реостата к ротору асинхронного электродвигателя трехфазного тока.

В асинхронных электродвигателях, имеющих ротор с контактными кольцами, можно понижать число оборотов против нормального путем ввода в обмотки ротора добавочных сопротивлений от реостата, применяемого для пуска двигателя. При увеличении сопротивления ротора увеличивается и его скольжение, а следовательно, уменьшается и число оборотов. При этом, однако, необходимо брать реостат с достаточным запасом мощности во избежание перегорания его при длительной работе. Число оборотов асинхронного двигателя можно изменять в некоторых пределах не только путем ввода добавочных сопротивлений в обмотку ротора, но и путем изменения скорости вращающегося поля.

Так как скорость вращающегося поля зависит от числа пар полюсов статорной обмотки, то, переключая последнюю на различные числа полюсных пар, получают соответствующие скорости. Так, например, переключая одну обмотку с четырех на восемь полюсов, другую с шести на двенадцать, получают четыре синхронных ступени скорости—1500, 1000, 750 и 600 оборотов в минуту.

Асинхронные двигатели позволяют менять направление вращения. На практике это осуществляется изменением направления вращающегося поля путем взаимных замен любых двух, из имеющихся трех, питательных проводов статора с помощью обычно применяемого специального двухполюсного переключателя.

В. Коллекторные электродвигатели. Особенностью этих двигателей является способность работать при любом числе оборотов. Коллекторные электродвигатели трехфазного тока строятся двух систем: последовательные и шунтовые. Сущность устройства первых из них состоит в том, что статор их устраивается подобно статору обычного асинхронного двигателя трехфазного тока, а ротор — в виде якоря постоянного тока, причем якорь и статор включаются последовательно. Так как для обмоток якоря требуется ток низкого напряжения, то при этих двигателях приходится применять транс-

НВ УДУНТ (ДІТ)

форматор, устанавливая его или рядом с двигателем или внутри его между статором и ротором (промежуточный трансформатор). В последнем случае обмотка якоря может выполняться для высоких напряжений. Специальных пусковых приспособлений коллекторный трехфазный последовательный электродвигатель не требует.

Устройство коллекторного шунтового электродвигателя состоит в том, что статор его строится как у нормального трехфазного двигателя, а ротор — с первичной и вторичной обмотками; напряжение сети подводится к ротору через контактные кольца; вторичная обмотка соединяется к коллектором. Регулировка числа оборотов двигателя осуществляется путем большего или меньшего раздвигания щеток. С помощью этих же щеток производятся пуск и остановка двигателя. Управление щетками может производиться как от руки, так и на расстоянии. Несмотря на весьма положительные для насосных установок качества, коллекторные электродвигатели, в силу сложности своего устройства, в водопроводных насосных установках малой мощности пока еще особого распространения не получили и в СССР до сего времени в массовом изготовлении не строились.

Инж. И. Грабшейд, исследуя синхронные и асинхронные электродвигатели трехфазного тока, в результате отметил следующие главнейшие свойства каждого из них.[1]

I. Синхронные машины: 1. Возбуждение электромагнитов производится постоянным током и поэтому каждый синхронный мотор должен быть обязательно снабжен отдельным источником постоянного тока.

2. Когда мотор нельзя пустить в ход постоянным током, необходим отдельный пусковой мотор.

3. Перед включением синхронного мотора в сеть необходимо, регулируя число оборотов, достигнуть так называемого синхронизма. Поэтому необходимо иметь особые синхронизирующие приспособления.

4. Каждой нагрузке синхронного мотора соответствует известное благоприятное возбуждение, при котором расходуется наименьшее количество тока и при котором сдвиг фаз между напряжением в сети и током равен нулю.

5. Слишком сильно возбужденные синхронные моторы дают отстающий от напряжения ток; слишком мало возбужденные синхронные моторы дают ток, опережающий вапряжение.

6. Число оборотов при любой нагрузке не изменяется и соответствует числу периодов сети

7. При перегрузке синхронный мотор останавливается.

8. При выключении синхронного мотора из сети нужно предварительно выключить ток из статора, а затем выключить возбуждение. Если сначала выключить возбуждающее напряжение, то в обмотке возбудителя вследствие индукции может получиться очень опасное перенапряжение.

9. Расход тока в синхронных моторах при работе в холостую и соответствующем возбуждении очень мал сравнительно с расходом при полной нагрузке. Это очень удобное свойство синхронного мотора объясняется тем, что при работе без нагрузки можно установить, посредством регулятора, такое возбуждение, при котором разность фаз между током и напряжением равняется нулю, следовательно, коэффициент мощности $\cos\varphi = 1$, что не наблюдается в асинхронных моторах.

10. Синхронный мотор при одном и том же направлении вращения и числе оборотов можно использовать как генератор, когда с мотора снята механическая нагрузка. Тогда его пускают в ход извне и дают ему электрическую нагрузку.

II. Асинхронные машины. 1. Мотор после включения при соответствующем выборе пускового реостата дает автоматически полный вращающий момент.

2. Пусковая сила тока при непосредственном включении мотора с короткозамкнутым ротором без пускового реостата в сеть очень велика, вследствие чего такие роторы могут применяться только при моторах малой мощности и одновременном понижении напряжения у статорных зажимов (постепенные трансформаторы, со звезды на треугольник и статорный выключатель).

3. Ток при работе в холостую приблизительно равняется половине рабочего тока при нормальной нагрузке; при холостой работе мотора коэффициент мощности очень неблагоприятен.

4. Асинхронный мотор можно перегружать; однако, при слишком сильной перегрузке число оборотов значительно уменьшается и, наконец, ротор совершенно останавливается, причем, в нем как и в трансформаторах, появляется сильный гул.

5. Число оборотов при нормальной нагрузке отклоняется от синхронного числа оборотов от 2 до 5%.

6. Изменять число оборотов можно:

а) путем включения сопротивления в роторную цепь,

б) путем переключения полюсов, т. е. изменения, путем соответствующего включения числа полюсов мотора, отчего, по вышеизложенным причинам, число синхронных оборотов также изменяется. Дальнейшая возможность изменения числа оборотов дается путем так называемого каскадного выключения. Валы двух асинхронных моторов с контактными кольцами, с различным числом полюсов, соединяются непосредственно или ременной передачей. Ток для питания статора

[1] Инж. И. Грабшейд. — „Электромоторы". 1925 г., стр. 40, 46.

НБ УДУНТ (ДШТ)

одного мотора получается с контактных колец другого мотора. Таким образом, мы можем получить четыре различных числа оборотов.

7. Изменения направления вращения можно добиться переключением двух фаз.

8. При превышении синхронного числа оборотов асинхронный мотор начинает работать, как генератор.

Из всего изложенного видно, что из всех типов трехфазных электрических двигателей для обслуживания железнодорожных водопроводных насосных станций больше всех подходят асинхронные двигатели с контактными кольцами.

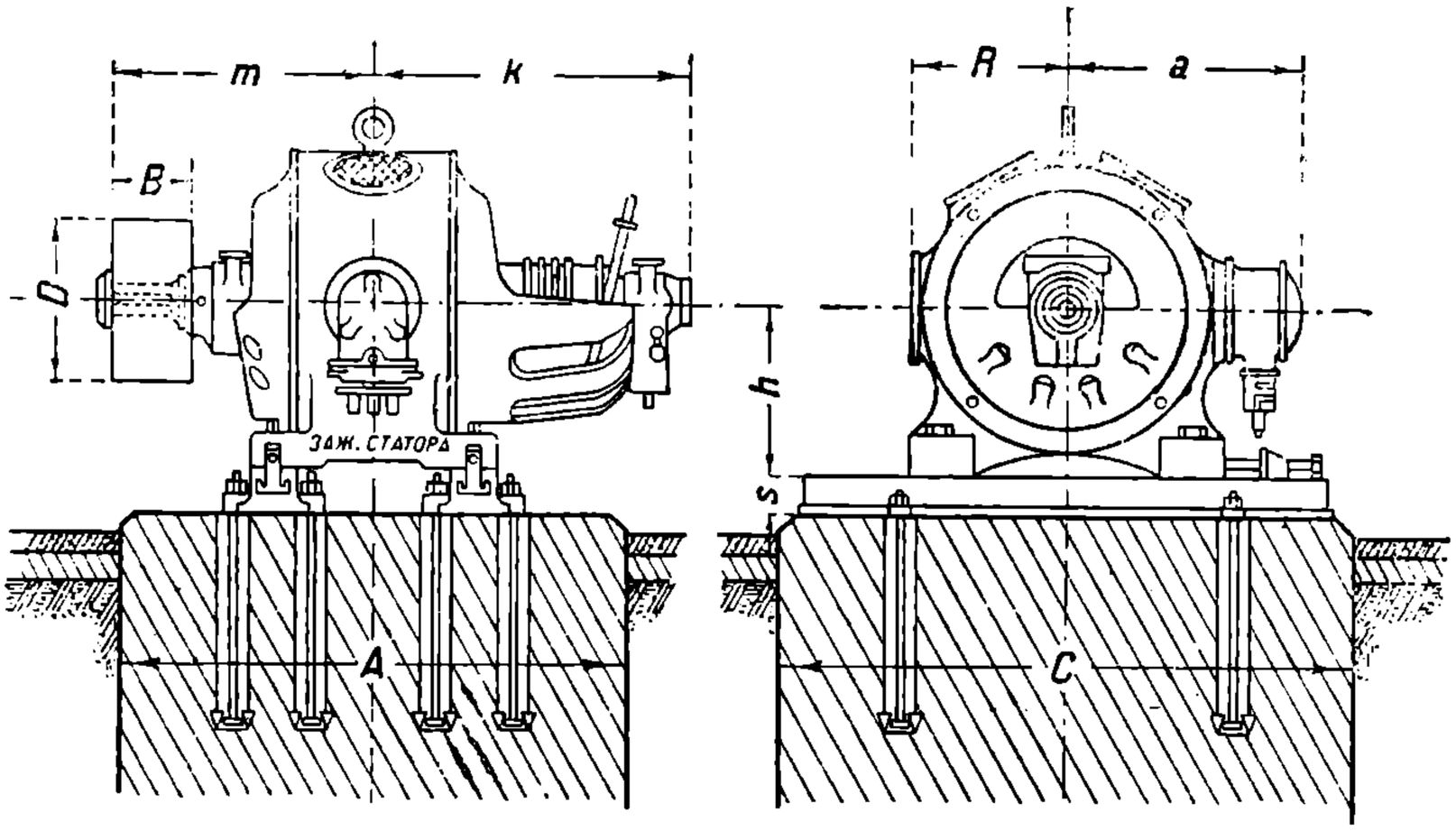
Двигатели этой группы в основном можно разбить на три типа:

А) открытые,

Б) закрытые с вентиляцией или полузакрытые и

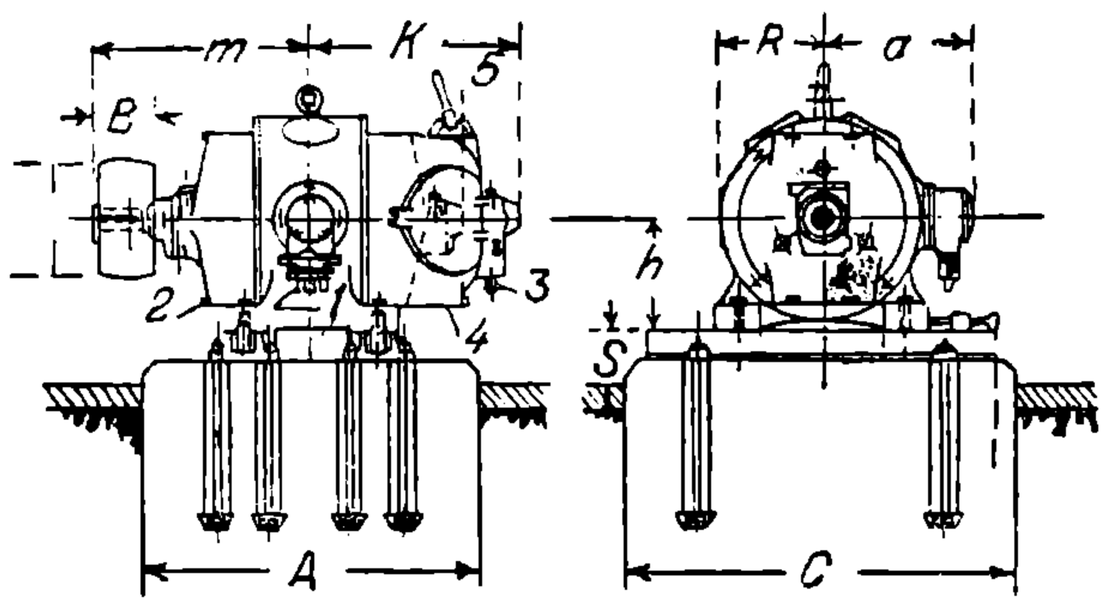
В) совершенно закрытые.

В качестве примера устройства двигателей первого типа, на фиг. 281 изображен электродвигатель трехфазного тока открытого типа, строившийся ВЭО



Фиг. 281. Электродвигатель трехфазного тока открытого типа (*R — MT*—30).

(тип *R — MT* —30). Двигатель данного типа является одним из наиболее распространенных в водопроводных насосных станциях. Устанавливать его рекомендуется по возможности в сухих помещениях. Мощность, число оборотов и основные габаритные размеры даны в таблице 97.



Фиг. 282. Электродвигатель трехфазного тока закрытого типа с вентиляцией (PRV).

На фиг. 282 показан трехфазный асинхронный электродвигатель закрытого типа с вентиляцией, строившийся ВЭО. Подшипниковые щиты с целью предохранения, с одной стороны, обмоток от загрязнения, водяных брызг, механического повреждения, а с другой стороны,—обслуживающего персонала от возможности прикосновения к коллекторам или кольцам, закрыты специальным кожухом, с боков которого для очистки и контроля сделаны откидные крышки. Охлаждающий воздух проталкивается сквозь двигатель особым вентилятором, прикрепленным к главному валу. Вход и выход воздуха показан на фигуре стрелками. Для поднятия щеток, производимого в конце пуска двигателя, сверху кожуха расположена рукоятка с прикрепленным к ней передаточным приспособлением. Двигатели данного типа ставятся преимущественно в сырых, глубоких шахтах. Мощность и основные размеры их даны в таблице 98.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 97

Мощность, число оборотов и основные размеры электродвигателей трехфазного тока открытого типа *R — MT* — 30 (к фиг. 281).

