

И. Г. Есьман

Цена 40 коп.
№ 1

021.07
E-81

Центробежные насосы



1951
Государственное
техническое издательство
УДМУНТ
(ДШТ)

Проф. И. Г. ЕСЬМАН

Заслуженный деятель науки

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ

*Научно-технической секцией Государственного
ученого совета допущено в качестве
пособия для техникумов и вузов*

3856



1 9 3 1

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА ★ ЛЕНИНГРАД

НБ
УДУНТ
ДШТ

ОТПЕЧАТАНО

В ШКОЛЕ
ФЗУ ОГИЗа
имени АРТЕМА
ХАЛАТОВА
Москва, Колпачный, 13
Уполномоч. Главлита Б 3517 Огиз 43 236
Н.60 Зак. № 2. Тир. 12 000

НБ
УДУНТ
(ДШТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ.

Содержание книги в третьем ее издании осталось во многом без перемен против второго издания, так как практика пользования в качестве учебника показала, что объем материала и его расположение достаточно хорошо приспособлены для усвоения учащимися и достаточно хорошо отвечают программе общего, не специального курса насосов.

Однако продолжающееся развитие теории центробежных насосов в связи с выяснившейся возможностью внедрения в нее основ гидродинамики вынудило к введению в книгу некоторых пояснений для понимания хотя бы лишь качественно тех сложных вихревых явлений, которые открыла гидродинамика при анализе движения жидкостей в рабочем колесе и спиральной камере. Более точное освещение этих вопросов все же следует пока считать несвоевременным в кратком не специальном курсе по тем же основаниям, которые были указаны в предисловии к первому изданию.

Нет сомнений, что быстрое развитие теории центробежных насосов, являющееся следствием все более расширяющейся области их применения, заставит в недалеком будущем изобрести методы упрощенной интерпретации сложных выводов гидродинамики.

Большим пробелом третьего издания является отсутствие новых конструкций по сравнению с теми, которые были помещены во втором издании. Слабым утешением является то обстоятельство, что и все другие появляющиеся в настоящее время на книжном рынке аналогичные издания не блещут точно так же богатством конструктивного материала.

Причина этому ясна, она общая для всех изданий — невозможность использования в печатных изданиях тех чертежей, какими заводы снабжают своих заказчиков при новых установках. Ввиду этого на помещенные в книге чертежи следует смотреть как на иллюстрацию некоторых излагаемых в ней идей, но не как рекомендуемые к слепому подражанию детали, сохранившиеся без изменений.

3 февраля 1931 г.
Баку

Проф. И. Есьман

НИИ
УДУНТ
ДШТ

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ.

Появление настоящей книги вызвано многочисленными запросами со стороны главным образом студентов высших технических учебных заведений, не имеющих пособий в области центробежных насосов при прохождении ими соответствующих курсов.

В этих видах как объем книги, так и порядок изложения оставлен тот же, который был принят в курсе того же автора и под тем же заглавием, изданном в 1913 г. на правах рукописи в качестве пособия для студентов СПб политехнического института кассой взаимопомощи того же института.

Этот курс подвергся ныне коренной переработке как в теоретической своей части, так и в практической в зависимости от тех успехов, которые достигнуты в области центробежных насосов за последнее десятилетие. Все же, памятуя о главной цели книги, автор не мог включить в нее тех новейших гидродинамических теорий для трехразмерного движения жидкости в каналах центробежного насоса, которые сейчас обещают внести много нового в этой области. Изложение этих теорий потребовало бы слишком большого увеличения книги, тем более, что вызвало бы необходимость включения вводных глав по тем отделам гидравлики и гидродинамики, которые не излагаются в нормальных курсах высших учебных заведений и которые все же были бы необходимы для понимания новых теорий.

Пособиями при составлении настоящего курса кроме источников, перечисленных в первом издании, служили:

L. Quantz, *Kreiselpumpen*, 1922.

Matthiessen — Fuchslocher, *Die Pumpen*, 1923,

Pfleiderer, *Die Kreiselpumpen*, 1925,

Swindin, *The modern Theorie of Pumping*, 1924.

Бурдаков А. А. *Из практики с центробежными насосами*, 1923.

Проскура, *Центробежные насосы*, 1930.

Чертежи к новому изданию заимствованы отчасти из прежнего издания, отчасти из перечисленных выше источников.

Проф. И. Есьман.

24 апреля 1926 г.
Баку.

ИЗДАНИЕ
УДУНТ
ДШТ

ГЛАВА I.

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ.

§ 1. Основные части центробежного насоса. Наиболее существенную часть центробежного насоса является колесо с лопатками, так называемое рабочее колесо, находящееся в камере насоса и приводимое в быстрое вращательное движение. Это колесо благодаря центробежной силе, развивающейся при вращении, сообщает захватываемой им жидкости давление и скорость, достаточные для преодоления геометрической высоты напора на периферии колеса. Вследствие этого возникает ток жидкости в сторону меньшего напора, т. е. от центра колеса к периферии, что влечет за собою также соответственно и движение жидкости в отводящем, так называемом напорном, и подводящем к насосу, так называемом всасывающем, трубопроводах, причем кроме уже указанного геометрического напора насосу необходимо преодолевать и возникающие при движении сопротивления.

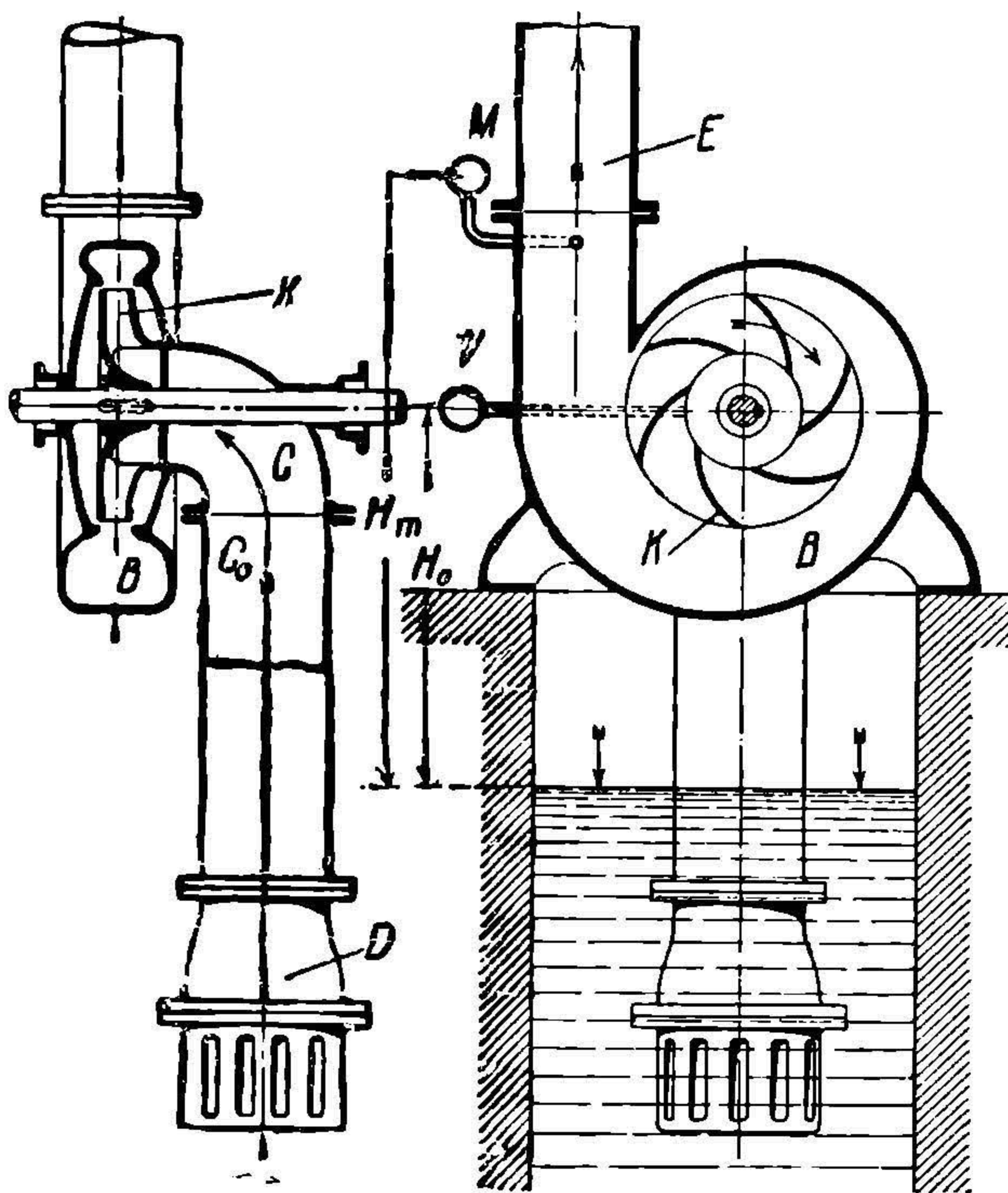
В большинстве случаев жидкостью, подаваемой центробежным насосом, является вода. Но нижеизложенные соображения приложимы в равной мере и к другим жидкостям как к капельным, так и к газообразным, если только известны их плотность и объемный вес¹ и если первую можно считать постоянной. По этим соображениям нижеизложенная теория центробежного насоса приложима в большей своей части и для движения воздуха в вентиляторах под небольшим давлением, когда сжатие его и изменение объемного веса ничтожны.

На фиг. 1 *K* изображает колесо с лопатками, *B* — насосную камеру. Вода приводится к средней части камеры через всасывающий трубопровод *C*, снабженный всасывающей сеткой

¹ Под объемным весом в дальнейшем подразумевается ради краткости вес единицы объема (см. „Гидравлика“ проф. И. Г. Есьмана, 1926 г., стр. 19).

и приемным клапаном D , и затем, пройдя через рабочее колесо и увеличив соответственно свою энергию, входит в камеру, к которой присоединен напорный трубопровод E .

Весьма часто воду, вышедшую из рабочего колеса, до входа в камеру заставляют еще пройти через так называемый

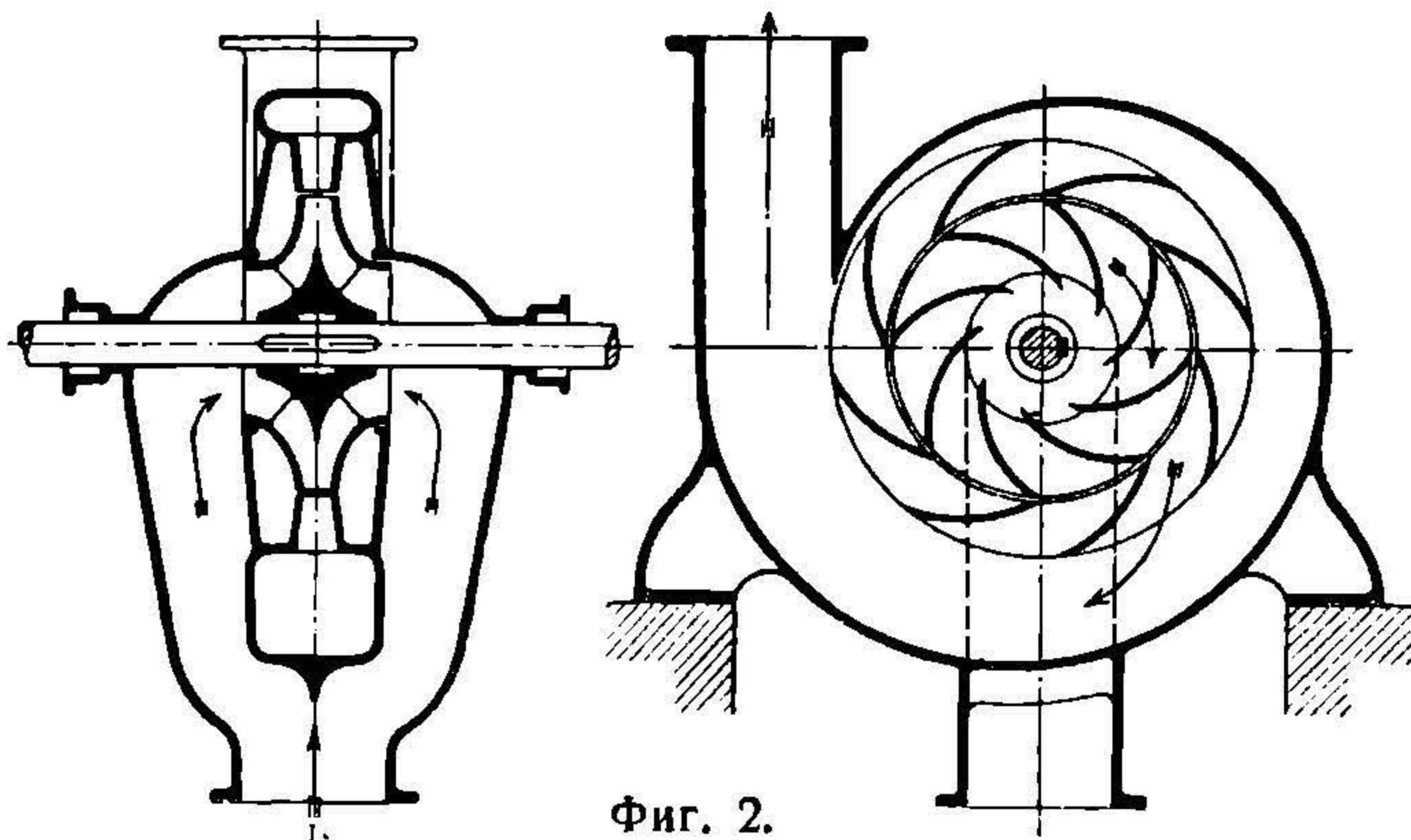


Фиг. 1.

направляющий аппарат, который придает скорости воды надлежащую величину и направление (фиг. 2) перед входом ее в наружную камеру.

Всасывание центробежным насосом воды происходит под влиянием давления (обыкновенно атмосферы), действующего на свободную поверхность воды в приемном колодце; рабочее

колесо, выкидывая воду благодаря центробежной силе, развиваемой при его вращении, освобождает соответственное пространство в каналах на внутренней окружности; для заполнения образующейся пустоты вода поднимается по всасывающей трубе благодаря разности давлений; по внутренней окружности колеса поступает столько же воды, сколько выходит по наружной, притом, конечно, непременно в условии, что указанной разности давлений достаточно, чтобы преодолеть геометрическую высоту всасывания и все гидравлические сопротивления, появляющиеся при движении воды через всасывающую



Фиг. 2.

трубу до вступления в рабочее колесо, и чтобы кроме того образовать скорость входа в колесо. Этим обстоятельством определяются возможность работы насоса и величина допускаемой высоты всасывания.

Направляющий аппарат (диффузор), окружающий рабочее колесо, строится с лопатками и без лопаток; ширина его или постоянна, или же увеличивается кнаружи. Скорость воды при выходе из этого аппарата всегда бывает меньше, а давление больше, чем при входе в него и выходе из рабочего колеса, так как сечение его увеличивается вместе с удалением от центра колеса. Направление выходных концов лопаток направляющего аппарата определяет форму наружного кожуха — камеры насоса, и наоборот.