Тип	Мощность в k*W* при числе оборотов в минуту					Размеры в *мм*								Шкив	
	1500	1000	750	600	500	*K*	*m*	*R*	*a*	*h*	*S*	*A*	*C*	*D*	*B*
114 —1 500 .	4,5	—	—	—	—	447	390	218	320	230	70	780	950	150	100
114 —1 500 и 1 000 .	6,8	4,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	160	110
134*a* —1 500 .	14,5	—	—	—	—	515	465	253	365	280	80	840	850	240	130
134*a* —1 000 .	—	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	260	140
134*p* —1 000	—	12,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	280	150
104*d* —750 . .	—	—	6,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	220	120
104*c* —1 500 . .	20,5	—	—	—	—	624	575	326	465	350	80	990	1300	260	140
164*p* —1 500 .	29	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	300	160
164*c* —1 000—750	—	14,5	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	300	160
164*f* —1 000 и 750 .	—	20,5	14,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	350	180
204*e* —1 500 и 750	40	—	20,5	—	—	693	645	377	536	410	80	880	1300	350	180
204g —1 500 . .	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	400	200
204*e* —1 000 .	—	29	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	400	200
204*g* —1 000 .	—	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	400	200
204*g* —750 . .	—	—	29	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	450	220
224*h* —1 500	75	—	—	—	—	738	705	—	574	450	80	1010	1300	450	220
224*h* —1 000—750—600	—	55	40	29	—	—	—	412	—	—	—	—	—	500	240
224*ik* —1 500 . .	100	—	—	—	—	778	745	414	599	450	80	1090	1300	500	240
224*ik* —1 000—750—600 . .	—	75	55	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	600	320
224*k* —1 500 .	132	—	—	—	—	891	860	446	634	470	100	1250	1500	600	320
224*k* —1 500—750—600 . .	—	100	75	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
264*r* —1 000	—	132	—	—	—	975	930	478	685	500	100	1310	1500	600	320
264*r* —750—600—500 . .	—	—	100	75	55	—	—	—	—	—	—	—	—	650	360
264*m* —750—600—500 .	—	—	132	100	75	995	950	479	680	500	100	1350	1500	800	360
284*n* —750 . .	—	—	175	—	—	1090	1040	525	715	550	130	1250	1800	—	—
284*n* —600—500	—	—	—	132	100	—	—	—	—	—	—	—	—	900	400
294*m* —600 .	—	—	—	175	—	1012	988	584	771	600	130	1400	1800	900	400
294*m* —500 . .	—	—	—	—	132	—	—	—	—	—	—	—	—	1000	450

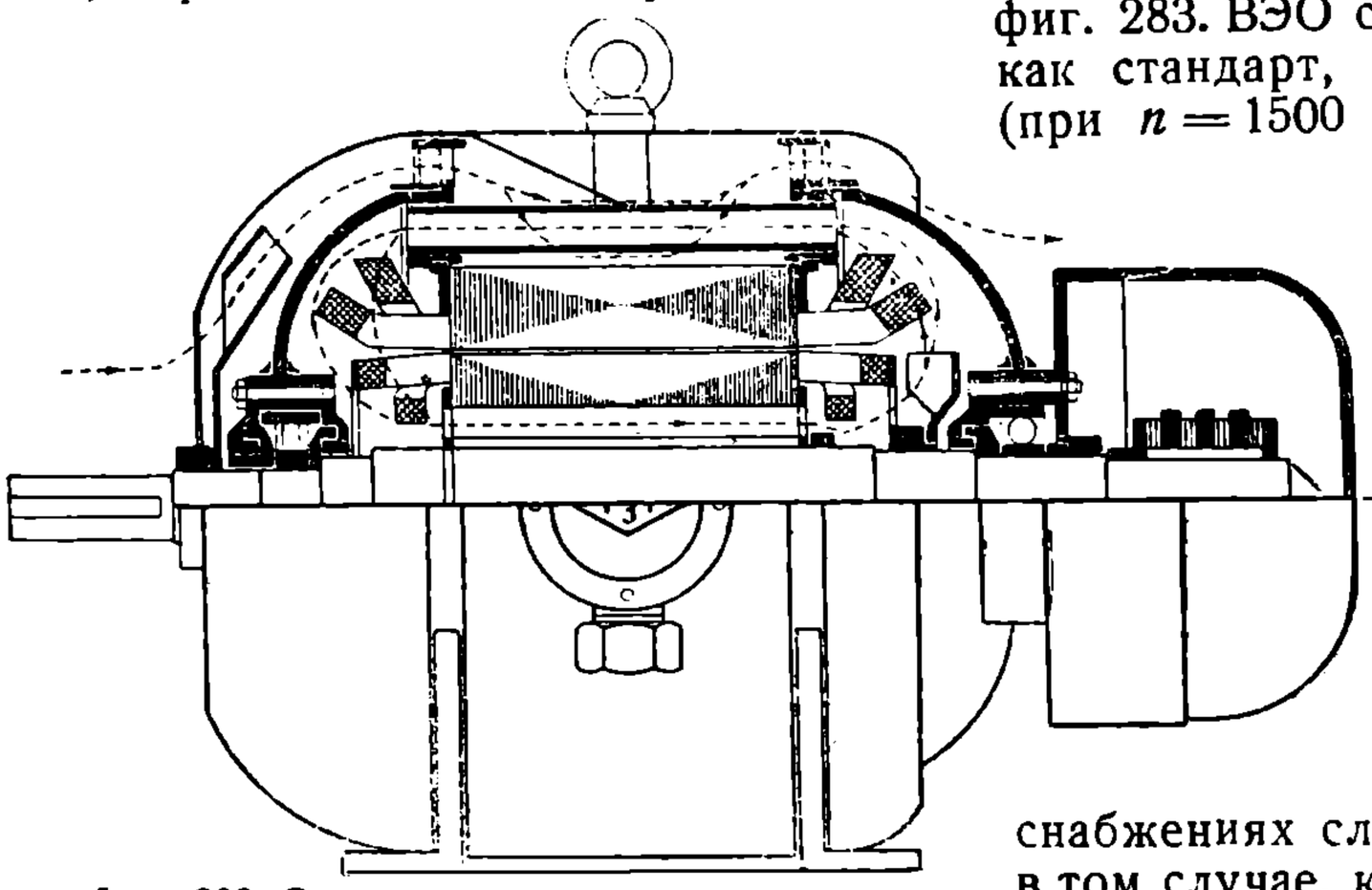
ТАБЛИЦА 98

Мощность, число оборотов и основные размеры электродвигателей трехфазного тока, закрытых с вентиляцией, типа *PRV* (к фиг. 282).

Тип	Мощн. в k*W* при оборотах			Размеры в *мм*								Шкив	
PRV	1 500	1 000	750	*k*	*m*	*R*	*a*	*h*	*S*	*A*	*C*	*D*	*B*
108 *g* . .	14,5	10,0	6,8	432	443	195	268	210	60	600	900	250	150
138 *e* . .	20,5	14,5	10	4 715	260	221	300	235	70	720	950	280	175
138 *h* . .	29,0	20,5	14,5	5 065	495	221	300	235	70	790	950	320	200
166 *g*	40	29	20,5	620	597	297	414	320	80	990	1 300	360	240
166 *h* . .	55	40	29	620	597	297	414	320	80	990	1 300	360	240
206 *g* .	75	55	40	738	710	342	478	380	80	1 060	1 300	450	320
206 *i*	100	75	55	738	710	342	478	380	80	1 060	1 300	500	280

УГЛТ (ДГТ)

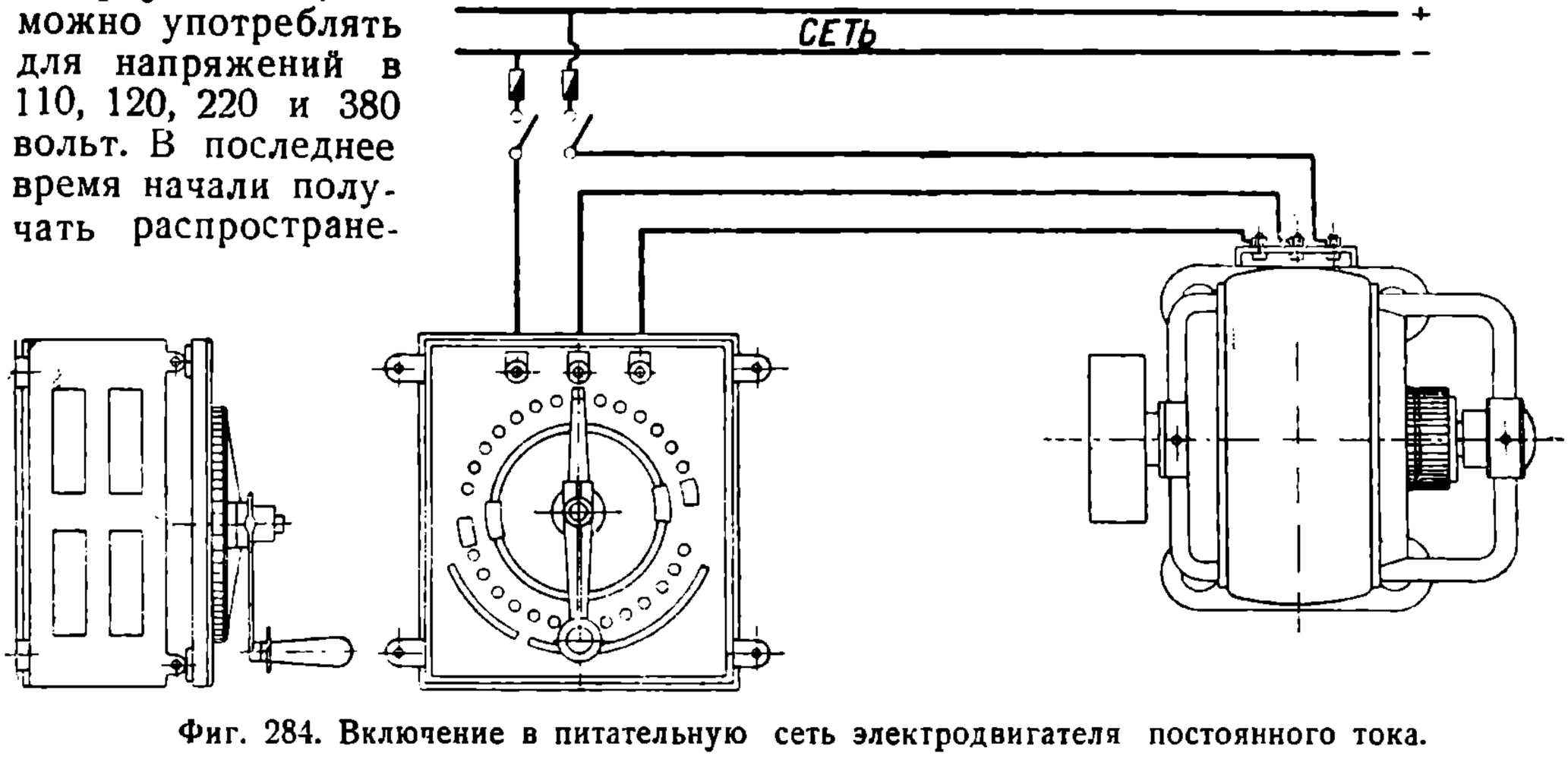
Наконец, в помещениях особо сырых как, например, установки над резервуарами, мокрыми шахтами, колодцами с водой и т. п., не изолированных от сильных испарений воды достаточно плотным и водонепроницаемым покрытием, применяются электродвигатели **совершенно закрытые,** указанные на фиг. 283. ВЭО строил такие двигатели как стандарт, мощностью до 75 *kW* (при $n = 1500$ об/мин). Размеры их по сравнению с другими электродвигателями значительно больше и установка и эксплоатация сложнее. В случае малейшей порчи вентиляции двигатели нагреваются и требуют остановки. Поэтому к применению их в железнодорожных водоснабжениях следует прибегать лишь в том случае, когда устройство сухого помещения, в силу каких-либо особых причин, не может быть осуществлено.



Фиг. 283. Электродвигатель трехфазного тока совершенно закрытого типа.

§ 70. Установка электродвигателей.

Моторы постоянного тока строятся с напряжением у зажимов в 110, 220, 440, 550, 750 и 1100 вольт, но чаще всего применяются в 110, 220 и 440 вольт. Моторы трехфазного тока, включаемые звездочкой, изготовляются преимущественно для напряжений в 190, 220, 380 и 550 вольт; устраивая переключения на **треугольник,** их можно употреблять для напряжений в 110, 120, 220 и 380 вольт. В последнее время начали получать распростране-



Фиг. 284. Включение в питательную сеть электродвигателя постоянного тока.

ние моторы переменного тока для высоких напряжений порядка 3000—6000 вольт.

Питание электродвигателей током осуществляется в основном для двигателей постоянного тока по схеме, указанной на фиг. 284, и для переменного тока — на фиг. 285 (установка измерительных приборов не показана). В обоих случаях ток, как правило, поступает в электродвигатель через пусковой реостат. Конструкции реостатов, являющихся неотъемлемой частью каждой электросиловой установки, делятся на три типа: металлические, масляные и жидкостные. **Металлический реостат** состоит из железного или, чаще всего, чугунного ящика, внутри которого помещается добавочное сопротивление в виде проволочных спиралей или чугунных змеевидных полос; боковые стенки

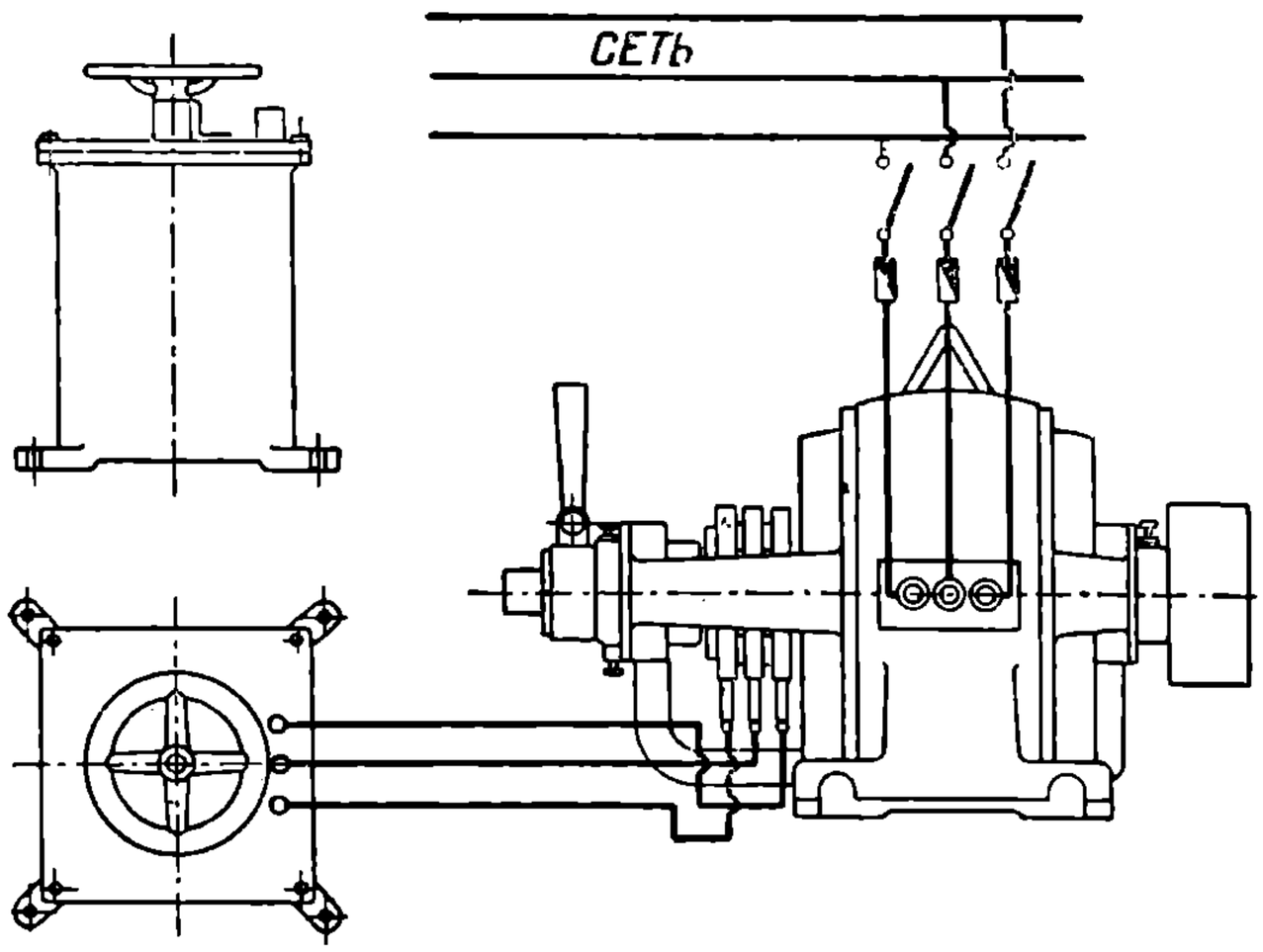
НТБ УДУНТ (ДИТ)

ящика для лучшей вентиляции делаются с прозорами, иногда затянутыми сеткой (фиг. 284).

Реостаты такого типа применяются для двигателей небольшой мощности, примерно не свыше 35—50 *kW* и напряжения не более 220 вольт. При мощностях и напряжениях больше указанных, а также во всех тех случаях, когда в помещениях имеются газы или кислотные пары, могущие вызвать взрыв от искр на контактах или же химически разрушить контакты, применяются масляные реостаты в виде закрытых сосудов, в которых сопротивления и контакты помещены в масле (фиг. 285).

Наконец, при очень больших мощностях применяются жидкостные реостаты.