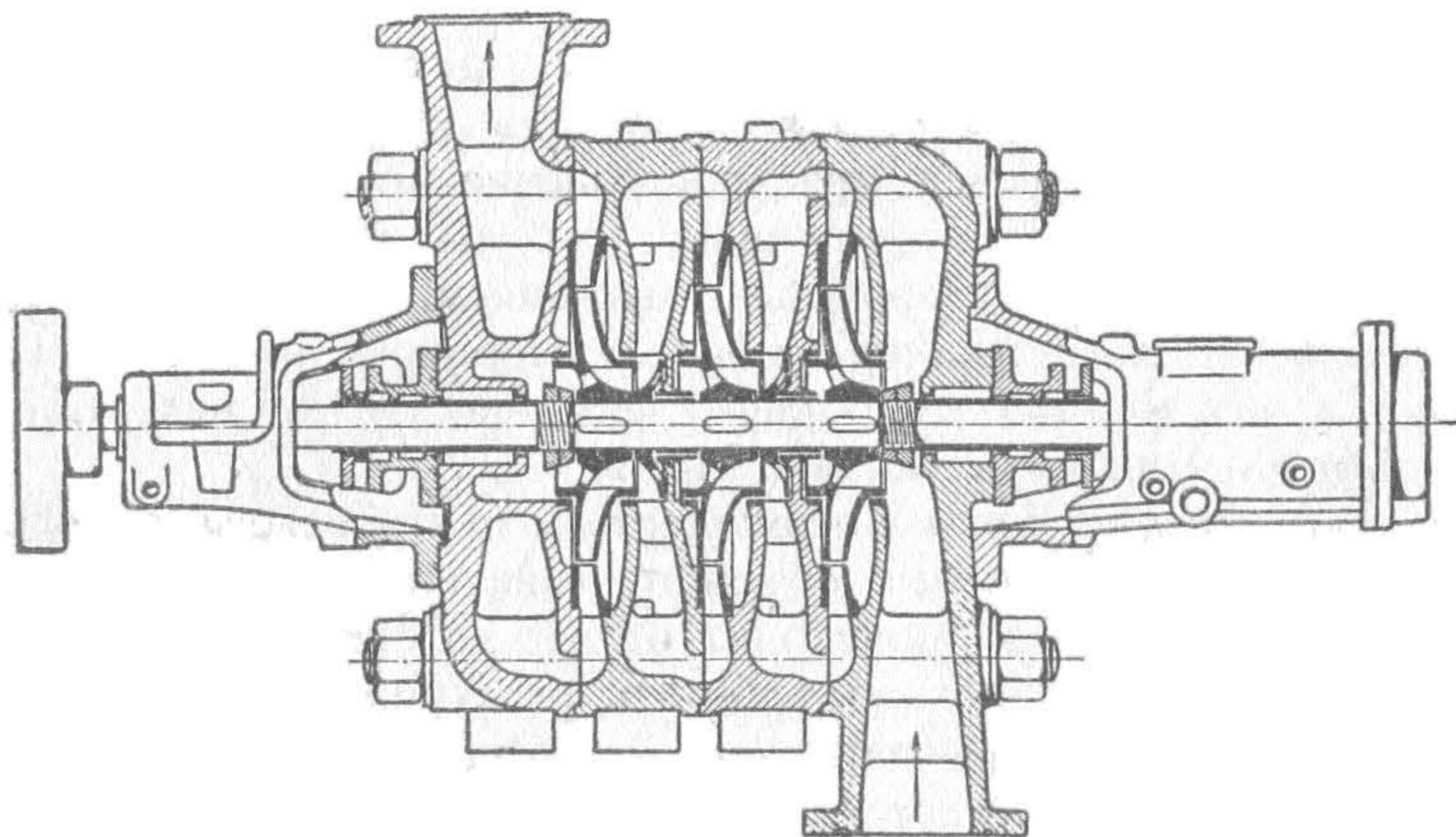
Так как отвод воды из колеса через направляющий аппарат с лопатками совершенно аналогичен подводу воды в турбинах через направляющее колесо к рабочему колесу, то подобные центробежные насосы с направляющими лопатками носят часто название турбинных насосов. Иногда по аналогии с турбинами и при центробежных насосах встречается направляющее приспособление для подвода воды на внутреннюю окружность рабочего колеса.

Чем больше высота нагнетания, которую должен преодолеть центробежный насос, тем больше, как то видно из дальнейшего, должна быть вообще поступательная скорость на внешней окружности рабочего колеса. Скорость же эта определяется диаметром колеса и числом оборотов. Выгодным является достижение требуемой окружной скорости при помощи большого числа оборотов при малом диаметре колеса, так как при небольшом колесе пути воды будут короче и поверхность, по которой происходит трение воды, как протекающей по колесу, так и находящейся вне его в камере, будет меньше. Скорость по внешней окружности рабочего колеса насосов с электрическим приводом бывает обыкновенно не больше 25 м, что соответствует высоте подачи от 30 до 40 м. Еще большие напоры достигаются установкою нескольких колес последовательно одно за другим. Каждое колесо подает воду другому соседнему колесу и преодолевает таким образом часть полного напора. Так как теоретически число колес, устанавливаемых одно за другим, может быть неограниченным, то и напор, достигаемый при помощи центробежных насосов, тоже беспределен. В действительности же выполнены установки с высотой подачи до 2 000 м. Такие насосы высокого давления с несколькими колесами, располагаемыми одно за другим на одном общем валу в одной камере, называются многоступенчатыми или многокамерными насосами (фиг. 3).

Подаваемое центробежными насосами количество воды бывает сравнительно значительно больше, нежели в других типах насосов. Для подаваемого центробежными насосами количества воды существует известный минимальный предел, определяемый тем обстоятельством, что при небольших количествах воды получаются очень малые диаметры насоса и очень узкие каналы рабочего колеса. Этот предел наступает тем скорее, чем больше

требуемое число оборотов насоса, следовательно чем больше высота подачи. Минимальное количество воды, подаваемое насосом, зависит от особых условий в каждом отдельном случае и между прочим также от конструкции насоса и от задаваемого коэффициента полезного действия его. Вообще же можно сказать, что нижний предел для подаваемого количества воды тем больше, чем больше высота насоса.

Область применения центробежного насоса была в первый период его распространения очень незначительной вследствие того, что большое число оборотов, требуемое уже при сравнительно небольших напорах, могло быть получено только при помощи сложных передаточных приводов между двигателем и



Фиг. 3.

насосом, поглощающими много энергии. Лишь с появлением в качестве двигателя электромотора, имеющего большой коэффициент отдачи и число оборотов, достаточное для непосредственного соединения его с центробежным насосом даже и при больших напорах, для последнего открылось широкое поле применения. В качестве двигателя, соединяемого непосредственно с центробежным насосом, в последнее время выдвинулась также паровая турбина, причем получаемый таким образом агрегат носит название турбонасоса.

Центробежные насосы на основании вышесказанного возможно подразделить на следующие типы:

а) по высоте подачи: насосы низкого давления (приблизительно до 15 м), насосы среднего давления (приблизительно до 40 м) и насосы высокого давления (свыше 40 м);

б) по числу устанавливаемых колес последовательно: одноступенчатые, двухступенчатые, многоступенчатые насосы, или параллельно: одинарные, сдвоенные, строенные и т. д.;

в) по способу подвода воды из рабочего колеса в напорную трубу: насосы без направляющего аппарата и насосы с направляющим аппаратом без лопаток и с лопатками (турбинные насосы);

г) по расположению вала: насосы с горизонтальным валом и насосы с вертикальным валом.

§ 2. Сравнение центробежных насосов с поршневыми. Кроме центробежных насосов в промышленности и технике весьма большое распространение имеют поршневые насосы, являющиеся по принципу своего действия механизмами с попеременно возвратным движением, попеременно всасывающие и нагнетающие рабочей стороной поршня. Для полноты необходимо сопоставить достоинства и недостатки каждого из этих двух типов насосов.

Весьма значительным преимуществом центробежных насосов являются крайне малый их объем и незначительность занимаемого ими места. Это происходит от весьма значительных скоростей, при которых должны работать движущиеся части насоса, что несомненно отражается на сокращении их размеров. Кроме того полное отсутствие попеременно возвратного движения в центробежных насосах и вызываемых им сил инерции допускает возможность работы насосов при минимальных размерах фундаментов; происходящее от этого сокращение стоимости самого насоса, помещения, первоначальной установки и дальнейшего ухода и ремонта весьма значительно по сравнению с таковым же для поршневого насоса (примерно 3 раза) и покрывает собою с избытком недостатки меньшего коэффициента полезного действия и соответственную излишнюю затрату энергии.

Второе преимущество центробежных насосов кроется в отсутствии клапанов и прочих деталей, вносящих часто расстройство в работу поршневых насосов.

Третьим преимуществом является наличие одного лишь вращения вала, притом с большим числом оборотов, без попеременно возвратных движений каких-либо частей, что до крайности упрощает соединение с двигателем, устраняя всякие сложные передаточные механизмы, особенно при непосредственном приключении центробежного насоса к столь распространенному в настоящее время двигателю, как электромотор или паровая турбина.

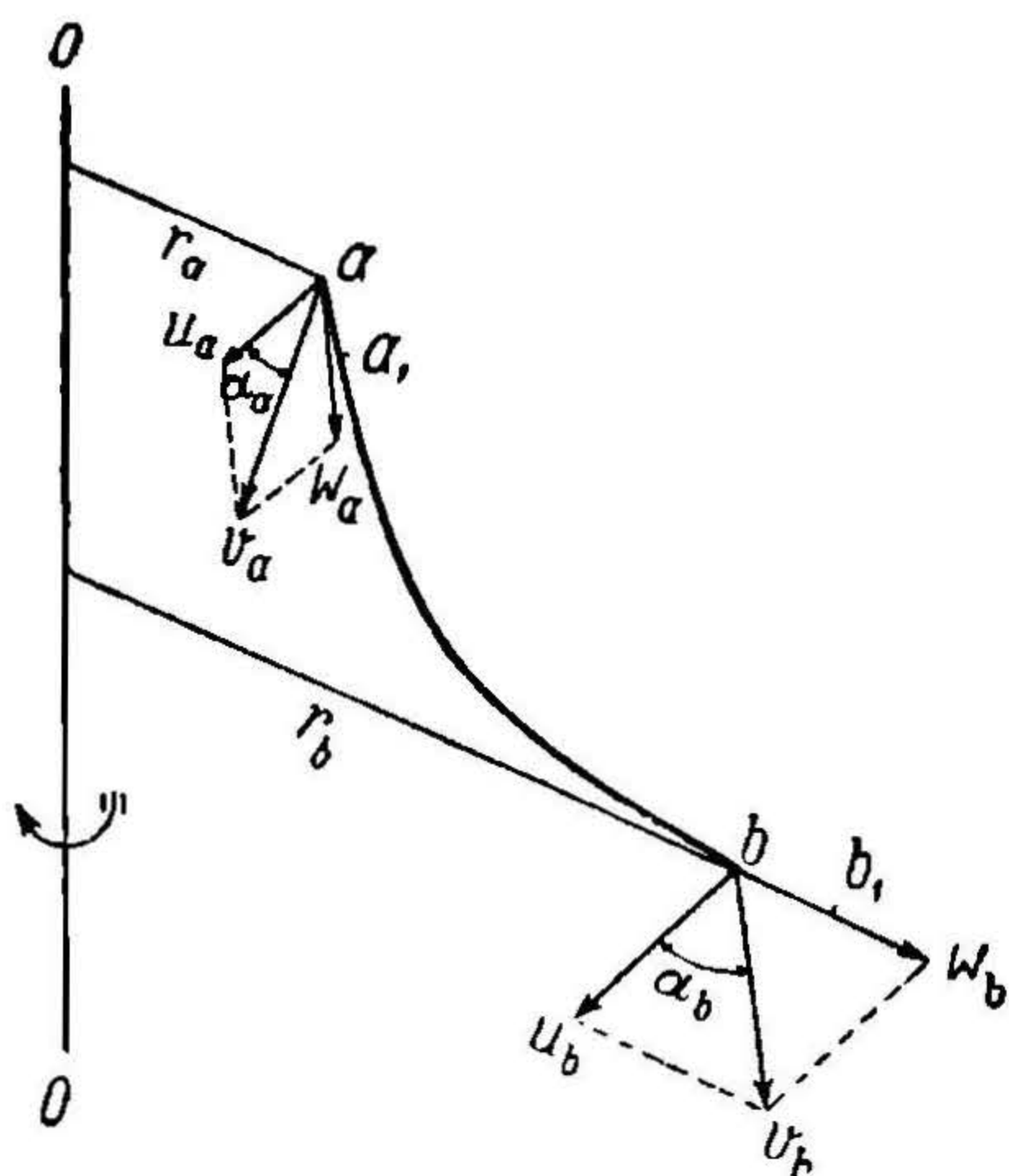
Четвертое преимущество состоит в крайней простоте регулирования количества подаваемой насосом воды в весьма широких пределах, а в необходимых случаях и регулирования напора.

Пятым преимуществом возможно считать наличие установившегося движения во всех частях насоса, в напорной и всасывающей трубах, устраняющее изменения величины скоростей в них во время работы и необходимость иметь всасывающие и напорные воздушные колпаки. То же установившееся движение и устранение необходимости иметь в некоторые моменты избыток движущей силы для преодоления сил инерции во всасывающей трубе позволяет допускать большую по сравнению с поршневым насосом высоту всасывания, могущую достигать в крайних случаях даже до 8 м.

Наконец необходимо указать также на возможность подачи центробежным насосом грязных жидкостей, что всегда менее доступно в поршневых насосах, снабженных клапанами.

Наряду с такими большими преимуществами центробежный насос уступает поршневому в некоторых отношениях, в особенности в величине достижимого коэффициента полезного действия, который примерно на 10—15% ниже, чем в поршневом насосе. Кроме того пуск в ход центробежного насоса иногда бывает затруднительным как вследствие незаполнения всасывающей трубы, так и вследствие чрезмерного начального напора, так как способность центробежного насоса преодолевать известное давление в напорной трубе развивается только после его пуска. Наконец необходимо указать и на то уже упомянутое выше обстоятельство, что центробежный насос невозможно по конструктивным соображениям построить для малых количеств воды, особенно при больших напорах, и что в этих случаях необходимо прибегать к установке поршневых насосов.

§ 3. Действие вращающихся лопаток на жидкость. Наиболее существенную часть центробежного насоса является рабочее колесо, снабженное лопатками, через посредство которых на перемещаемую насосом жидкость передается необходимая для этого перемещения энергия. Полезно установить математические зависимости подобного рода действия лопаток на жидкость в общем виде.



Фиг. 4.

Пусть имеется ось OO (фиг. 4) какого угодно направления, вокруг которой вращается ряд симметрично расположенных и одинаковых между собою лопаток, скрепленных наружным и внутренним ободом; как тот, так и другой имеют форму поверхностей вращения, благодаря чему получается ряд одинаковых между собою каналов, симметрично расположенных около оси вращения. Все каналы заполнены движущейся жидкостью. Выделим из всей жидкости одну элементарную струйку ab и рассмотрим ее движение. Ограничимся случаем равномерного вращения всех каналов вокруг оси

с угловою скоростью ω . Точка a лежащая во входном сечении каналов, расположена на расстоянии r_a от оси вращения, благодаря чему ее скорость движения вокруг оси u_a может быть выражена через угловую скорость: $u_a = \omega r_a$; аналогично — для точки b , лежащей в выходном сечении каналов на расстоянии r_b от оси вращения, напишем: $u_b = \omega r_b$. Скорость движения жидкости в струйке относительно вращающихся каналов примем равною w_a для точки a , w_b для точки b . При этом абсолютные скорости движения в точке a и b найдутся как геометрические суммы скоростей u_a и w_a и соответственно u_b и w_b . Обозначим их буквами v_a и v_b . Скорости u_a и u_b по существу дела лежат в плоскостях, перпен-

дикулярных к оси вращения, и перпендикулярных к радиусам r_b и r_a ; скорости w_a и w_b касательны к кривой ab .

Предполагая, что движение жидкости — установившееся и что расход жидкости по струйке ab равен q и масса его равна m , применим для этого движения уравнение момента количества движения, т. е. напишем, что приращение момента количества движения для данного объема жидкости ab относительно оси вращения равно моменту импульса всех действующих на объем ab сил относительно той же оси. За бесконечно малое время dt объем ab переместится и займет положение a_1b_1 ; таким образом приращение моментов количества движения за время dt будет равно разности моментов количества движения объема a_1b_1 и объема ab . Так как ввиду установившегося движения моменты количеств движения объема a_1b_1 , входящего одинаково как в объем ab , так и объем a_1b_1 , равны для начала и конца рассматриваемого промежутка времени, то искомое приращение моментов количества движения сводится к разности моментов движения объемов bb_1 и aa_1 . Масса объема bb_1 равна mdt , количество движения его равно $mdt v_b$; для нахождения его момента относительно оси OO необходимо проектировать v_b на плоскость, перпендикулярную к оси OO и взять момент этой проекции относительно точки основания оси на плоскости проекций или, что одно и то же, спроектировать v_b на направлении скорости u_b и умножить на r_b ; производя аналогичные действия для нахождения момента количества движения объема aa_1 , возможно написать искомое приращение момента количества движения в виде:

$$mdt (r_b v_b \cos \alpha_b - r_a v_a \cos \alpha).$$

Сумму моментов импульсов сил, действующих на объем, мы найдем, умножая на dt сумму моментов всех сил, которые приводятся к следующим: силы взаимодействия окружающих струек на данную, веса струйки и сил давлений на площадки, ограничивающие данный объем ab струйки в начале и конце рассматриваемого участка.