Правильная и бесперебойная работа электродвигателей в значительной степени зависит от умелых и тщательно выполненных монтажных работ. Поэтому при установке электродвигателей надлежит с особым вниманием относиться к требованиям правил и норм, утверждаемых Всесоюзными электротехническими съездами и одобряемых Центральным электротехническими советом (ЦЭС), тем более, что упомянутые правила и нормы касаются не только правильного технического выполнения, но и охраны жизни обслуживающего персонала и пожарной безопасности для окружающего имущества. [1]



Фиг. 285. Включение в питательную сеть электродвигателя трехфазного тока.

Сравнивая электродвигатели с рассматриваемыми ранее паровыми и нефтяными двигателями, видим, что:

Преимуществами электродвигателей являются: 1) большая компактность как самого двигателя, так и всей электронасосной установки;

2) возможность непосредственного привода центробежных насосов через упругую муфту;

3) чрезвычайно облегченные и удобные условия обслуживания и эксплоатации;

4) малый вес и небольшой фундамент;

5) возможность автоматизации установок; [2]

6) постоянная готовность к пуску и быстрота осуществления самого пуска (при бесперебойном снабжении электроэнергией);

7) небольшая стоимость как самых двигателей, так и их установок.

НЕДОСТАТКИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ.

Необходимость получать движущую энергию в виде электрического тока извне, что приводит к увеличению числа элементов насосной установки (добавляются провода и динамомашина), а следовательно, и к увеличению случаев временных остановок и необходимости устройства запасных линий передачи и динамомашин.

---

[1] Вопросы, касающиеся монтажа электрических машин и их ремонта, весьма полно освещены в трудах последнего времени следующих авторов: инж. С. А. Кабанов. — „Монтаж электрических машин и ремонт их", 1932 г., инж. К. К. Рожновский. — „Монтаж электроустановок" 1932 г., Мид Г. и Бикслер Г — „Уход за электрич. машинами постоянного тока и их ремонт" 1930 г., инж. А. Я. Бергер. — „Обслуживание моторов", 1930 г., И. В. Рабчинский. — „Электромонтер". Правила установок 1932 г. и друг.

[2] Автоматизация электронасосных установок рассматривается во 2-й части „Ж.-д. водопроводные насосные станции". (Л. К.)

УДУНТ (ДИТ)

IV (XVI) Всесоюзный водопроводный и санитарно-технический съезд по вопросу применения электродвигателей в деле железнодорожного водоснабжения вынес следующее постановление: [1]

„1) Отметить, что электрификация ж.-д. водокачек отстает от темпов общей электрификации Союза. Поэтому, а также и вследствие многих преимуществ электрификации водокачек, обратить внимание НКПС на необходимость скорейшего сдвига в этом вопросе.

2) Электрифицировать водокачки следует только в тех случаях, когда будет достаточная степень надежности в бесперебойной подаче электроэнергии и при условии экономической целесообразности.

При производстве экономических расчетов нужно учитывать стоимость электроэнергии не только в первые годы эксплоатации, но и в последующие годы, когда в данном пункте будет дешевая энергия. При сравнении вариантов необходимо принимать во внимание выгоды автоматизации электронасосов."

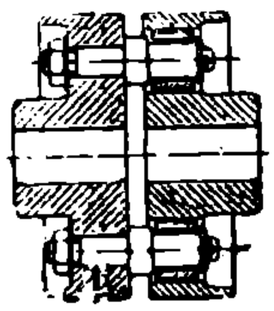
ОТДЕЛ IX

МЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА ЭНЕРГИИ

§ 71. Общие понятия о механической передаче энергии от двигателя к насосу или компрессору.

Для механической передачи энергии от двигателя к насосу или компрессору существуют следующие 4 рода соединений: 1) прямое, 2) непосредственное через муфту, 3) через зубчатое колесо и 4) через ременную передачу.

Прямой механической передачей энергии называется устройство, состоящее из жесткой системы, неподвижно соединяющей поршень или вал двигателя с поршнем или валом насоса, и предназначенное для передачи движения от одного из них к другому. К такого рода устройствам относится, напр., передача в поршневых прямодействующих паровых насосах сист. **Вортингтон**, состоящая из штока, наглухо соединенного одним концом с поршнем паровой машины и другим концом—с поршнем водяного насоса (см. § 13). При вращательном движении прямая передача устраивается ввиде общего вала для двигателя и насоса.



Фиг. 286. Упругая муфта.

Непосредственная передача через муфту применяется большей частью для передачи вращательного движения от вала двигателя к валу насоса в тех случаях, когда эти валы расположены ось в ось и подходят один к другому вплотную или удалены один от другого на незначительное расстояние.

С целью поглощения ударов, муфты, соединяющие валы двигателя и насоса, устраиваются обычно упругими по типу, изображенному на фиг. 286. Эластичность работы этих муфт достигается путем вставки между болтом и втулкой кожаных или резиновых прокладок. В настоящее время имеются и другие конструкции упругих муфт (Кахина, Гука и пр.). Особым разнообразием отличаются муфты, соединяющие валы трансмиссий, подразделяющиеся на три основных группы: постоянные, подвижные и раздвижные, из которых каждая, в свою очередь, имеет ряд разновидностей.[2]

Передача движения через зубчатые колеса применяется исключительно для передачи вращательного движения в тех случаях, когда вал двигателя не совпадает с валом насоса. В зависимости от взаимного расположения валов зубчатые колеса делятся на: **цилиндрические**—для параллельных валов; **конические**—для валов, оси которых, будучи продолжены, пересекаются; **гиперболические**—для валов непересекающихся.

Зубцы цилиндрических колес строятся прямыми, косыми и угловыми (иначе шевронными). Два последних типа применяются в тех случаях, когда желают уменьшить шум, получающийся от ударов одного зубца о другой.

Примером устройства гиперболических колес могут служить червячные колеса и червяки, применяющиеся большей частью для перевода быстрого движения в медленное.

---

[1] Из постановления IV Съезда по докладу инж. А. А. Рожновского — „Электрификация и автоматизация работы ж.-д. водокачек", в ноябре мес. 1931 г.

[2] О конструкциях и размерах муфт подробно изложено в труде инж. Грейнер В. — „Трансмиссии". 1928 г., стр. 11—40.

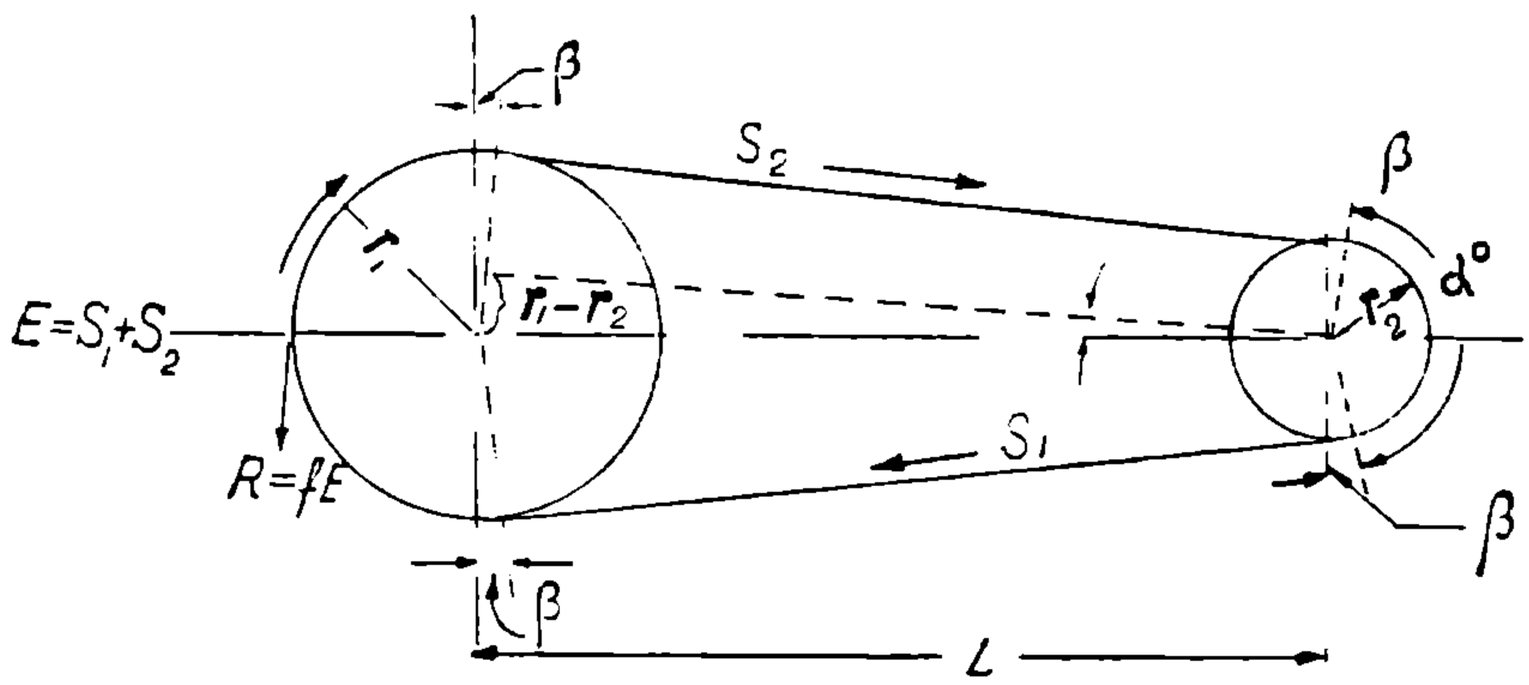
НБ УДУНТ (ДІТ)

Ременные передачи применяются в тех случаях, когда вал двигателя не совпадает с валом насоса и когда насос и двигатель не представляют связанного между собой аггрегата.

Прямая передача, а также непосредственная через муфту и колесо, являясь составной частью двигателя и насоса, изготовляется на самих заводах и поэтому в ж.-д. водопроводах с ними приходится иметь дело лишь при установке и сборке оборудования; ременную же передачу приходится проектировать и осуществлять на местах самим железным дорогам; к тому же передачи этого рода имеют вообще большое распространение на транспорте (см. вводную часть). Поэтому на устройстве и расчетах ременных передач мы останавливаемся в дальнейшем более подробно.

§ 72. Схемы ременных передач.

Сущность устройства и действия ременной передачи заключается в следующем. Ремень в виде бесконечной ленты одевается, с некоторым натяжением, на два шкива, наглухо насаженных на валы. Ременная передача делится на две части: в е д у щ у ю, состоящую из вала со шкивом и половины окружности ремня, сообщающих движение передаче, и в е д о м у ю часть, состоящую из второго вала со шкивом и второй половины окружности ремня, получающих движение от первой части передачи. Та часть ремня, которая, двигаясь к шкиву, вступает на него, носит название н а б е г а ю щ е й в е т в и или н а б е г а ю щ е г о



Фиг. 287. Открытая ременная передача.

к о н ц а передачи, а которая сходит с ремня — с б е г а ю щ е й в е т в и или с б е г а ю щ е г о к о н ц а передачи. Вследствие натяжения ремень прижимается и обхватывает оба шкива. При вращении движущегося вала ведущий шкив, благодаря силе трения, возникающей между ободом и ремнем, увлекает за собой ремень. Получив движение от ведущего шкива, ремень, в свою очередь, передает это движение ведомому шкиву опять таки благодаря силе трения, появляющейся от натяжения ремня вокруг части обода ведомого шкива.

В результате на ремень оказывают действие следующие три силы (фиг. 287): а) сила натяжения ведущей части ремня S_1, б) сила натяжения ведомой части ремня S_2 и с) сила трения R.

Из механики известно, что

$$S_1 - S_2 = P = \frac{75\,N}{V},$$

где P — окружное усилие, N — мощность на валу шкива и V — скорость движения ремня.

Сила, прижимающая ремень к ободу шкива,

$$E = S_1 + S_2,$$

откуда сила трения

$$R = fE,$$

где f — коэффициент трения между ремнем и ободом шкива.

В том случае, когда натяжение ремня будет таково, что сила трения R окажется больше окружного усилия, т. е. $R > P$ — скольжения ремня проис-

НБ УДУНТ (ДИТ)

ходить не будет и сила P будет целиком передаваться на ведомый вал и заставлять его вращаться.

Если не принимать во внимание собственный вес ремня, то силы натяжения в ведущей и ведомой частях ремня определятся формулами: [1]

$$S_1 = P\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1}\ кг \tag{148}$$

$$S_2 = P\frac{1}{e^{f\alpha}-1}\ кг \tag{149}$$

$$S_1 = S_2 e^{f\alpha}, \tag{150}$$

где

$e = 2{,}718281$ — основание натуральных логарифмов;

α — угол обхвата на малом шкиве, выраженный в долях окружности (т. е. $\alpha = \frac{\alpha^\circ}{360}$, где α° — тот же угол, выраженный в градусах);

f — коэффициент трения между ремнем и ободом шкива.

Для обычных условий устройства передачи по типу фиг. 287 можно принять $\alpha^\circ = 0{,}9\pi \cong 160^\circ$; $f = 0{,}25$, при которых $e^{f\alpha} = 2$; $S_1 = 2S_2$, на основании чего можно заключить, что ведущая часть ремня натянута, примерно, вдвое сильнее, чем ведомая.

Из приведенных выше формул видно, что сила, прижимающая ремень к ободу, зависит, с одной стороны, от окружного усилия, т. е. мощности, сообщаемой шкиву, и радиуса шкива, a, с другой стороны, — от угла обхвата α° и коэффициента трения f между ремнем и ободом шкива.

Величина угла обхвата, в свою очередь, зависит от диаметров шкивов, расстояния между ними L, направления вращения ведущего шкива и схемы устройства ременной передачи.

В зависимости от расположения шкивов и способов соединения их ремнем, различают несколько видов ременной передачи, как-то: открытая, перекрестная, полуперекрестная, угловая с нажимными и направляющими роликами и с коническими барабанами.

1. Открытая ременная передача (фиг. 287). Передача такого типа устраивается между параллельными валами, вращающимися в одном направлении.

Для увеличения угла обхвата, а следовательно и увеличения передаваемой ремнем мощности, рекомендуется ведущую часть ремня пускать по низу, а ведомую — по верху.