Имея в виду перейти в дальнейшем от элементарной струйки ab ко всему объему жидкости, проходящему через все каналы симметрично расположенные около оси, мы должны прийти к заключению, что площадки, ограничивающие струйку ab

в точке входа и выхода из каналов, являясь частями общих поверхностей входа и выхода жидкости, должны быть непременно поверхностями вращения, и благодаря этому давления, к ним нормальные, должны пройти через ось вращения, что в свою очередь как следствие делает их моменты относительно этой оси равными нулю; точно так же, если все вращающиеся струйки расположены симметрично относительно оси, то их общая равнодействующая сила тяжести неизбежно пересечет ось, и ее момент тоже будет равен нулю. Благодаря этому искомый момент сведется к моменту только одной силы взаимодействия соседних струек на данную. Называя его через M_{ab} , можем окончательно написать интересующее нас уравнение в виде:

$$M_{ab} dt = m dt (r_b v_b \cos \alpha_b - r_a v_a \cos \alpha_a),$$

или:

$$M_{ab} = m (r_b v_b \cos \alpha_b - r_a v_a \cos \alpha_a).$$

Работу, отдаваемую соседними струйками на данную в течение одной секунды, получим умножением момента на угловую скорость:

$$L_{ab} = M_{ab} \omega = m (\omega r_b v_b \cos \alpha_b - \omega r_a v_a \cos \alpha_a);$$

заменяя ωr_b и ωr_a соответственно через u_b и u_a , окончательно имеем:

$$L_{ab} = m (u_b v_b \cos \alpha_b - u_a v_a \cos \alpha_a).$$

Если перейти от элементарной струйки ab ко всей струе жидкости, протекающей по всем каналам, то полная работа, передаваемая всеми лопатками рабочего колеса одновременно на всю протекающую через него в одну секунду жидкость, и требуемая для этого мощность будет равна:

$$L = \Sigma L_{ab} = \Sigma m (u_b v_b \cos \alpha_b - u_a v_a \cos \alpha_a),$$

где знак суммы распространен на весь объем жидкости в колесе. Чтобы произвести действия, обозначенные знаком суммы, необходимо знать закон изменения скоростей u , v , ω и углов α при переходе от одной элементарной струйки к другой. В применении к турбинным механизмам, к каковым принадлежит и центробежный насос, эта задача значительно упро-

щается тем, что выражение, стоящее в скобках под знаком суммы, в правильно устроенных механизмах должно лишь весьма слабо изменяться при переходе от одной струйки к другой. Такое условие имеет целью передачи на каждую из струек одинакового количества удельной энергии, что будет соответствовать очевидно наилучшему действию рабочего колеса. Выражение, стоящее в скобках, является очевидно энергией, передаваемой одной единице массы движущейся жидкости. На основании изложенного оно должно быть одинаково для всех струек, может быть вынесено из-под знака суммы и отнесено к какой-либо заранее избранной средней струйке. Обозначая все величины, относящиеся к такой средней струйке в точке входа в каналы, значками $_1$ и в точке выхода значками $_2$, имеем:

$$L = (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1) \Sigma m.$$

Но Σm есть масса всей жидкости, проходящей через рабочее колесо в одну секунду. Обозначая расход жидкости в колесе через Q , объемный вес жидкости через γ , очевидно имеем:

$$L = \gamma \frac{Q}{g} (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1),$$

где g есть ускорение силы тяжести.

Из уравнения усматривается, что энергия, передаваемая лопатками на жидкость, не зависит прямо от формы лопаток, а лишь от скоростей самих лопаток и жидкости и их направлений при входе и выходе из колеса.

ГЛАВА II.

ТЕОРИЯ НОРМАЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ.

§ 4. Баланс энергии в насосе и определение коэффициента полезного действия. Предположим, что в верхнем сечении всасывающей трубы OO (фиг. 1) на высоте H_0 над нижним уровнем поставлен вакууметр V и абсолютное давление, им указываемое, при нормальной установившейся работе насоса равно p_0 ; тогда энергия одного килограмма жидкости, входящей в насос при средней скорости ее c_0 , отнесенная к нижнему уровню, может быть выражена суммой:

$$e_0 = H_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g}.$$

Аналогично с этим энергия по выходе жидкости из насоса в напорную трубу может быть выражена через абсолютное давление p_m , отсчитанное по манометру M , расположенному на высоте H_m над нижним уровнем, и через скорость c_m жидкости при выходе из насоса в том же месте, где приключен манометр:

$$e_m = H_m + \frac{p_m}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g};$$

таким образом энергия, сообщенная насосом одному килограмму жидкости, будет равна:

$$e = e_m - e_0 = H_m - H_0 + \frac{p_m - p_0}{\gamma} + \frac{c_m^2 - c_0^2}{2g} = H. \quad (1)$$

Здесь H может быть названо действительным напором, сообщаемым жидкости центробежным насосом. В большинстве случаев величины скоростей c_m и c_0 весьма мало разнятся между собою, точно так же как и высоты H_m и H_0 ; поэтому действительный напор весьма часто сводится к разности показаний манометра и вакуумметра после выхода и до входа жидкости в центробежный насос, в каковом случае он часто называется манометрическим напором. Увеличение энергии жидкости при прохождении через насос происходит очевидно за счет энергии, сообщаемой извне жидкости благодаря движению ее по лопаткам вращающегося рабочего колеса и давлению, оказываемому при этом на жидкость кривыми лопатками. Энергия e_k , передаваемая воде, отчасти выразится в виде полезной энергии, равной согласно уравнению (1) действительному напору H , и отчасти будет потеряна на сопротивления, испытываемые жидкостью при проходе через насос от точки приключения вакуумметра до точки манометра. Называя потерянную энергию через e_n и замечая, что она может быть, как обычно в гидравлике, выражена некоторою потерянною высотой напора H_n , можно написать:

$$e_k = e + e_n = H + H_n. \quad (2)$$

Гидравлическим коэффициентом полезного действия насоса, т. е. коэффициентом полезного действия, принимающим во внимание только гидравлические потери в самом насосе, может быть названо отношение:

$$\epsilon_1 = \frac{e}{e_k} = \frac{H}{H + H_n}. \quad (3)$$

Для сообщения в одну секунду жидкости рабочим колесом энергии $\gamma Q e_k$ необходимо двигателю, приводящему насос в движение, затратить большую энергию вследствие того, что некоторая часть энергии E_m должна быть затрачена на преодоление механических трений в подшипниках и сальниках, трения рабочего колеса о жидкость, его окружающую снаружи, на сообщение движения той части жидкости, которая хотя и проходит через рабочее колесо, но не попадает в напорную трубу и теряется через зазоры и т. п.

Называя энергию, действительно затраченную двигателем через E_{eff} , можно написать:

$$E_{eff} = \gamma Q e_k + E_m = \gamma Q H + \gamma Q H_n + E_m.$$

Механическим коэффициентом полезного действия может быть названо отношение:

$$\epsilon_2 = \frac{\gamma Q H}{E_{eff}}; \quad (4)$$

ϵ_2 очевидно всегда меньше ϵ_1 .

ϵ_2 часто носит название манометрического коэффициента полезного действия в отличие от ϵ_3 — коэффициента полезного действия полной установки насоса со включением всасывающего и напорного трубопроводов¹.