С этой же целью валы шкивов расставляются один от другого на определенном растоянии L. Величина L берется в зависимости от диаметра щкивов, числа оборотов, ширины ремня, типа и мощности двигателя и, во всяком случае, должна быть не менее $L_{min} = 1{,}25\,(D+d)$, где D и d — диаметры шкивов. [2]

В частности, на жел.-дор. насосных станциях это расстояние принимается в среднем:

1) при двигателях внутреннего сгорания и центробежных насосах

$$L = 4{,}5 - 6\ м.;$$

2) при двигателях внутреннего сгорания и поршневых насосах

$$L = 4 - 5{,}5\ м.;$$

3) при электродвигателях и центробежных насосах

$$L = 3 - 5;$$

4) при электродвигателях и поршневых насосах

$$L = 4 - 6\ м.;$$

5) при паровых локомобилях и центробежных или поршневых насосах

$$L = 6 - 9\ м.$$

---

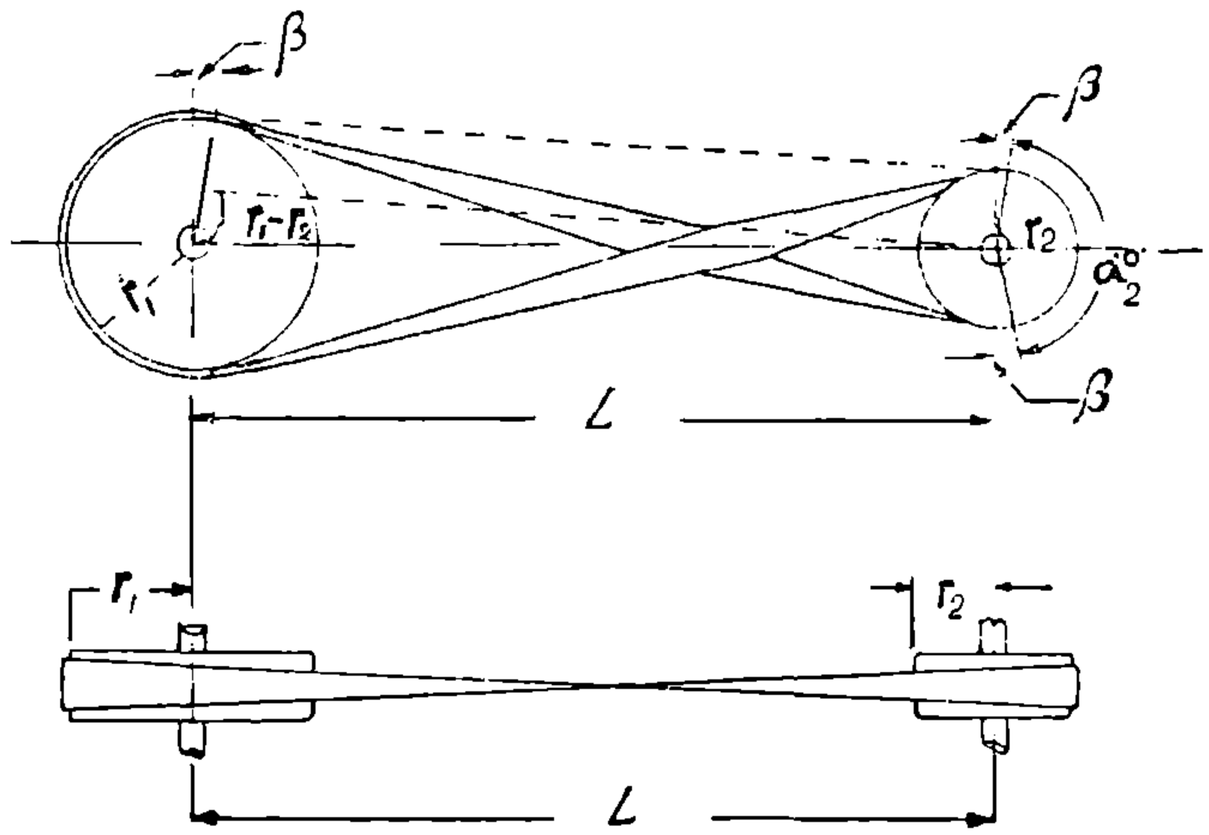
[1] Проф. В. В. Арнольд. — „Основы учения о машинах". 1925 г., стр. 309.

[2] А. О. Альперин. — „Приводные ремни". 1928 г. стр. 23.

НБ УДУНТ (ДГТ)

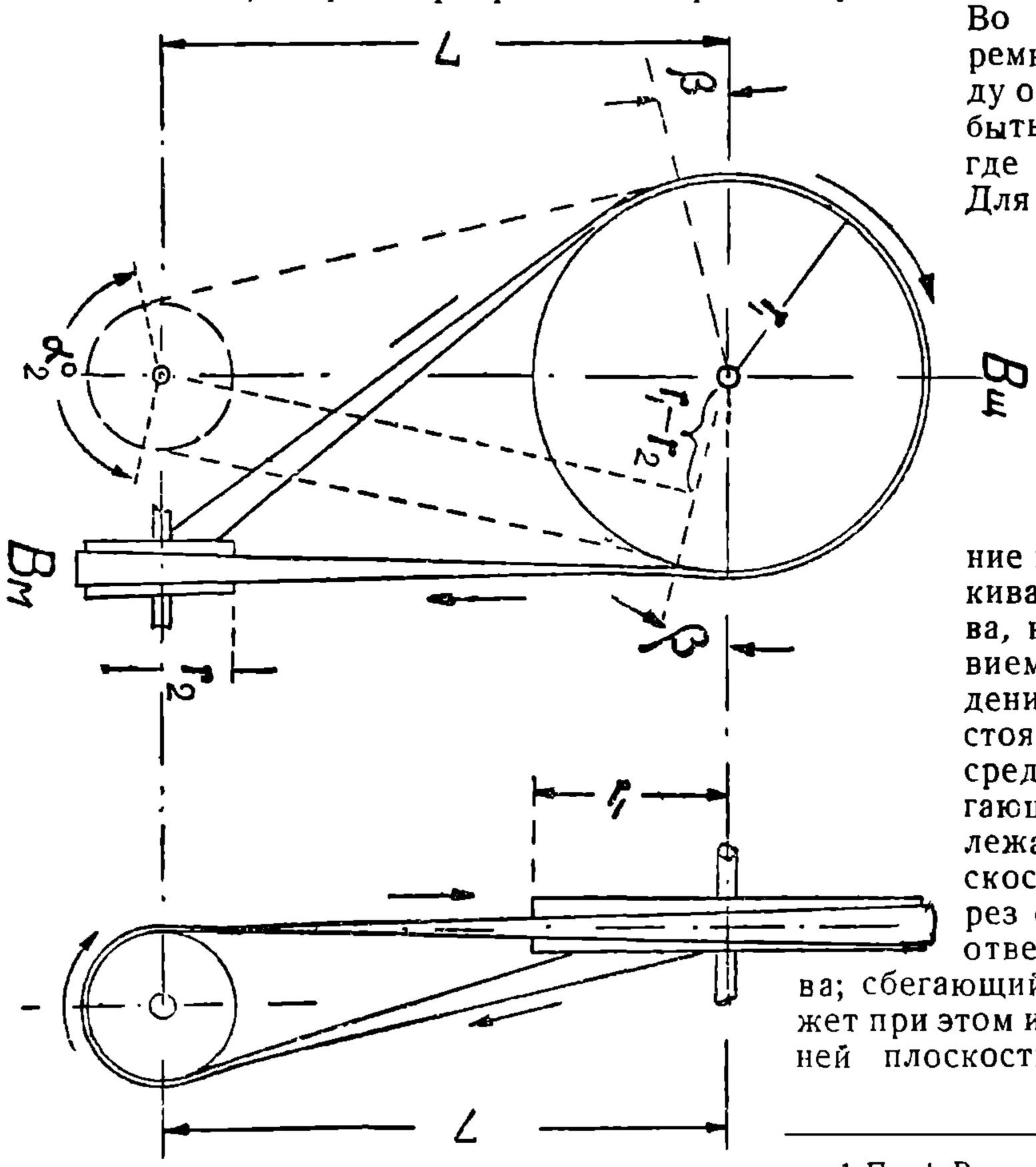
При уменьшении расстояния L против указанных размеров угол обхвата α° уменьшается, поэтому, во избежание скольжения ремня, потребуется более сильная натяжка, результатом чего могут явиться быстрые износы ремня и подшипников насоса и двигателя.

Излишнее увеличение расстояния L также нежелательно, во первых, потому, что оно требует соответствующего увеличения размеров здания и, следовательно, удорожания постройки, и, во вторых, в случае превышения L, примерно, свыше 16 $м$ [1], ремень начинает настолько сильно колебаться, что появляются удары (битье), понижающие коэффициент полезного действия передачи.



Фиг. 288. Перекрестная ременная передача.

2. Перекрестная передача. Перекрестная передача применяется между параллельными валами, вращающимися в разные стороны (фиг. 288). При перекрестной передаче угол обхвата увеличивается. Во избежание схода ремня, расстояние между осями валов должно быть не менее $L = 20в$, где $в$ — ширина ремня. Для быстрого хода и широких ремней перекрестная передача не допускается.



Фиг. 289. Полу-перекрестная ременная передача.

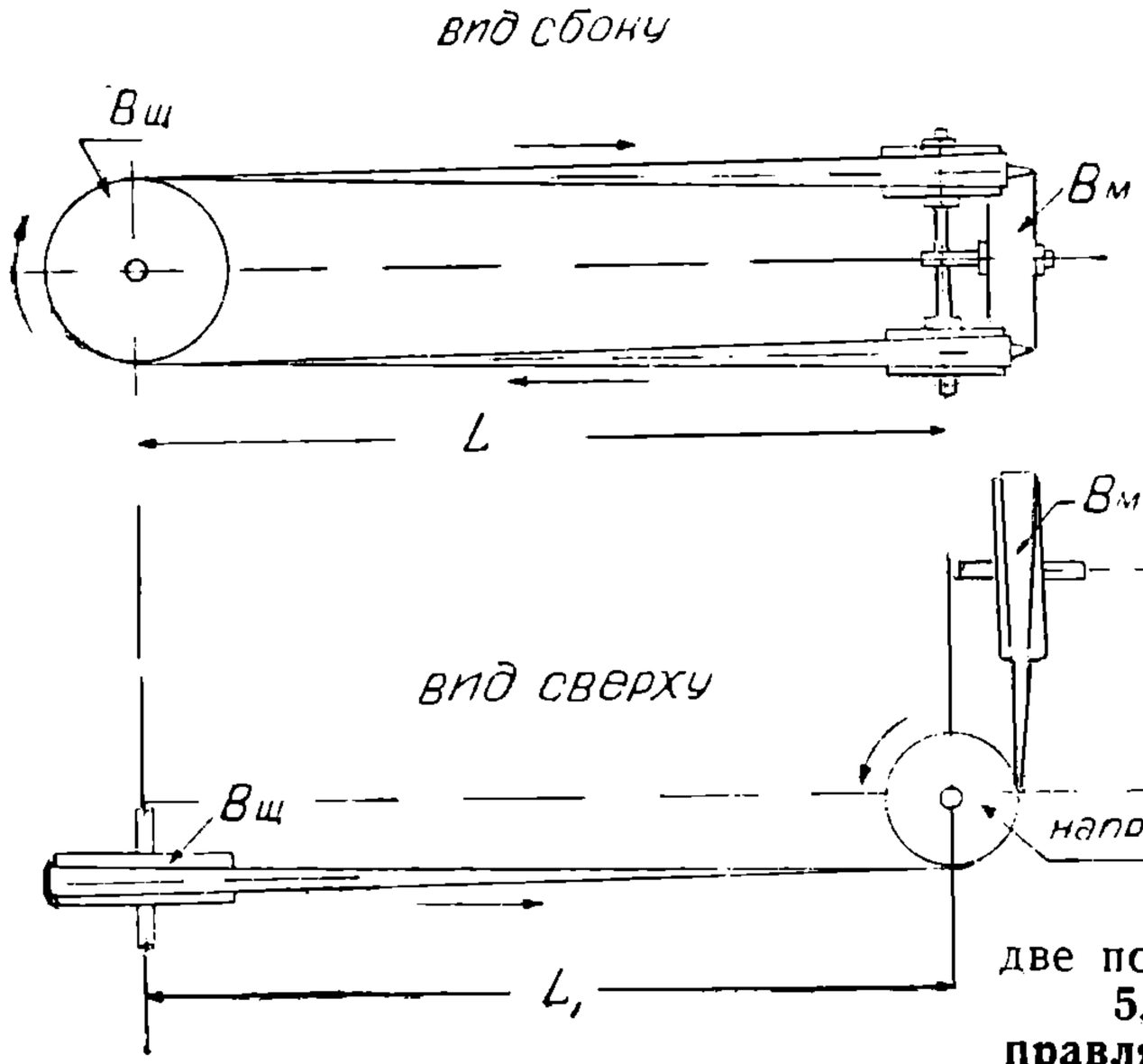
3. Полуперекрестная передача (фиг. 289). Опыт показывает, что, во избежание возможного соскакивания ремня со шкива, непременным условием является соблюдение требования, состоящего в том, чтобы средняя линия набегающего конца ремня лежала в средней плоскости, проходящей через средину обода соответствующего шкива; сбегающий конец ремня может при этом и не лежать в средней плоскости и даже откло-

[1] Проф. Руженцов С. К.—„Ременная и канатная передачи, натяжные ролики". 1932 г., стр. 10.

НБ УДУНТ (ДИТ)

няться от нее до 25°.[1] На указанном свойстве ременной передачи и устроена полуперекрестная передача. Средняя ось ведомого ремня в данном случае расположена в вертикальной плоскости, проходящей через средину ведомого шкива и касающуюся обода ведущего шкива.

Такого рода передача может иметь применение, например, в случае механической передачи энергии от двигателя к центробежному насосу шахтного или артезианского типа с вертикальной осью (см. § 21).



Фиг. 290. Угловая ременная передача.

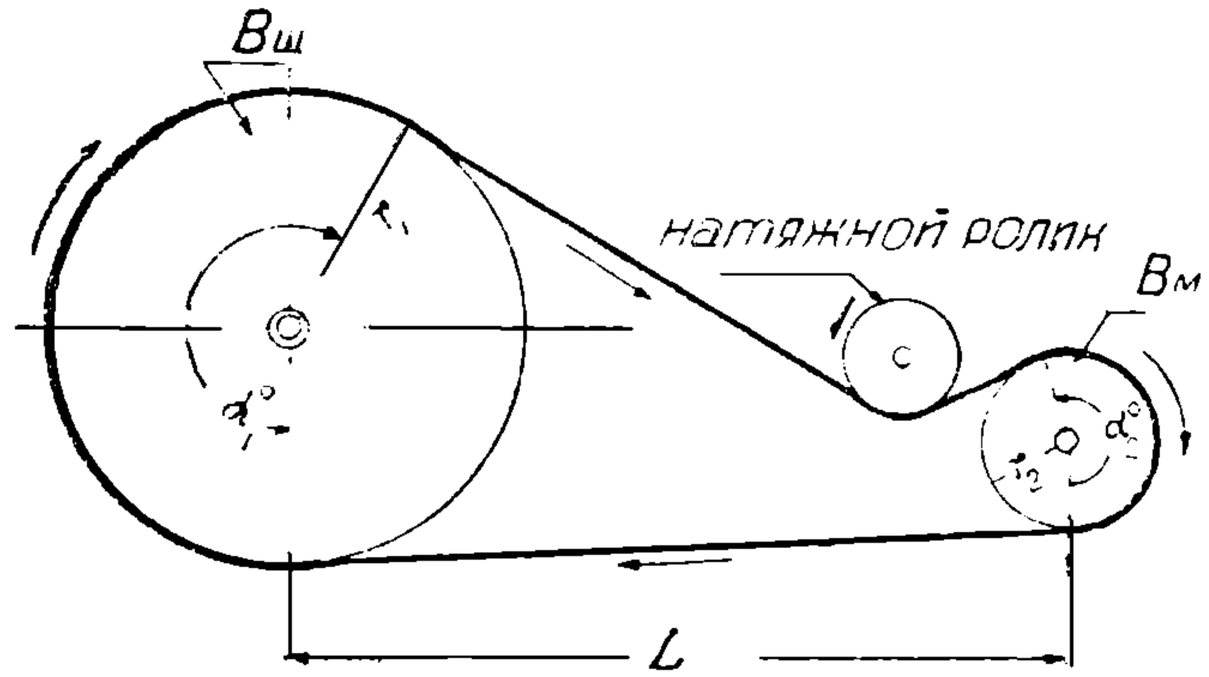
4. Угловая передача. В тех случаях, когда оси валов не параллельны между собой и расположены в одной плоскости, применяется угловая передача, схематически изображенная на фиг. 290.

Во избежание сбегания ремня, в схему передачи вводится направляющий ролик с жестко закрепленной осью. Ролик устанавливается таким образом, чтобы разделить всю передачу на две полуперекрестные передачи.

5. Передача с натяжными и направляющими роликами. В тех случаях, когда хотят расположить оба вала на близком расстоянии один от другого, применяются, для избежания скольжения ремня, натяжные ролики, часто называемые **лениксами** (фиг. 291), а для избежания соскакивания ремней — направляющие ролики (фиг. 292).

§ 73. Расчет ременных передач.

Ремень, увлекаемый ведущим шкивом, движется вместе с соответствующими ему элементами окружностей ведущего и ведомого шкивов, т. е. в своем движении как бы катится по шкивам без скольжения; поэтому окружные скорости обоих шкивов равны между собой и являются одновременно скоростями движения ремня.



Фиг. 291. Открытая ременная передача с натяжным роликом (лениксом).

Обозначим через:

r_1 и r_2 — радиусы ведущего и ведомого шкивов,

d_1 и d_2 — диаметры „ „

ω_1 и ω_2 — угловые скорости шкивов,

V_1 и V_2 — окружные скорости или скорости движения ремня,

n_1 и n_2 — число оборотов в минуту шкивов.