Если потери напора на движение воды во всасывающей и напорной трубах равны E_c и E_n , то очевидно энергия при выходе из отверстия напорной трубы будет меньше энергии, получаемой жидкостью в насосе, и сделается равною:

$$E_a = \gamma Q H - (E_c + E_n) = \gamma Q \left(H_0 + H_n + \frac{c_n^2}{2g} + \frac{P_n - P_a}{\gamma} \right),$$

где $H_0 + H_n$ — полная геометрическая высота поднятия воды, $P_n - P_a$ — разность давлений верхнего и нижнего уровней воды и c_n — скорость выхода воды из наконечника напорной трубы.

По данному определению:

$$\epsilon_3 = \frac{E_a}{E_{eff}}; \quad (5)$$

очевидно ϵ_3 меньше ϵ_2 .

§ 5. Давление при выходе из рабочего колеса. Выведем выражение для величины разности давлений при входе в рабочее колесо и при выходе из него, т. е. в промежутке между концами лопаток рабочего колеса и началом лопаток

¹ Определение коэффициента полезного действия, предлагаемое некоторыми авторами, несколько отличается от приводимого здесь.

направляющего аппарата. Для этого возможно воспользоваться уравнением Бернулли, введя в него новые члены, зависящие от перехода к относительному движению и необходимости в соответствии с этим включения силы центробежной.

Величина центробежной силы, действующей на частицу жидкости массы m , находящуюся от оси вращения на расстоянии r , определяется выражением $mr\omega^2$, где ω — угловая скорость вращения. Отсюда величина работы, развиваемой центробежной силой при прохождении частицы m через рабочее колесо на пути от входа в колесо на окружности радиуса r_1 до выхода из него на окружности радиуса r_2 , равна:

$$\int_{r_1}^{r_2} mr\omega^2 dr = \frac{1}{2} m (\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2) = \frac{1}{2} m (u_2^2 - u_1^2).$$

И величина работы, отнесенная к одному килограмму, масса которого $m = \frac{1}{g}$, определяется выражением:

$$\frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}.$$

Если w_1, w_2 — относительные скорости при входе и выходе, т. е. скорости, с которым жидкость движется при входе и выходе вдоль лопаток рабочего колеса, p_1, p_2 — давления жидкости при входе в колесо и при выходе из последнего, h_r — высота напора, теряемая на сопротивления при прохождении через колесо (трение жидкости о стенки канала, потери на внезапные изменения направления и величины скорости и т. п.), то дополненное новыми членами уравнение Бернулли получит вид:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - h_r,$$

причем предполагается, что точка входа средней струйки и точка выхода ее из рабочего колеса лежат в одной горизонтальной плоскости, или — что разностью высот точки входа и выхода возможно пренебречь.

Повышение давления жидкости при протекании через колесо определяется отсюда выражением:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} - h_r \quad (6)$$

и зависит следовательно не только от разницы поступательных скоростей на внешней и внутренней окружности рабочего колеса, но и от изменения относительной скорости жидкости в каналах колеса, которое связано с изменением величины сечения канала при входе и выходе уравнением:

$$F_1 \omega_1 = F_2 \omega_2,$$

откуда

$$\omega_2 = \frac{F_1 \omega_1}{F_2}. \quad (7)$$

При этом естественно предполагается, как это всегда и бывает в хорошо устроенном центробежном насосе, что каналы его совершенно заполнены водой; сечения их, взятые нормально к направлению движения, обозначены соответственно у входа и выхода через F_1 и F_2 . Так как величина этих сечений зависит непосредственно от ширины колеса, то ясно, что изменение ширины колеса по направлению к выходному отверстию имеет существенное влияние на повышение давления жидкости. Если ширина колеса снаружи большая и вместе с этим следовательно и сечение F_2 также большое, то по уравнению (7) относительная скорость ω_2 будет малой и вследствие этого по уравнению (6) повышение давления $p_2 - p_1$ будет больше.

§ 6. Энергия жидкости при входе и выходе из колеса. Изменение при предположении абсолютной энергии жидкости между точками входа и выхода из рабочего колеса равно:

$$\left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} \right) = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma}, \quad (8)$$

т. е. равно сумме изменения скоростного напора и пьезометрического.

Полная энергия, которая должна быть затрачена на перемещение одной весовой единицы жидкости по рабочему колесу, будет больше найденного выше изменения энергии на

величину энергии, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений, которые возникают при прохождении жидкости через колесо и сумма которых была обозначена выше через h_r :

$$e_h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h_r.$$

Кроме того из уравнения (6) следует:

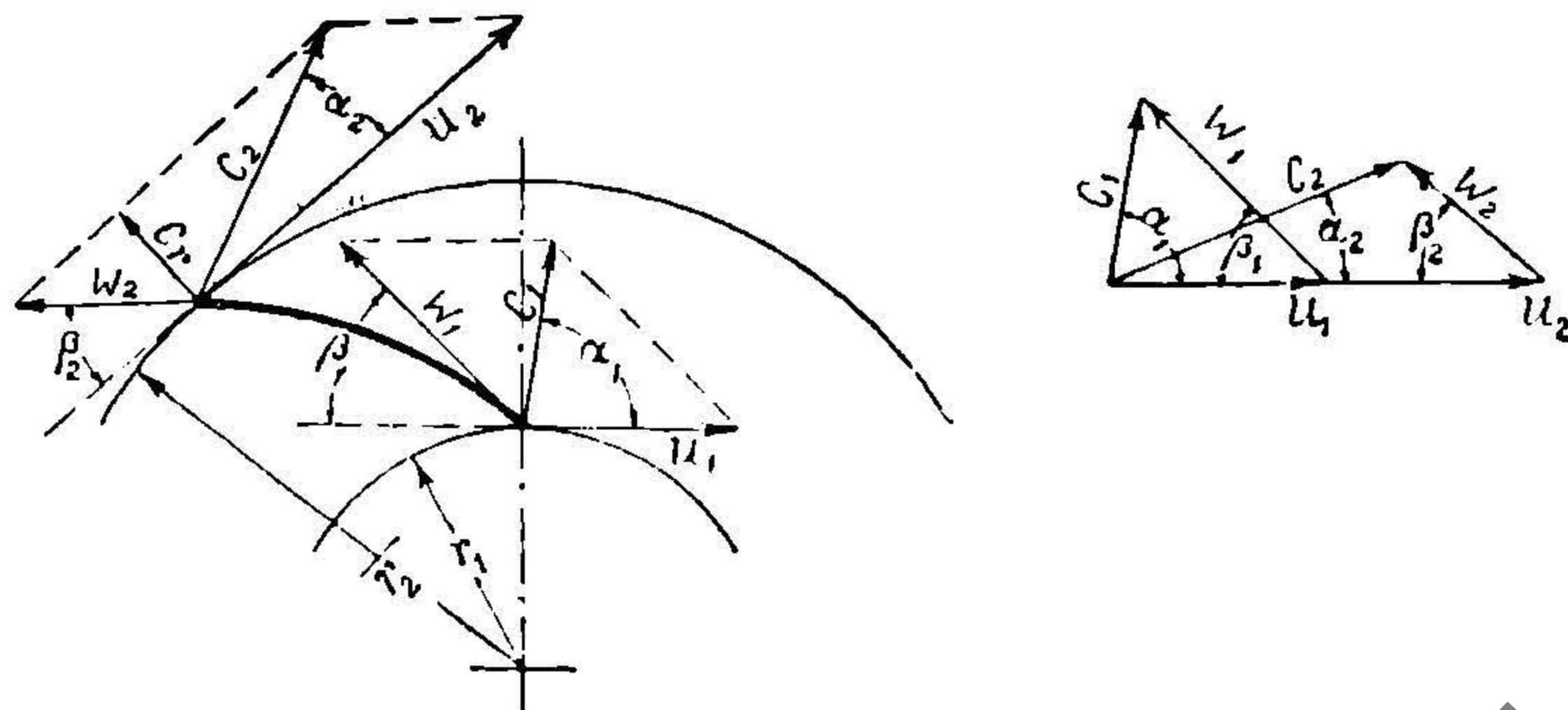
$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h_r = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g};$$

следовательно

$$e_h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \quad (9)$$

С другой стороны энергия e_h могла появиться в колесе лишь извне и очевидно равна энергии e_k , значение которой выяснено выше в § 4.