---

[1] Проф. В. В. Арнольд. — „Машиноведение для строителей". 1931 г., стр. 135.

НБ УДУНТ (ДИТ)

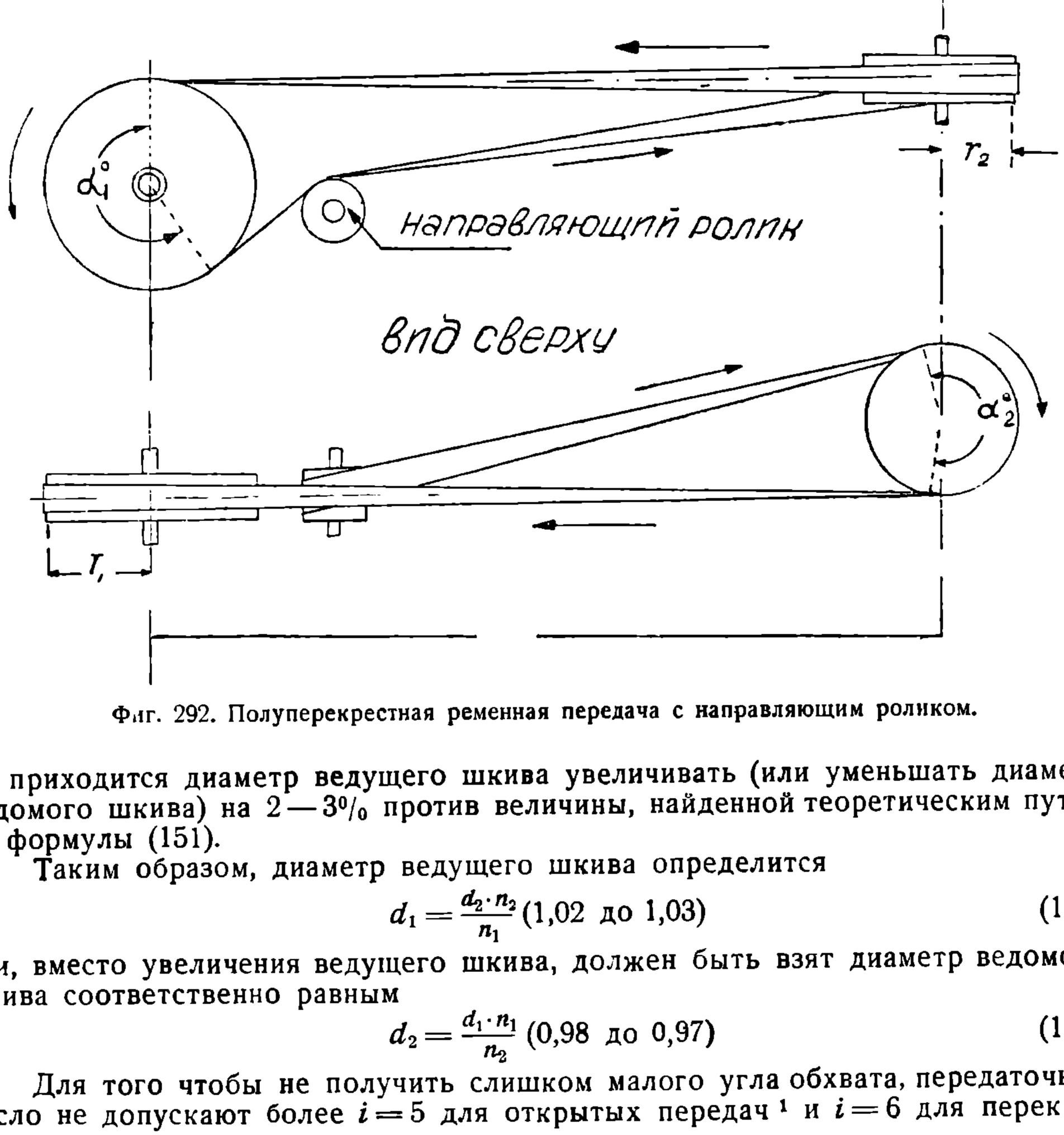
$$V_1 = V_2;\ \text{где}\ V_1 = \omega_1 \cdot r_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$$

$$V_2 = \omega_2 \cdot r_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60}$$

то $$d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2,$$

откуда $$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} \qquad (151)$$

Отношение большего числа оборотов шкива к меньшему числу оборотов другого шкива $\left(\text{т. е. } i = \frac{n_1}{n_2}\right)$ называется передаточным числом передачи. Так как на практике почти всегда имеет место небольшое скольжение ремня,



Фиг. 292. Полуперекрестная ременная передача с направляющим роликом.

то приходится диаметр ведущего шкива увеличивать (или уменьшать диаметр ведомого шкива) на 2 — 3% против величины, найденной теоретическим путем из формулы (151).

Таким образом, диаметр ведущего шкива определится

$$d_1 = \frac{d_2 \cdot n_2}{n_1}(1{,}02 \text{ до } 1{,}03) \qquad (152)$$

или, вместо увеличения ведущего шкива, должен быть взят диаметр ведомого шкива соответственно равным

$$d_2 = \frac{d_1 \cdot n_1}{n_2}(0{,}98 \text{ до } 0{,}97) \qquad (153)$$

Для того чтобы не получить слишком малого угла обхвата, передаточное число не допускают более $i = 5$ для открытых передач [1] и $i = 6$ для перекрестных передач.

Если обозначить через

N_1 — мощность на ведущем валу в лош. сил.;

N_2 — мощность на ведомом валу „ „

то $$N_1 = N_2 + A_m,$$

где A_m — потеря мощности в ременной передаче.

[1] При наличии лениксов передаточное число может быть увеличено до $i =$ от 6 до 7.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Отношение $\eta_p = \frac{N_2}{N_1}$, как указывалось выше в § 5, называется **коэффициентом полезного действия ременной передачи.**

Для открытых ременных передач $\eta_p =$ от 0,95 до 0,97, а для передач с натяжными и направляющими роликами $\eta_p =$ от 0,94 до 0,96.

Шкивы для ременных передач изготовляют большей частью или с плоскими ободами (фиг. 293) или с выпуклыми (фиг. 294).

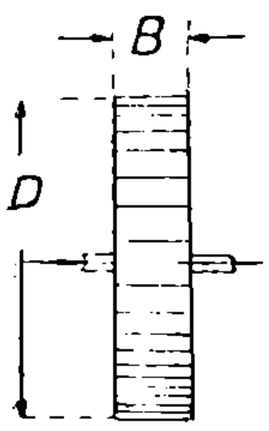
Первые из них применяются обычно на ведущих шкивах, обоих шкивах перекрестной или полуперекрестной передач и, кроме того, на всех шкивах, по которым происходит передвижка ремней (холостой и рабочий). Вторые, т. е. шкивы с выпуклыми ободами, применяются только в качестве ведомых шкивов при открытых передачах.

Ширина обода B определяется по формуле [1]

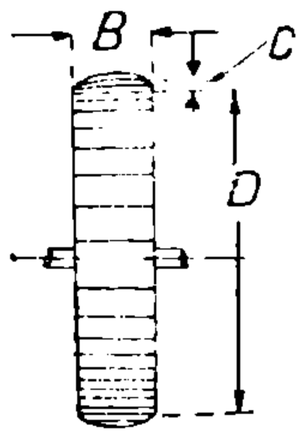
$$B = 1{,}1\,в + 1\ см, \qquad (154)$$

где $в$ — ширина ремня в *см*.

Для расчета приводных ремней в настоящее время существуют два основных метода, из которых один (первый) определяет основные размеры ремня, т. е. его ширину и толщину, по максимальному натяжению S_1 и допускаемому напряжению на разрыв, и другой (второй) ведет расчет, исходя из окружного усилия P и допускаемого усилия на 1 *см* ширины ремня, веса ремня и т. д. Первый метод, не будучи особенно точным, дает, однако, возможность с помощью весьма простых формул находить удовлетворительные для практических целей решения во всех случаях работы ремня, рассмотренных ранее на фиг. 287 — 292.



Фиг. 293.



Фиг. 294.

Фиг. 293—294. Шкивы для ременной передачи с плоским и выпуклым ободами.

Второй метод расчета учитывает большее число факторов, влияющих на работу ремня, но является в данное время для большинства ремней пока еще недостаточно полно проработанным и дает довольно сложные формулы, затрудняющие их практическое применение. Получившиеся в результате того и другого метода расчетные формулы для ременных передач можно разбить на 2 основных группы, из которых: 1) первая группа определяет сечение ремня в зависимости от величины окружного усилия P, угла обхвата α°, коэффициента трения f, скорости движения ремня V и допускаемого напряжения на разрыв данного ремня K_z; 2) вторая группа определяет сечение ремня в зависимости не только от упомянутых величин P, α°, f, K_z и V, но и от веса ремня g, с учетом влияния на K_z отношения толщины ремня к диаметру меньшего шкива, взаимного расположения шкивов и направления передачи энергии от ведущего шкива к ведомому и, наконец, изменения величины коэффициента трения f в зависимости от скорости движения ремня V.

Формулы второй группы учитывают большее число факторов, влияющих на размеры ремня. Однако, они содержат в себе целый ряд эмпирических коэффициентов, дающихся обычно в некоторых пределах („от“ и „до“), выбор между которыми возлагается на усмотрение расчетчика; к тому же все имеющиеся в настоящее время формулы этой группы выведены пока лишь для частного случая, когда: а) отношение толщины ремня к величине диаметра малого шкива равно 150; б) оси обоих шкивов находятся в одной горизонтальной плоскости и в) ведущий шкив больше ведомого. [2]

Для возможности пользования формулами в иных условиях опять дается ряд поправочных коэффициентов, меняющихся в некоторых пределах. Вследствие того, что найденные теоретическим путем сечения ремней приходится округлять до стандартных размеров ремней, конечные результаты, полученные с помощью формул той и другой группы, обычно не отличаются друг от друга на сколько-нибудь существенную для практических целей величину. Учитывая

[1] „Приводные ремни“ — ВСНХ. Сектор рационализации труда и себестоимости, 1931 г., стр. 19.
[2] Шульце — Пиллот., „Новая теория приводных ремней“. 1932 г.

НТБ УДУНТ (ДИТ)

все отмеченные выше обстоятельства, а также сложность формул второй группы, могущих повлечь за собой ошибки при пользовании ими, в дальнейшем мы останавливаемся на формулах первой группы, как более простых, удобных для расчета и дающих вполне удовлетворительные результаты.[1]

Обозначим через:

F — площадь сечения ремня в *кв. см*,

$в$ — ширину ремня в *см*,

h — толщину ремня в *см*,

K_z — допускаемое напряжение в *кг/см*^{2} поперечного сечения ремня.

Так как наибольшей силой, действующей на ремень, является сила натяжения ремня в ведущей части S_1, то для обеспечения условия прочности ремня площадь его сечения должна быть равна

$$F = вh \geq \frac{S_1}{K_z}$$

Подставляя сюда значения S_1 из формулы (148) и (147), найдем, что для открытых ременных передач

$$F = вh = \frac{S_1}{K_z} = \frac{Pe^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1) f_z} = \frac{74\ Ne^{f\alpha}}{V(e^{f\alpha} - 1) K_z} \qquad (156)$$

Формула (156) является основной формулой первой группы для расчета ремней; все остальные имеющиеся формулы этой группы являются ее частными случаями.

При перекрестных передачах (фиг. 288), в том случае, когда расстояние между центрами шкивов $L \leq 20в$ и скорость ремня $V =$ от 5 до 10 *м*/сек., площадь сечения ремня F, найденную по формуле (156), увеличивают на 10 — 20% и в том случае, когда $L \leq 40в$ и скорость ремня не превосходит 5 *м*/сек — увеличивают на 5 — 10%.

При полуперекрестной передаче (фиг. 289) когда $L \geq 20в$, площадь сечения ремня увеличивают до 10%, при $L < 20в$ — до $30в$. Кроме того, для перекрестных и полуперекрестных передач рекомендуется применять двойные, специально сшитые продольным уступом, ремни.[1] Угол $\alpha = \frac{\alpha^\circ}{360}$, входящий в формулу (156), определяется графическим путем или аналитическим с помощью тригонометрических формул.

Значение для f и K_z приведены в таблице 99.[2]

ТАБЛИЦА 99

Значения коэффициента трения f, временного сопротивления разрыву и допускаемого напряжения поперечного сечения ремней (к формуле 156)

Род ремня	f	Временное сопротивление в *кг/см*^{2}	Допускаемое напряжение в *кг/см*^{2} K_z
Кожаный ординарный ремень	0,25	200—270	20—27
двойной	0,25	200—240	20—24
Резиновый ремень	0,35	400—450	40—450
Верблюжий ремень	0,3	250—300	25—30
Хлопчатобумажный ремень	0,3	250—300	25—30

Примечания к таблице 99.

1) Значения для коэффициента трения f даны для чугунных шкивов. 2) Большие значения K_z допустимы: для ремней особо высокого качества при диаметре меньшего шкива передачи их менее 500 *мм* и для ремней среднего качества — ординарных и двойных кожаных, резиновых, верблюжьих и хлопчатобумажных, при диаметре меньшего шкива не менее 100 *мм*.

---

[1] Имеющиеся формулы первой и второй групп приведены в трудах:

„Приводные ремни и рациональный уход за ними", 1931 г. Труды сектора „Рационализации труда и себестимости" ВСНХ СССР.

Проф. С. К. Руженцов. — „Ременная и канатная передачи, натяжные ролики". 1932 г.

Инж. Грейнер В. — „Трансмиссии". 1928 г.

[2] „Приводные ремни и рациональный уход за ними", ВСНХ 1931 г., стр. 108, 112 и 123.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Значения для $e^{f\alpha}$ даны в таблице 100.

ТАБЛИЦА 100

Значения $e^{f\alpha}$ (к формуле 156)

Угол обхвата на малом шкиве			Коэффициент трения f		
			0,25	0,30	0,35
α° в градусах	α' в радианах	$\alpha = \frac{\alpha^\circ}{360}$	Значения $e^{f\alpha}$		
70	1,22	0,20	1,36	1,45	1,54
80	1,40	0,22	1,41	1,53	1,63
90	1,57	0,25	1,48	1,61	1,74
100	1,74	0,28	1,55	1,70	1,85
110	1,92	0,31	1,61	1,79	1,96
120	2,09	0,33	1,69	1,89	2,09
130	2,27	0,36	1,76	1,99	2,22
140	2,44	0,39	1,84	2,10	2,36
150	2,62	0,42	1,92	2,21	2,51
170	2,97	0,47	2,10	2,46	2,84
180	3,14	0,50	2,19	2,60	3,02
190	3,31	0,53	2,31	2,73	3,21
200	3,49	0,56	2,39	2,88	3,41

Так как при расчетах ремней, помимо определения площади сечения F, приходится учитывать особенности устройства и работы их, вытекающие из рода материала, способов сращивания, условий работы, стандартных размеров, принятых строительными организациями, и т. д., то в дальнейшем каждый род ремня будет рассмотрен нами отдельно.

1. Кожаные приводные ремни. Кожаные ремни изготовляются из кожи животных, снятой с хребтовой части („чепрака“).

В зависимости от обработки сырья, ремни делаются из дубленой или хромовой кожи; в первом случае ремни передают лучше энергию и легче переносят перегрузку без скольжения, а во втором — они получаются более гибкими и меньше подвергаются влиянию тепла и сырости. В обоих случаях они изготовляются ординарной или двойной, а в исключительных случаях и тройной толщины. Ремни хорошего качества должны быть упруги, гибки, однообразны по толщине и ширине, хорошо вытянуты, должны иметь гладкую поверхность и прямолинейные края без порезов и надрывов и, кроме того, должны давать в развернутом виде на полу прямую ленту без волнистых кромок и при работе — равномерное вытягивание.

Ремневые чепраки, идущие на заготовку ремней должны удовлетворять стандарту: „Чепрак ремневый растительного дубления ОСТ — 231“.

Двойной ремень состоит из двух слоев ординарных ремней, склеенных между собой и прошитых ушивальником.

Толщина кожаных ремней, согласно стандарту „ОСТ—232“, указана в приводимой здесь таблице.

Ширина ремней в *мм*	Толщина ремней в *мм*	
	Ординарные	Двойные
до 45 *мм*	3,5	—
от 45 „ 80	4,0	7
„ 80 „ 115	4,5	8
„ 115 „ 150	5,0	9
„ 150 „ и выше	5,5	9,5

Ширина и толщина отдельных стандартных кожаных ремней приведена в таблице 101.

Ординарные ремни употребляются обычно шириною до 500 *мм* и не более 600 *мм*; выше этого предела рекомендуется применять двойные ремни.

Кроме указанной выше основной формулы (156) для расчета кожаных ремней, большим распространением пользуется формула, выведенная на основании целого ряда опытов на заводе приводных ремней К. Отто Геркенс в Гамбурге и поэтому известная больше под названием формулы Геркенса.

где

$$в = \frac{75 \cdot N}{K_ш V} \text{ см}, \qquad (157)$$

$в$ — ширина ремня в *см*,

N — передаваемая мощность в лош. силах,

V — окружная скорость в *м*/сек., равная $V = \frac{\pi dn}{60}$,

$K_ш$ — усилие в *кг*, передаваемое одним *см* ширины ремня.

НБ УДУНТ (ДИТ)

ТАБЛИЦА 101

Размеры сечений стандартных кожаных приводных ремней (ОСТ—232)

Ширина *мм*	Толщина *мм*	Сечение *кв. см*	Ширина *мм*	Толщина *мм*	Сечение *кв см*	Ширина *мм*	Толщина *мм*	Сечение *кв. см*
в мм	*h мм*	*F см²*	*в мм*	*h мм*	*F см²*	*в мм*	*h мм*	*F см²*
Ординарные стандартные кожаные ремни								
20	3,5	0,7	80	4,0	3,2	225	5,5	12,4
25	3,5	0,87	85	4,5	3,8	250	5,5	13,5
30	3,5	1,05	90	4,5	4,0	275	5,5	15,1
35	3,5	1,22	95	4,5	4,3	300	5,5	16,5
40	3,5	1,40	100	4,5	4,5	350	5,5	19,5
45	3,5	1,57	115	4,5	5,2	400	5,5	22,0
50	4,0	2,0	125	5,0	6,2	450	5,5	24,8
60	4,0	2,4	150	5,0	7,5	500	5,5	27,5
70	4,0	2,8	175	5,5	9,6	550	5,5	30,3
75	4,0	3,0	200	5,5	11,0	600	5,5	33,0
Двойные стандартные кожаные ремни								
50	7,0	3,7	100	8,0	8,0	275	9,5	26,1
60	7,0	4,2	115	8,0	9,2	300	9,5	28,5
70	7,0	4,9	125	9,0	11,2	350	9,5	33,2
75	7,0	5,2	150	9,0	13,5	400	9,5	38,0
80	7,0	5,6	175	9,5	16,6	450	9,5	42,7
85	8,0	6,8	200	9,5	19,0	500	9,5	47,5
90	8,0	7,2	225	9,5	21,4	550	9,5	52,2
95	8,0	7,6	250	9,5	23,7	600	9,5	57,0

Формула О. Геркенса по количеству учитываемых ею факторов является переходной между расчетными формулами упомянутых выше первой и второй групп.

Значения $K_ш$, найденные опытным путем на заводе Геркенса, даны в таблице 102.[1]

ТАБЛИЦА 102

Усилие, передаваемое одним *см* ширины кожаного ремня ($K_ш$) по О. Геркенсу

Ремни	Диаметр меньшего шкива в *мм*	Скорость V = *м*/сек.								
		3	5	10	15	20	25	30	40	50
		Усилие $K_ш$ в *кг*								
Ординарные	100	2	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	3
	200	3	4	5	5,5	6	6,5	6,5	6,5	6,5
	300	4	5	6	7	7,5	8	8,5	9	9
	400	5	6	7	8	9	9,5	10	10,5	11
	500	6	7	8	9	10	10,5	11	11,5	12
	600	7	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5
	750	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5	14
	1 000	9	10	11	12	13	13,5	14	14,5	15
	1 500	10	11	12	13	13,5	14	14,5	15	15,5
	2 000	11	12	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16
Двойные	300	55	6	7	8	9	10	10	10	10
	400	6,	8	9	10	11	11,5	12	12,5	12,5
	500	8	9,5	11	12	13	13	13,5	14	14
	600	9	11	12	13	15	15	16	16,5	17
	750	11	12,5	13	15,5	17,5	17,5	18,5	19,5	20
	1 100	13	15	17	19	21	21	22	23	24
	1 500	15	17	19	21	25	25	26	27	28
	2 000	17	19	21	23	27	27	28	29	30

[1] Инж. Грейнер В.—„Трансмиссии". 1928 г., стр. 84.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Из формулы (157) и таблицы 102 следует, что чем больше скорость ремня и величина диаметра наименьшего из шкивов, тем уже требуется ремень. Что касается толщины ремня, то в таблицу Геркенса она совсем не входит.

Значения $K_ш$, приведенные в таблице 102, были найдены О. Геркенсом для передаточного числа $i = 2$, горизонтальной или почти горизонтальной передачи на быстрый ход, т. е. от бо́льшего шкива к меньшему; шкивы, тщательно обточенные, точно центрированные, уравновешенные и с соответствующей выпуклостью; расстояние между центрами шкивов — нормальное и качество ремней выше среднего. В случае отступления ременной передачи от этих условий, проф. А. Польгаузен, проф. М. Г. Лукин, проф. С. К. Руженцев и др.[1] рекомендуют уменьшать данные О. Геркенсом величины $K_ш$ в следующих размерах:

При	В процентах
1) вертикальной ременной передаче	на 10—20
2) малом расстоянии между валами	„ 10—20
3) передаче полускрещенными ремнями	„ 20—25
4) угловой передаче	25
5) перекрестном ремне на коническом барабане	20
6) открытом „ „	30—35
7) передаче мощности в сырых помещениях	20—25
8) передаточном числе > 2	до 20
9) передаче на тихий ход	на 20—30
10) сильно неравномерной работе (ударные молоты, лесопильные рамы и т. п.)	до 50 и выше

Кроме того, ширину ремней, получающуюся в результате расчетов меньше 120 *мм*, увеличивают, независимо от указанных выше поправок, на 20—30% и меньше 50 *мм*—на 50%.

Скорость движения кожаного ремня V *м*/сек. при больших шкивах применяют часто в следующих размерах:

при $N = 10 — 25$ лош. сил	$V = 6 — 7$ *м*/сек.
$N = 25 — 50$ „ „	$V = 7{,}5 — 15$ *м*/сек.
$N = 50$ и выше лош. сил	$V = 15 — 25$

Вообще же чем больше скорость V, тем больше должен быть диаметр шкива D и тем меньше может быть ширина шкина B. Однако, при слишком больших скоростях могут появляться вибрации шкива, поэтому на практике максимальную скорость V_{max} принимают не более:

для чугунных шкивов	$V_{max} = 25 — 30$ *м*/сек.
стальных	$V_{max} = 45 — 50$
железных	$V_{max} =$ до 60

диаметр же и ширину шкива берут, примерно, в таких пределах, чтобы

$$\frac{D}{B} = \text{от 6 до 12.}$$

Кожаные ремни рекомендуется применять для перекрестных передач, ступенчатых шкивов, работы в переводных вилках, нажимных роликах и т. д., при этом двойные ремни желательно устанавливать при шкивах с диаметром не менее 500 *мм*. Кожаные ремни и особенно дубленые не рекомендуется применять в местах сырых и насыщенных парами кислот, щелочей и пр.; в таких случаях следует давать предпочтение резиновым ремням.

[1] Пр ф. С. К. Руженцов. 1930 г., стр. 13 и 19.

НЕ УДУНТ (ДШТ)

II. **Резиновые ремни.** Резиновые ремни состоят из нескольких рядов прорезиненных и сильно спрессованных прокладок из хлопчатобумажной ткани. От числа этих прокладок зависит величина наибольшего усилия, которая может быть передана ремнем. Резиновые ремни с 3—4 прокладками, по размерам передаваемых ими усилий, соответствуют ординарным, с 5—7 прокладками — двойным и с 7—8 прокладками — тройным кожаным ремням, одинаковой с ними ширины. Ремни с 2 прокладками применяются при легких работах. Резиновые ремни устраиваются с резиновой обкладкой и без нее. Первые предназначаются для работы в сырых и насыщенных вредными газами помещениях и вторые — во всех остальных случаях. Толщина одной прокладки равна в среднем 1,25 *мм* и одной обкладки — 0,6 *мм*, откуда толщина ремня с числом k прокладок равна: без обкладки $h = 1{,}25\,k$ *мм*, с обкладкой $h = 1{,}25\ k + 1{,}2$ *мм*.

Расчет резиновых ремней можно производить по общей формуле для расчета ременных передач (156), принимая $K_z = 40 - 50$ *кг/см*² (см. таблицу 94), при этом в величину h толщину обкладок не вводят, так как последние являются по существу изолирующим слоем, а не рабочим. Таким образом формула (156) для резиновых ремней примет вид

$$F = вh = 0{,}125\ вk = \frac{74 \cdot N \cdot e^{f\alpha}}{V\,(e^{f\alpha} - 1)\,K_z}\ см^2. \qquad (156^1)$$

Резиновые ремни на практике различаются не по ширине и толщине сечения, как это делается, например, в кожаных ремнях, а по ширине $в$ и числу прокладок k. Например, ремень шириною 30 *см* — с 4 прокладками, ремень шириною 35 *см* — с 5 прокладками и т. д.

Резинотрест в своем прейс-куранте изделий (Москва, октябрь 1927 г.) для определения числа прокладок в резиновых ремнях, изготовляемых на заводах треста, предлагает пользоваться следующими формулами:

1) При скорости ремня менее 12 *м*/сек.

$$k = \frac{500 \cdot N}{D_1 n_1 в}. \qquad (158)$$

2) При скорости ремня от 12 до 18 *м*/сек.

$$k = \frac{560 \cdot N}{D_1 n_1 в}. \qquad (159)$$

3) При скорости ремня от 18 до 28 *м*/сек.

$$k = \frac{725 \cdot N}{D_1 n_1 в}, \qquad (160)$$

где

N — передаваемая мощность в лош. сил.,
D_1 — диаметр одного из шкивов передачи в *м*,
n_1 — число оборотов в минуту этого шкива,
$в$ — ширина ремня в *см*.

Во избежание могущего произойти расслоения ремня и его быстрого износа рекомендуется:

1) толщину ремня h (т. е. число прокладок) выбирать по крайней мере в 100 раз меньше диаметра малого шкива;

2) диаметр малого шкива брать не менее 500 *мм*.

Резиновые ремни, в отличие от кожаных, никакой смазки минеральными маслами, канифолью и пр. — не требуют.

Резиновые приводные ремни изготовляются Резинотрестом нормально шириною от 25 до 50 *см*, причем:

a) ремни шириною от 2,5 до 10 *см* делаются через каждые 0,5 *см*, т. е. 2,5, 3; 3, 5; 4 и т. д., с числом прокладок от 2 до 5;

b) ремни шириною от 10 до 15 *см* делаются через каждый 1 *см*, т. е. 10, 11, 12, 13, 14 и 15 *см*, с числом прокладок от 3 до 6;

c) ремни шириною от 15 до 50 *см* делаются через каждые 2,5 *см*, т. е. 15, 17,5, 20 *см* и т. д., с числом прокладок от 3 до 8 штук.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Наиболее ходовые размеры резиновых приводных ремней даны в таблице 103 [1].

ТАБЛИЦА 103

Ходовые размеры резиновых приводных ремней

В *см*	2,5		3,0		4,0		4,5		5		6		7		7,5		8,5		9,0	
k	2		2		2		2		3		3		3		3		3	4	3	4
вk	5		6		8		9		15		18		21		22,5		22,5	34,0	27	36
в	10,0				11,5				12,5				15,0				17,5		20,0	
k	3		4		3		4		3		4		3		4		4	5	4	5
вk	30		40		34,5		46		37,5		50		45		60		70	87,5	80	100
в	22,5								25,0						27,5				30,0	
k	4		5		6		4		5		6		4		5		6	4	5	6
вk	90		112,5		135		100		125		150		110		137,5		165	120	150	180
в	32,5								35,0						37,5				40,0	
k	4		5		6		5		6		7		5		6		7	5	6	7
вk	130		162,5		195		175		210		245		187,5		225		262,5	200	240	280
в	42,5								45,0						47,5				50,0	
k	5		6		7		5		6		7		5		6		7	5	6	7
вk	212,5		250		297,5		225		270		315		237,5		285		332,5	250	300	350

Здесь: *в* — ширина ремня в *см*,
k — число прокладок,
вk — произведение ширины ремня на число прокладок.

III. Верблюжьи приводные ремни. Верблюжьи ремни изготовляются из верблюжьей шерсти и применяются преимущественно для работ в сухих помещениях. Они хорошо сопротивляются едким испарениям. Скорость движения этих ремней берется обычно от 20 до 25 *м*/сек.; размеры верблюжьих ремней даны в таблице 104.

ТАБЛИЦА 104

Размеры верблюжьих приводных ремней

Ширина в *мм*	Толщина в *мм*	Сечение в *кв. см*	Ширина в *мм*	Толщина в *мм*	Сечение в *кв. см*	Ширина в *мм*	Толщина в *мм*	Сечение в *кв. см*
в	*h*	*F*	*в*	*h*	*F*	*в*	*h*	*F*
50	6	3	140	9	12,6	300	12	36
60	6	3,6	150	9	13,5	325	12	39
75	6	4,5	175	9	15,7	350	12	42
85	6	5,1	200	9	18	375	12	45
90	6	5,4	225	12	27	400	12	48
100	9	9	250	12	30	450	12	54
115	9	10,35	275	12	33	500	12	60
125	9	11,26	—	—	—	—	—	—

Расчет верблюжьих ремней производится по той же формуле (156), принимая $K_z = 25 - 30$ *кг*/*см*^{2}.

IV. Хлопчатобумажные приводные ремни. Хлопчатобумажные ремни изготовляются из сплошной ткани, тщательно пропитанной особым химическим составом и спрессованной. Ремни эти делаются ординарными и двойными.

Употребляются в сухих помещениях и требуют время от времени смазки льняным маслом или бескислотным животным салом. Смазывание их минераль-

[1] „Приводные ремни и рациональный уход за ними", 1931 г., стр. 130 — 131.

НЕ УДУНТ (ДИТ)

ными маслами, смолой, канифолью и вообще липкими веществами—не рекомендуется.

Хлопчатобумажные ремни дают бóльшее скольжение, чем ремни другого рода, и поэтому требуют больших расстояний между шкивами.

Размеры этих ремней даны в таблице 105.

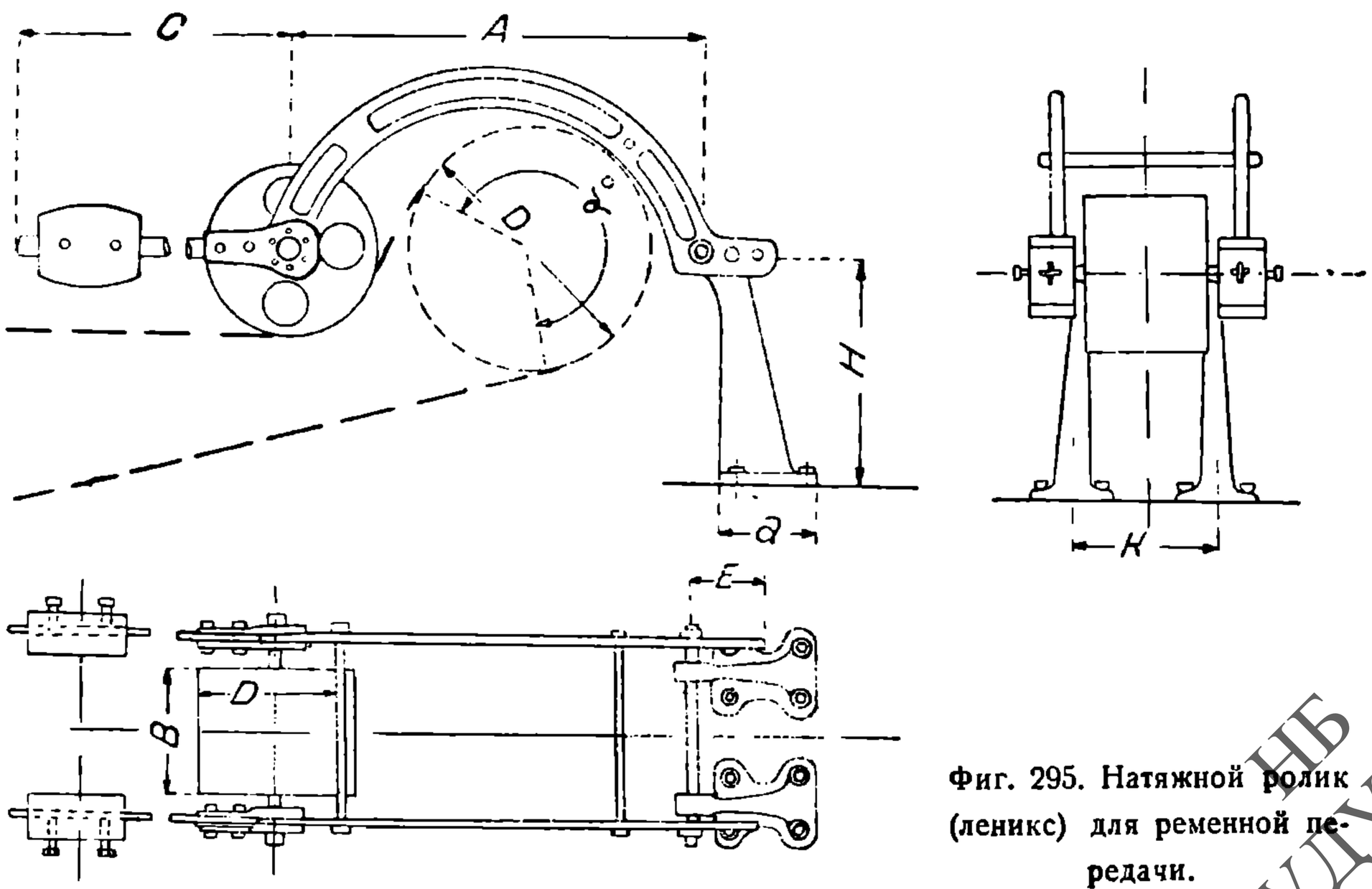
ТАБЛИЦА 105

Размеры хлопчатобумажных приводных ремней

Ширина в *мм*	Толщина в *мм*	Сечение в *кв. см*	Ширина в *мм*	Толщина в *мм*	Сечение в *кв. см*	Ширина в *мм*	Толщина в *мм*	Сечение в *кв. см*
b	*h*	*F*	*b*	*h*	*F*	*b*	*h*	*F*
Ординарные ремни								
25	5,5	1,38	60	5,5	3,3	115	5,5	6,33
30	5,5	1,65	75	5,5	4,13	125	5,5	6,88
35	5,5	1,93	85	5,5	4,68	140	5,5	7,7
40	5,5	2,2	90	5,5	4,95	150	5,5	8,25
45	5,5	2,48	105	5,5	5,5	175	5,5	9,63
50	5,5	2,75	—	—	—	—	—	—
Двойные ремни								
50	9	4,5	90	9	8,1	140	9	12,6
60	9	5,4	100	9	9	150	9	13,5
75	9	6,75	115	9	10,35	175	9	15,75
85	9	7,65	125	9	11,25	—	—	—

Расчет хлопчатобумажных ремней производится по формуле (156) при $K_z = 25 - 30$ *кг/см*^{2}.

В отношении удобства эксплоатации верблюжьи и хлопчатобумажные ремни в условиях длительной работы установок менее выгодны, чем резиновые и кожаные, вследствие того, что с течением времени сначала кромки, а затем и весь ремень постепенно разматывается, поднимая при своем движении много пыли и требуя частых ремонтов.



Фиг. 295. Натяжной ролик (леникс) для ременной передачи.

НБ УДУНТ (ДИТ)

V. Ременная передача с натяжным роликом. Для уменьшения расстояния между шкивами двигателя и насоса, а следовательно и уменьшения помещения, в котором они находятся, для устранения необходимости частого укорачивания, перешивания ремня и во избежание больших напряжений (особенно в первое время после установки ремня), применяются, как уже указывалось выше (в § 72), натяжные ролики или лениксы. Натяжные ролики рекомендуется ставить на ведомой части ремня вблизи малого шкива и притом так, чтобы ролик мог качаться по возможности вокруг геометрической оси этого шкива.

Увеличивая угол обхвата, ролик тем самым увеличивает силу трения, а следовательно и усилия, воспринимаемого передачей. Это обстоятельство позволяет благодаря применению роликов увеличивать передаточное число до $i=6$ и даже $i=7$. Натяжные ролики, изготовляемые Московским машинотрестом на заводе имени „Владимира Ильича“ для ремней шириною 175—400 *мм*, изображены на фиг. 295.

Основные размеры их даны в таблице 106.

ТАБЛИЦА 106

Размеры натяжных роликов (лениксов), изготовляемых Мосмаштрестом (к фиг. 295)

Обозначение по складу	Наибольшее окружное усилие в кг	Ширина ролика	Диаметр ролика	Наиб. диам. шкива	Плечо ролика	Рычаг груза	Высота центра	Расстояние между осями стоек	Остальные размеры ролика	
	$P=S_1-S_2$	B	$Д_р$	$Д_1$	A	C	H	K	E	a
61—Т—250 .	250	250	300	450	700	650	450	440	170	250
61—Т—350	400	350	450	700	1155	1000	550	375	220	300
61—Т—450 . .	650	450	500	850	1350	915	550	—	220	300

Примечание к таблице 106.

Ролик шириной $B=250$ *мм* назначается для ремней шириною $в=175-225$ *мм*
„ „ $B=350$ „ „ „ „ „ $в=225-300$ „
„ „ $B=450$ „ „ „ „ „ $в=350-400$ „

Расчет ременных передач с натяжными роликами производится обычным способом, т. е. с помощью формулы (156); угол обхвата α° находится при этом графическим путем.

§ 74. Установка ременных передач.

В случае применения ременной передачи следует при установке двигателя и насоса обращать особое внимание на то, чтобы:

1) При открытой и перекрестной передачах оси валов были строго параллельны, а при полуперекрестной передаче — строго перпендикулярны между собой. Кроме того, в полуперекрестной передаче (см. фиг. 289) ось набегающей ветви ремня должна лежать в плоскости, параллельной плоскости шкива (на который набегает эта ветвь), проходящей через средину этого шкива и вместе с тем касательной к окружности второго шкива, с которого сбегает второй конец этой же ветви. При несоблюдении этих правил ремень или будет слетать со шкива, или же, при небольших перекосах, будет вызывать дополнительный изгиб валов и износ подшипников.

2) При открытой передаче вертикальная плоскость, параллельная плоскости шкива двигателя и проходящая через середину этого шкива, проходила одновременно:

а) при одном шкиве у насоса через середину этого шкива;

б) при двух шкивах (рабочий и холостой) — у насоса между этими шкивами. В противном случае, ремень может одной кромкой выходить за пределы шкива, что повлечет за собой неравномерное вытягивание его и быстрый износ.

3) Чтобы избежать скольжения, ремень должен быть достаточно натянут. Однако, величина этого натяжения не должна быть чрезмерно большой во избежание быстрого износа ремня и подшипников.

НБ УДУНТ (ДИТ)

4) Соединяющие концы ремня должны быть косо срезаны, наложены друг на друга, склеены и тщательно сшиты таким образом, чтобы в результате стык имел толщину ремня, а внутренний конец полуремня, составляющий стык, был обращен в сторону, противоположную движению ремня.

5) Для надлежащей натяжки ремней при их одевании на шкивы рекомендуется применять:

а) при разрезных ремнях натяжные приборы и

б) при бесконечных ремнях—салазки под мотором или нажимные ролики.

6) Двигатели и насосы, между которыми устраивается ременная передача, должны быть расположены один относительно другого таким образом, чтобы, помимо соблюдения необходимого расстояния между осями шкивов (L), вращение самих шкивов могло происходить правильно, т. е. в ту сторону, при которой возможна работа насоса и двигателя.

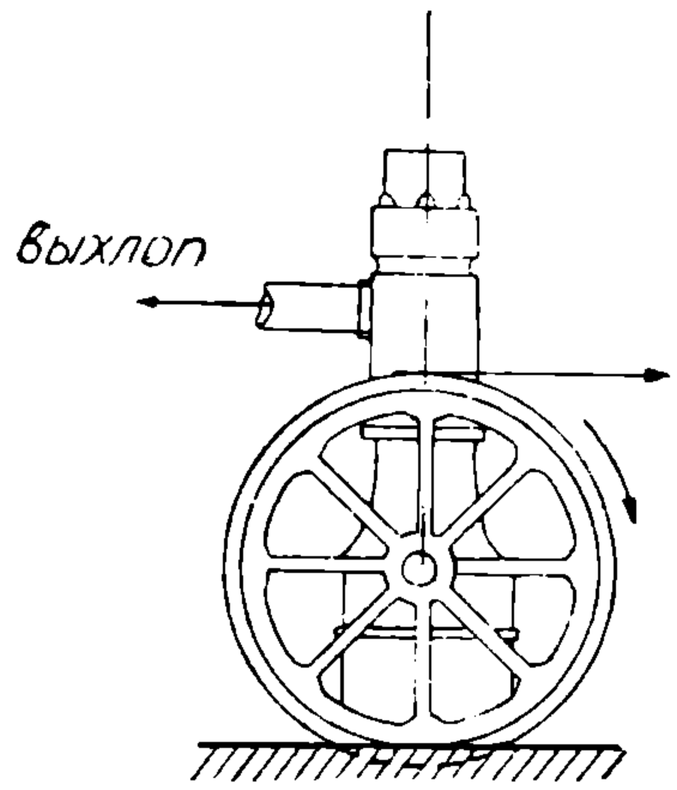
Правильное направление вращения шкива двигателей и насосов указывается заводами, изготовляющими их. В большинство же случаев (но отнюдь не всегда) вращение шкивов, если смотреть от корпуса двигателя или насоса вдоль оси вала их в сторону шкивов, имеет направление:

1) в центробежных насосах для ременной передачи — по часовой стрелке;

2) в поршневых насосах и компрессорах — обычно против часовой стрелки и весьма часто как в ту, так и другую сторону;

3) в электродвигателях—обычно против часовой стрелки;

4) в двигателях внутреннего сгорания — в ту или другую сторону, т. е. или по часовой, или против часовой стрелки. В частности, в двигателях низкого сжатия — нефтянках, вращение шкива в большинстве случаев происходит в направлении, обратном выхлопу газов, если провести касательную стрелку к ободу шкива в точке, расположенной недалеко от выхлопного отверстия, в направлении, обратном выхлопу газов, как это показано на фиг. 296. В бескомпрессорных двигателях (Харьковского машиностроительного завода, типа RK - 30, „Красного пролетария“, „Дизель—Дейтц“ и др.) направление вращения шкива, относительно выхлопа газов, происходит наоборот, т. е. в другую сторону, чем это показано на фиг. 296.



Фиг. 296.

Что касается ограждения и обслуживания ременных передач, то в этом отношении надлежит руководствоваться „Правилами относительно устройства, ограждения и обслуживания трансмиссий“ НКТ СССР от 1/VII—1926 г.

Пример 52. Определить размеры приводных ремней: кожаного, резинового, верблюжьего и хлопчатобумажного для передачи движения от нефтяного двигателя к центробежному насосу. Ременная передача—горизонтальная, открытого типа (фиг. 287). Мощность, передаваемая двигателем, $N = 50$ лош. сил, число оборотов двигателя $n_1 = 230$ в минуту, диаметр шкива $D_1 = 1\,200$ *мм* и ширина шкива $B_1 = 580$ *мм*. Диаметр шкива центробежного насоса $D_2 = 400$ *мм* и ширина $B_2 = 290$ *мм*.

Решение. В данном случае имеем:

$$r_1 = 1200 : 2 = 600 \text{ мм} = 0{,}6 \text{ м} \qquad n_1 = 230 \text{ об/м}.$$

$$r_2 = 400 : 2 = 200 \text{ мм} = 0{,}2 \text{ м} \qquad i = \frac{1200}{400} = 3$$

принимаем $L = 5{,}5$ *м*

$$\sin \beta = \frac{r_1 - r_2}{L} = \frac{0{,}6 - 0{,}2}{5{,}5} = 0{,}0728,$$

откуда $\beta = 4°10'$

Следовательно, угол обхвата на малом шкиве равен

$$\alpha° = 180 - 2\beta = 180 - 2 \cdot 4°\ 10' = 171°40' \cong 172°$$

$$V = \frac{2\pi r_1 n_1}{60} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}6 \cdot 230}{60} 14{,}4 \text{ м/сек.}$$

НБ УДУНТ (ДШТ)

I Кожаный приводной ремень.

Из таблицы 99 берем $f = 0{,}25$ и $K_z = 22$ *кг/см²* и таблицы 100 находим $e^{f\alpha} = 2{,}12$, откуда по формуле (156)

$$F = \frac{74 \cdot 50 \cdot 2{,}12}{14{,}4\,(2{,}12-1) \cdot 22} = 22{,}1\ см^2.$$

Согласно данным о размерах стандартных кожаных ремней, указанным в таблице 101, для $F = 22{,}1$ *см²* подходит двойной ремень $в = 250$ *мм* и $h = 9{,}5$ *мм*, имеющий $F = 23{,}7$ *см²*, для которого требуется ширина шкива

$$B = 1{,}1 \cdot 250 + 10 = 285\ мм < 290\ мм.$$

В случае расчета ремня по формуле О. Геркенса (157), из таблицы 102 находим для

$$V = 14{,}4\ м/сек\quad D_2 = 400\ мм$$ и двойного ремня $K_ш = 9{,}8$ *кг*.

Ширина ремня

$$в = \frac{75 \cdot 50}{9{,}8 \cdot 14{,}4} = 26{,}6\ см;$$

т. к. в данном случае $i = 3 > 2$, то ширину ремня увеличиваем на 5%, т. е.

$$в = 1{,}05 \cdot 26{,}6 = 28\ см.$$

Ширина шкива должна быть равной

$$B = 1{,}1 \cdot 28 + 1 = 31{,}8\ см > 28\ см,$$

т. е. размер шкива у насоса будет меньше размера ремня, найденного по формуле О. Геркенса

II. Резиновый приводной ремень.

Принимаем $Kz = 40$ *кг/см²* и $f = 0{,}35$. Из таблицы 100 находим $e^{f\alpha} = 2{,}87$

$$F = 0{,}125\,вk = \frac{74 \cdot 50 \cdot 2{,}87}{14{,}4\,(2{,}87-1)\,40} = 9{,}85\ см^2,$$

$$\text{откуда}\quad вk = \frac{9{,}85}{0{,}125} = 79\ см.^2$$

Из таблицы 103 берем резиновый ремень с 4 прокладками и шириною 20 *см*.
Если пользоваться формулой Резинотреста (159), то число прокладок

$$K = \frac{560 \cdot 50}{1{,}2 \cdot 230 \cdot 20} = 5{,}1,$$

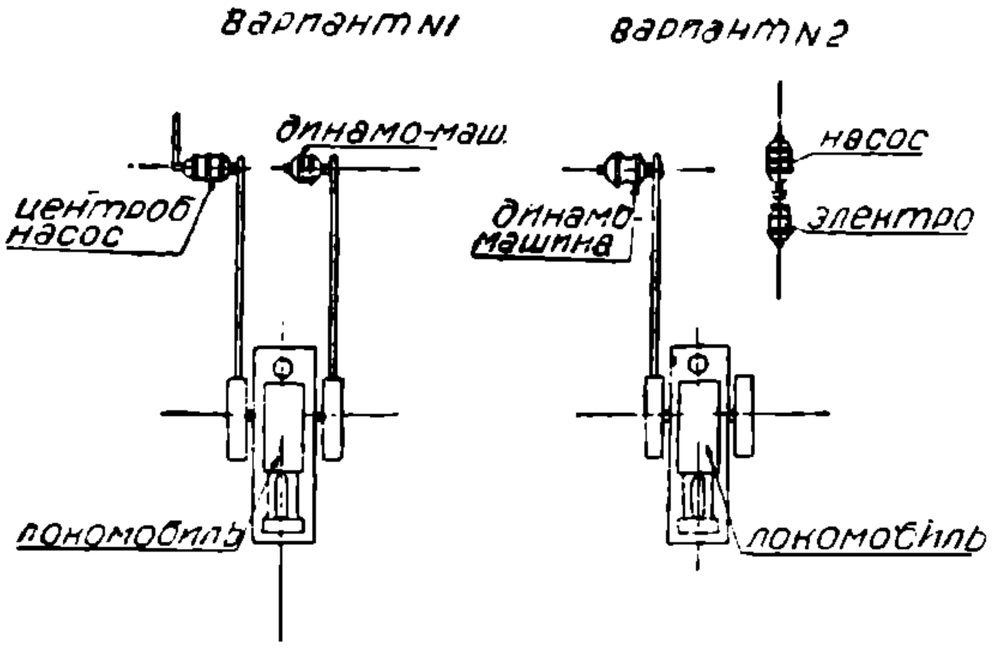
т. е. в данном случае придется взять не 4 прокладки, а 5, при той же ширине ремня в 20 *см*.

III. Верблюжий и хлопчатобумажный приводной ремень. Берем для обоих ремней $Kz = 25$ *кг/см²* и $f = 0{,}3$.

Из таблицы 100 находим $e^{f\alpha} = 2{,}49$. Следовательно,

$$F = вk = \frac{74 \cdot 50 \cdot 2{,}49}{14{,}4\,(2 \cdot 49 - 1)25} = 17{,}2\ см^2.$$

Из таблицы 104 выбираем верблюжий ремень размерами 200×9 *мм* и сечением $F = 18$ *см²*. Из таблицы 105 видим, что хлопчатобумажные ремни на данную мощность не изготовляются.



Фиг. 297.

В конечном итоге выяснилось, что в данном случае для ременной передачи могут быть использованы:

1) кожаный двойной ремень размерами $250 \times 9{,}5$ *мм*,

2) резиновый двойной ремень шириной 200 *мм* с 5 прокладками,

3) верблюжий двойной ремень размерами 209×9 *мм*.

Пример 53. Для снабжения водой и освещения жел.-дорожной станции запроектирована объединенная электронасосная станция в двух вариантах, из которых (фиг. 297):

1) По варианту 1 — паровой локомобиль приводит одновременно с помощью ременных передач от одного из двух шкивов — динамомашину трехфазного тока, мощностью N 30 *kW*, и от другого шкива — центробежный насос, производительностью $Q_c = 3000$ *л* в минуту и напором $H_г = 62$ *м*.

2) По варианту 2 — паровой локомобиль приводит в действие через ременную передачу только одну динамомашину. Последняя дает электроэнергию для освещения территории и для работы электродвигателя; электродвигатель приводит центробежный насос через упругую муфту.

Требуется выяснить, какой из двух вариантов является более выгодным в отношении расхода энергии локомобиля.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Р е ш е н и е.

I. Вариант 1. Мощность, расходуемая локомобилем на приведение в действие динамомашины

$$N_1 = \frac{N_д \cdot 1.36}{\eta_р \cdot \eta_д} = \frac{30 \cdot 1,36}{0,95 \cdot 0,9} = 47,7 \text{ л. с.}$$

То же — на приведение в действие центробежного насоса

$$N_2 = \frac{Q_e H_т}{60 \cdot 75 \cdot \eta_н \cdot \eta_р} = \frac{3000 \cdot 62}{60 \cdot 75 \cdot 0,6 \cdot 0,95} = 72 \text{ л. с.}$$

Общая потребная мощность локомобиля

$$N_д = 1,1 \ (N_1 + N_2) = 1,1 \ (47,7 + 72) = 131,7 \cong 132 \text{ л. с.}$$

II. Вариант 2. Эффективная мощность динамомашины

$$N_{дин} = 30 + 1,03 \frac{Q_e \ H_F}{60 \cdot 75 \cdot 1,36 \cdot \eta_н \cdot \eta_{эл}} = 30 + 1,03 \ \frac{3000 \cdot 62}{60 \cdot 72 \cdot 1,36 \cdot 0,6.0,8} = 97,5 \ kW = 133 \text{ л. с.}$$

Здесь:

1,03 — коэффициент, учитывающий потери электроэнергии в проводах и измерительных приборах;

$\eta_н$ — коэффициент полезного действия насоса, принимаемый равным 0,7;

$\eta_э$ — коэффициент полезного действия электродвигателя, с учетом влияния $\cos\varphi$, принимаемый равным 0,8;

$30 \ kW$ — мощность, расходуемая на освещение.

Потребная мощность локомобиля

$$N_д = 1,1 \frac{N_д}{\eta_д \cdot \eta_р} = 1,1 \frac{133}{0,9 \cdot 0,95} = 171 \text{ л. с.}$$

Таким образом, вариант 2 в отношении потребления мощности локомобиля является менее выгодным, чем вариант 1 на

$$\frac{(171 - 133) \cdot 100}{133} = 28,6\%.$$

НБ УДУНТ (ДШТ)

Журнал упрощенных испытаний водокачек (железнодорожных водопроводных насосных станций) по расходу топлива. [1]

Наименование водокачки _____

Район и дорога _____

Агенты, производящие испытания (должность и фамилия) _____

№№ по порядку	Наименование испытаний	Обозначения	Измеритель	Примечание
	а) Общие для всех водокачек			
1	Дата испытания	—	—	
2	Начало и конец испытания	—	—	
	А. Водонапорные баки			
3	Высота столба воды в баке перед испытанием (от верха бака до уровня воды в баке)	h_1	*м*	Замеряется рейкой.
4	То же—после испытания, длившегося t часов	h_2		То же.
5	То же—по истечении 10—15 минут после испытания	h_3		То же.
6	Поданное количество воды в бак за один час.			Вода, поданная насосом Q_6, умножается на поднятую полную высоту $H_г$ за все время испытания.
	$\frac{Q_6 = F(h_2 - h_1)}{t} + F(h_2 - h_3);$	Q_6	*куб. м*	
	$A_e = Q_6 H_г$	A_e	*т/м*	F — внутренняя площадь бака в *кв. мм.*
	Б. Насосы			
7	Диаметр водяных цилиндров насоса .	$D_ц$	*мм*	Замеряется обязательно в натуре.
8	То же—штока поршня . .	$d_ш$		То же.
9	Ход поршня .	s		Замеряется измерение длины.
10	Число оборотов (двойных ходов) в минуту .	$2n$	—	Подсчитывается количество одиночных ходов поршня в час, умножается на два и делится на 60.

[1] Взято из „Правил определения норм расхода топлива для водокачек", введенных 1933 г. приказом НКПС за № 101 от 19 февраля 1933 года.

Буквенные обозначения нами изменены и приняты теми же, что и в книге.

НБ УДУНТ (ДІТ)

№№ по порядку	Наименование испытаний	Обозначения	Измеритель	Примечание
11	Высота подъема воды (по манометру насоса) . .	M	*м*	Записывается показание манометра и переводится в метры.
12	Высота всасывания (по вакуумметру у насоса)	W		То же—вакуумметра.
13	Полная высота подачи $H_г = M + W + c$	$H_г$		Получается от суммы напоров: всасывания, нагнетания и гидравл. потерь в трубопроводе (сумма показаний манометра, вакуумметра и расстояния между их осями).
14	Коэффициент наполнения	$\eta_о$	—	Отношение поданного количества воды к теоретическому.
15	Мощность насоса (на валу)	$N_е$	л. с.	Подсчитывается по формуле $N_е = \frac{Q_б\ H_г\ 1000}{75 \cdot 3\,600\ \eta_п}$
16	Мощность водокачки .	$\Sigma N_е$	л. с.	При наличии нескольких насосов на водокачке, суммарная мощность определяется путем измерения при одновременном действии этих насосов.
17	Полный коэффициент полезного действия насоса	$\eta_п$	—	Берется из соответствующих таблиц и прейс-курантов или определяется специальными опытами.
	б) **Для водокачек, оборудованных паровыми котлами**			
18	Система котла .	—	—	Шухова, Лешапеля, Бабкока и т. д. Сведения берутся из котельных шнуровых книг и книг ремонта.
19	Завод и год постройки	—	—	То же.
20	Эксплоатац. номер котла . .	—	—	То же.
21	Поверхность нагрева котла .	$H_р$	*кв. м*	То же.
22	Топка (система) .	—	—	Ручная, шахтная, полушахтная и т. д.
23	Тяга	—	—	Искусственная, естественная.
24	Род топлива .	—	—	Твердое, жидкое, газообразное.
25	Сорт и марки топлива .	—	—	АРШ, Г, Т и т. д.
26	Низшая теплотворная способность .	$W^м_{раб}$	$\frac{кал.}{кг}$	Берется из таблицы приказа НКПС № 344/Ц 1932 г. [1]
27	Расход натурн. топлива на растопку .	K_1		Замеряется путем, указанным в инструкциях.
28	То же--за опыт	K_2		То же.
29	То же—на горячий резерв .	$K_э$		То же.
30	Суммарный расход топлива .	ΣK	—	То же.
31	Расход в условном топливе .	$\Sigma K_{усл}$	—	Переводится по таблице приказа НКПС № 344/Ц. [1]
32	Расход воды на питание котла за время испытания	$P_к$	*л*	Подсчитывается по водосчетчику или по мерному бачку.
33	Температура питательной воды.	$t_в$	—	Замеряется термометром со шкалой Цельсия.

[1] В книге таблица эта помещена под № 71 в § 49.

НБ УДУНТ (ДИТ)

№№ по порядку	Наименование испытаний	Обозначения	Измеритель	Примечание
34	Среднее давление пара в котле в абсолютных атмосф. .	$p_{абс}$	атм.	Записывается по манометру и прибавляется одна атмосфера.
35	Теплосодержание пара . .	s	кал.	По таблицам [1] или диаграммам.
36	Видимая испарительная способность топлива $i = \frac{P_к}{\Sigma K}$	i	*кг*	Испарительность получается делением количества израсходованной питательной воды на количество сожженного топлива.
37	Видимое паронапряжение $h_р = \frac{P_к}{H_р}$	$h_р$	$\frac{кг}{м^2}$	Получается делением количества израсходованной питательной воды на поверхность нагрева котла.
38	Температура воздуха котельной .	$t_к$	—	Замеряется термометром со шкалой Цельсия.
	В. Водокачки, оборудов. двигателями внутреннего сгорания			
39	Тип двигателя	—	—	Дизель низкого сжатия, число цилиндров по заводскому паспорту и т. д.
40	Завод и год постройки	—	—	То же.
41	Принцип работы .	—	—	Число тактов, компрессорный, бескомпрессорный.
42	Номинальная мощность	$N_д$	л. с.	По заводскому паспорту и книге ремонта.
43	Число оборотов	n	об./мин.	То же.
44	Диаметр рабочих цилиндров	$D_ц$	*мм*	По спецификации или по наружному обмеру.
45	То же—штоков .	$d_ш$		То же.
46	Ход поршня .	s		То же.
47	Род топлива .	—	—	Жидкое, газообразное.
48	Сорт и марка топлива	—	—	Мазут марки А-Б, моторная нефть и т. д.
49	Низшая теплотворная способность . .	$W^н_{раб}$	$\frac{кал.}{кг}$	Берется по таблице приказа НКПС № 344/Ц 1932 г.
50	Расход топлива в час .	$\Sigma K_{раб}$	*кг*	По весу или по рейке.
51	Удельный расход топлива на эф. л. с./ч. .	$K_р$		Находится делением расхода натурного топлива на выработанное двигателем число лош. сило/часов.
52	Температура воздуха машинного помещения .	t	—	Термометр со шкалой Цельсия.
53	Температура входной воды . .	$t'_в$	—	То же.
54	То же—выходящей . .	$t''_в$	—	То же.
55	Часовой расход воды на охлаждение двигателя . .	$Q_в$	*л*	По водомеру или по мерному бачку.

[1] По таблице 64.

НБ УДУНТ (ДПТ)

№№ по порядку	Наименование испытаний	Обозначения	Измеритель	Примечание
	Г. Водокачки, оборудованные локомобилями			
56	Завод и год постройки локомобиля . .	—	—	По заводскому паспорту.
57	Эксплоатационный номер котла	—	—	То же.
58	Принцип работы .	—	—	Тандэм, компаунд, кратного расширения по заводскому паспорту.
59	Поверхность нагрева котла .	$H_р$	*кв. м*	То же.
60	Номинальная мощность . .	$N_{дв}$	л. с.	То же.
61	Число оборотов .	n	—	То же.
62	Диаметр раб. цилиндров	$D_ц$	*мм*	По спецификации или по наружному обмеру.
63	То же—штоков .	$d_ш$		То же.
64	Ход поршня	s		То же.
65	Род топлива . .	—	—	Твердое, жидкое.
66	Сорт и марки топлива	—	—	АРШ, Т. Г., Мазут, А, Б. и т. д.
67	Низшая теплотворная способность .	$W^н_{раб}$	$\frac{кал.}{кг}$	Берется по таблице № 16 приказа № 344/Ц 1932 г.
68	Расход топлива в час	ΣK	—	Путем, указанным в иструкции по испытанию водокачек.
69	Расход пара на л. с. час. .	C_e	$\frac{кг}{л.с.}$	По заводским испытаниям.
70	Температура воздуха машинного помещения	$t_к$	—	Термометр по шкалой Цельсия.
71	То же—питательной воды	$t_в$	—	То же.
72	Расход воды в часах	$P_к$	*л*	Подсчитывается по водомеру или по водомерному бачку.
73	Среднее давление пара в котле .	$p_{абс}$	атм.	В абсолютной атмосфере, т. е. к показаниям манометра прибавлена одна атмосфера.
74	Теплота испарения пара	λ	кал.	По таблицам или диаграммам (табл. 64).
75	Видимая испарительная способность топлива $i = \frac{P_к}{\Sigma K}$	i	*кг*	Получается делением количества израсходованной питательной воды на количество сожженного топлива.
76	Видимое паронапряжение $h_р = \frac{P_к}{H_р}$	$h_р$	$\frac{кг}{кв. м}$	Получается делением количества израсходованной питательной воды на поверхность нагрева котла.

Примечания. 1. При испытании водокачек, оборудованных двигателями внутреннего сгорания мощностью более 75 л. с. и имеющих у последних индикаторные краны, производят съемку индикаторных диаграмм и вообще придерживаются методологии по испытанию тяжелых двигателей внутреннего сгорания, согласно постановлению Всесоюзного теплотехнического съезда. Известия теплотехнического института № 1 (36) за 1928 г.

2. При испытании водокачек, оборудованных котлами, поверхностью нагрева более 75 *кв. м*, также руководствуются методами, опубликованными в Известиях теплотехнического института № 4 (37) за 1928 г.

3. При испытании водокачек, оборудованных локомобилями с мощностью выше 50 л. с., руководствуются методами, установленными для паровых машин и опубликованными в Известиях теплотехнического института № 2(55) за 1930 г.

НВ УДХИТ (ДШТ)

Госжелдориздат НКПС

ЖДИЗ № 189.
Ответ. редактор *М. Д. Левина.*

Индекс Ж 1.
Техн. редактор *М. Д. Митраков.*
Корректор *Н. В. Скрипицын.*

Сдано в набор 20/VII 1932 г.
Подписано к печати 13/V 1933 г.
Формат бумаги 72 × 110 в $^1/_{16}$, $23^7/_8$ п. л.
Печ. знак. в листе 67.200.
Главлит № Б.—29302. Тираж 7 150 экз. Заказ № 11332.

Типография „Советский печатник", Ленинград, Моховая, д. 40.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Сканувала Сідорчик О.В.
НБ УДУНТ (ДІТ)