§ 7. Основное уравнение центробежного насоса. Увеличение энергии жидкости, проходящей через рабочее колесо насоса, может очевидно происходить только за счет



Фиг. 5.

энергии, сообщаемой ей извне при посредстве вращающихся лопаток. На основании выводов предшествующего параграфа уравнение энергии, передаваемой колесом одной весовой еди-

нице жидкости в секунду при проходе ее через колесо, может быть написано в виде (фиг. 5):

$$e_k = \frac{L}{\gamma Q} = \frac{1}{g} (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1).$$

Для правильного действия насоса и уменьшения потерь энергии при входе и выходе из рабочего колеса необходимо, чтобы скорость во всасывающем пространстве непосредственно перед входом в рабочее колесо c_1 равнялась по величине и по направлению абсолютной скорости v_1 во входном сечении рабочего колеса; то же должно иметь место и относительно точек, лежащих у выхода из рабочего колеса:

$$v_2 = c_2$$

и

$$v_1 = c_1.$$

Предполагая это условие соблюденным всегда, можем переписать уравнение для энергии e_k в виде:

$$e_k = \frac{1}{g} (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) = \frac{H}{\epsilon_1}.$$

Нетрудно видеть, что и выражение для энергии e_h , найденное в предшествующем параграфе из других соображений, возможно привести к тому же виду (10). В самом деле, замечая, что c_1 есть геометрическая сумма скоростей w_1 и u_1 и c_2 есть геометрическая сумма скоростей w_2 и u_2 (фиг. 5), возможно написать для скоростей w_1 и w_2 выражения:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1,$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2.$$

Подставляя эти выражения в уравнение (9), имеем:

$$e_h = \frac{1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) = e_k.$$

Переходя к обсуждению полученного уравнения, необходимо заметить, что по причинам, уже указанным выше, направляющий аппарат перед входом в рабочее колесо ставится лишь в очень редких случаях, а потому обыкновенно скорость c_0 во всасывающей трубе перед входом в колесо имеет

направление, лежащее в плоскости, проходящей через ось трубы и следовательно ось насоса; с другой стороны во избежание потери напора важно, чтобы для нормального хода насоса абсолютная скорость c_1 жидкости по возможности мало отличалась по направлению и величине от скорости c_0 ; в соответствии с этим имеем для обычного устройства насосов

$$c_1 = c_0;$$

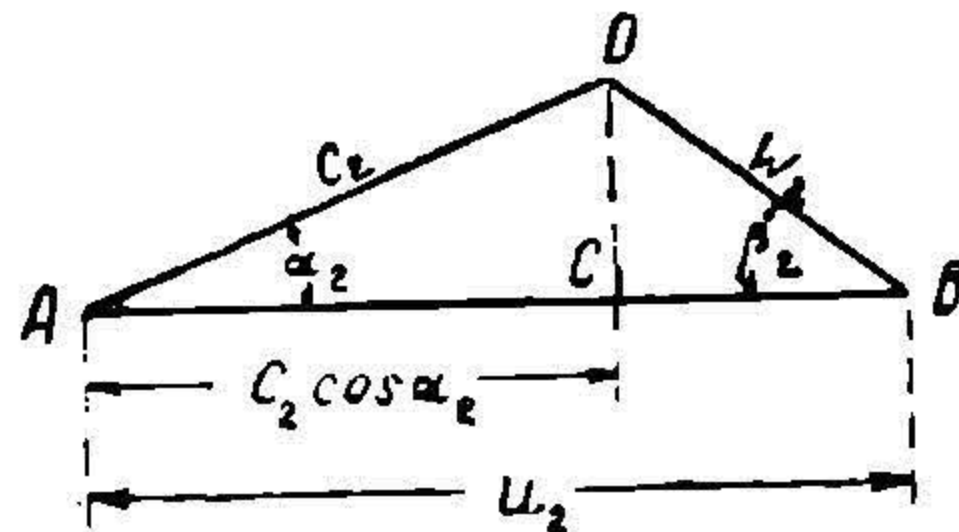
$$\alpha_1 = 90^\circ;$$

при этом второй член второй части уравнения (10) превращается в нуль, и оно принимает наиболее обычный вид:

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{gH}{\epsilon_1}.$$

Выведенное уравнение носит название основного уравнения центробежного насоса.

Необходимо помнить, что в нем u_2 обозначает поступательную скорость на внешней окружности, $c_2 \cos \alpha_2$ — составляющую абсолютной выходной скорости в направлении этой поступательной скорости. Обе эти величины изображены на фиг. 6 отрезками AB и AC .



Фиг. 6.

§ 8. Выражение для скоростей u_2 и c_2 . Из уравнения (11) предшествующего параграфа следует, что произведение $u_2 c_2 \cos \alpha_2$ должно иметь определенную величину, пропорциональную

величине напора $\frac{H}{\epsilon_1}$, и что следовательно скорости u_2 и c_2

зависят исключительно от высоты H и не зависят от количества жидкости, подаваемого насосом. Величину c_2 можно исключить из уравнения (11), пользуясь зависимостью, получаемую из треугольников скоростей (фиг. 6):

$$\frac{u_2}{c_2} = \frac{\sin [180^\circ - (\alpha_2 + \beta_2)]}{\sin \beta_2} = \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2 + \sin \alpha_2 \cos \beta_2}{\sin \beta_2}.$$

Сопоставляя это уравнение с уравнением (11), имеем:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{gH}{\epsilon_1}} = m \sqrt{2gH}. \quad (12)$$

Из этого уравнения получается требуемая поступательная скорость на внешней окружности, когда заданы углы α_2 и β_2 , где β_2 есть угол наклона лопатки рабочего колеса к ободу на выходной окружности.

Подобным же образом можно найти и величину абсолютной выходной скорости:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\sin \beta_2}{\sin (\beta_2 + \alpha_2) \cos \alpha_2}} \cdot \sqrt{\frac{gH}{\epsilon_1}} = k \sqrt{2gH}. \quad (13)$$

Из выражений для скоростей u_2 и c_2 усматривается, что они пропорциональны корню квадратному из напора и зависят от углов α_2 и β_2 ; от прочих же размеров насоса зависят лишь постольку, поскольку от них может зависеть коэффициент ϵ_1 ; так как этот последний теоретически совершенно от них не зависит, а практически зависит весьма слабо, несколько увеличиваясь с увеличением величины насоса, то вообще возможно заключить, что скорости u_2 и c_2 не будут изменяться при одном и том же напоре для рабочих колес, между собою подобных.

§ 9. Влияние внешнего угла β_2 лопатки рабочего колеса на работу насоса. Проследим при заданном и неизменном напоре H , какое влияние оказывает угол β_2 на величину скорости u_2 . Эта последняя определяется по формуле (12) предшествующего параграфа:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{gH}{\epsilon_1}}$$

Угол α_2 всегда меньше 90° , следовательно $\operatorname{tg} \alpha_2$ — всегда величина положительная. Если конец лопатки направлен радиально, т. е. если $\beta_2 = 90^\circ$ (фиг. 7, лопатка I), то $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$; при этом:

$$u_2 = \sqrt{\frac{g}{\epsilon_1}} \sqrt{H}.$$

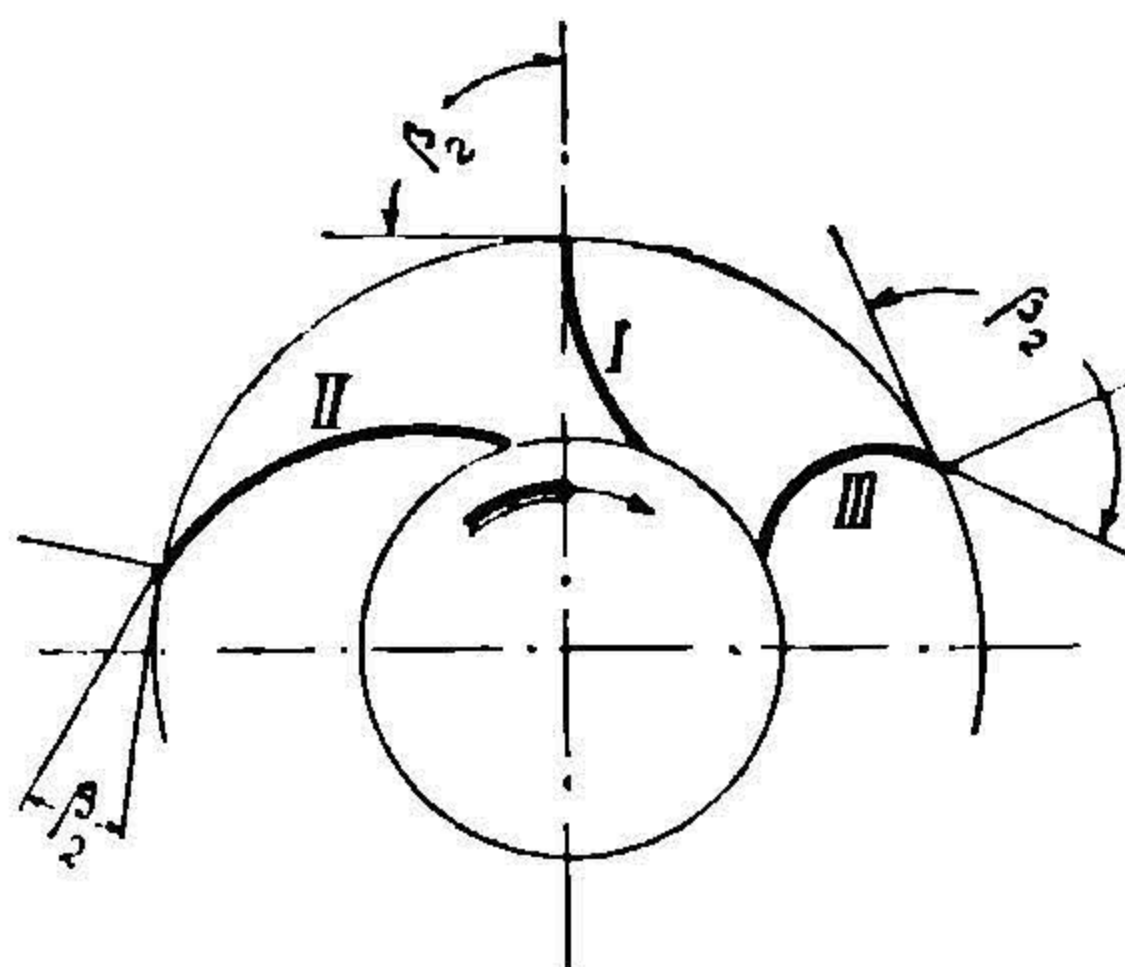
В данном случае требуемая окружная скорость зависит от углов лопаток лишь постольку, поскольку эти последние влияют на коэффициент полезного действия.

Если $\beta_2 < 90^\circ$ (лопатка II, фиг. 7, с кривизной, обращенной назад), то $\text{ctg } \beta_2$ будет величиной положительной и

$$\sqrt{1 + \text{tg } \alpha_2 \text{ ctg } \beta_2} > 1,$$

а следовательно требуемая окружная скорость

$$u_2 > \sqrt{\frac{g}{\epsilon_1}} \sqrt{H}.$$



Фиг. 7.

Обратно, если $\beta_2 > 90^\circ$ (лопатка III с обращенной вперед кривизной, фиг. 7), то

$$\sqrt{1 + \text{tg } \alpha_2 \text{ ctg } \beta_2} < 1$$

$$u_2 < \sqrt{\frac{g}{\epsilon_1}} \sqrt{H}.$$

Таким образом в случае загнутой назад лопатки требуется бо́льшая окружная скорость, нежели при лопатке с концом в радиальном направлении, при одном и том же напоре и, наоборот, лопатки с обращенной вперед кривизной дают меньшую окружную скорость, чем при лопатке с концом, направленным радиально.

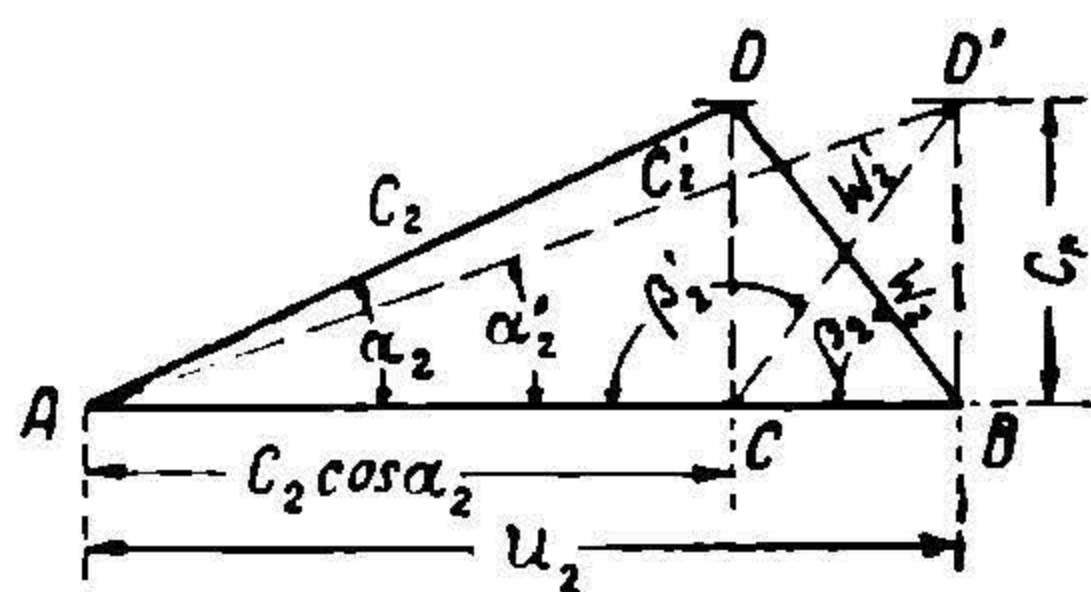
Из предыдущего вытекает, что число оборотов для одного и того же напора должно быть, при заданном диаметре колеса тем больше, чем больше отогнута назад лопатка.

К этому же результату можно прийти и при помощи следующего рассуждения. Предположим, что для колеса определенных размеров (диаметра и ширины) требуется определить

форму лопаток. Если радиус колеса r_2 и ширина его b_2 заданы, то известна поверхность F_2 выходного сечения его, и при заданном количестве Q протекающей жидкости известна также и радиальная скорость при выходе:

$$c_r = c_2 \sin \alpha_2 = \frac{Q}{F_2}. \quad (14)$$

Этим уравнением определяется в треугольнике скоростей высота $y = c_r$ (фиг. 8). Далее, из основного уравнения видно,



Фиг. 8.

что при заданном напоре величины u_2 и $c_2 \cos \alpha_2$ обратно пропорциональны друг другу; следовательно при заданном u_2 величина $c_2 \cos \alpha_2$ будет также известна, и таким образом определится весь треугольник скоростей ABD (фиг. 8). При уменьшении u_2 , т. е. при перемещении

точки B влево, $c_2 \cos \alpha_2$ увеличится, т. е. точки C и D переместятся вправо. Если точка B придет в точку C , то D перейдет в D_1 , т. е. произойдет взаимная перестановка величин u_2 и $c_2 \cos \alpha_2$. Из фиг. 8 видно, что угол лопатки β_2 будет тем больше, чем меньшую окружную скорость мы возьмем, как и указано выше.

Для более глубокого усвоения влияния угла β_2 на режим центробежного насоса рассмотрим рабочее колесо заданного постоянного диаметра и ширины при выходе, вращающееся с постоянной угловой скоростью, и выясним, какие напоры могут получиться в нем при разных углах β_2 . Для большей определенности зададимся, что рабочее колесо должно давать в секунду одно и то же количество воды Q . Постоянное число оборотов приведет очевидно к тому, что скорость u_2 будет постоянна. Постоянное количество Q имеет следствием при одной и той же площади выходного отверстия, что радиальная скорость c_r по уравнению 14 будет также постоянна.

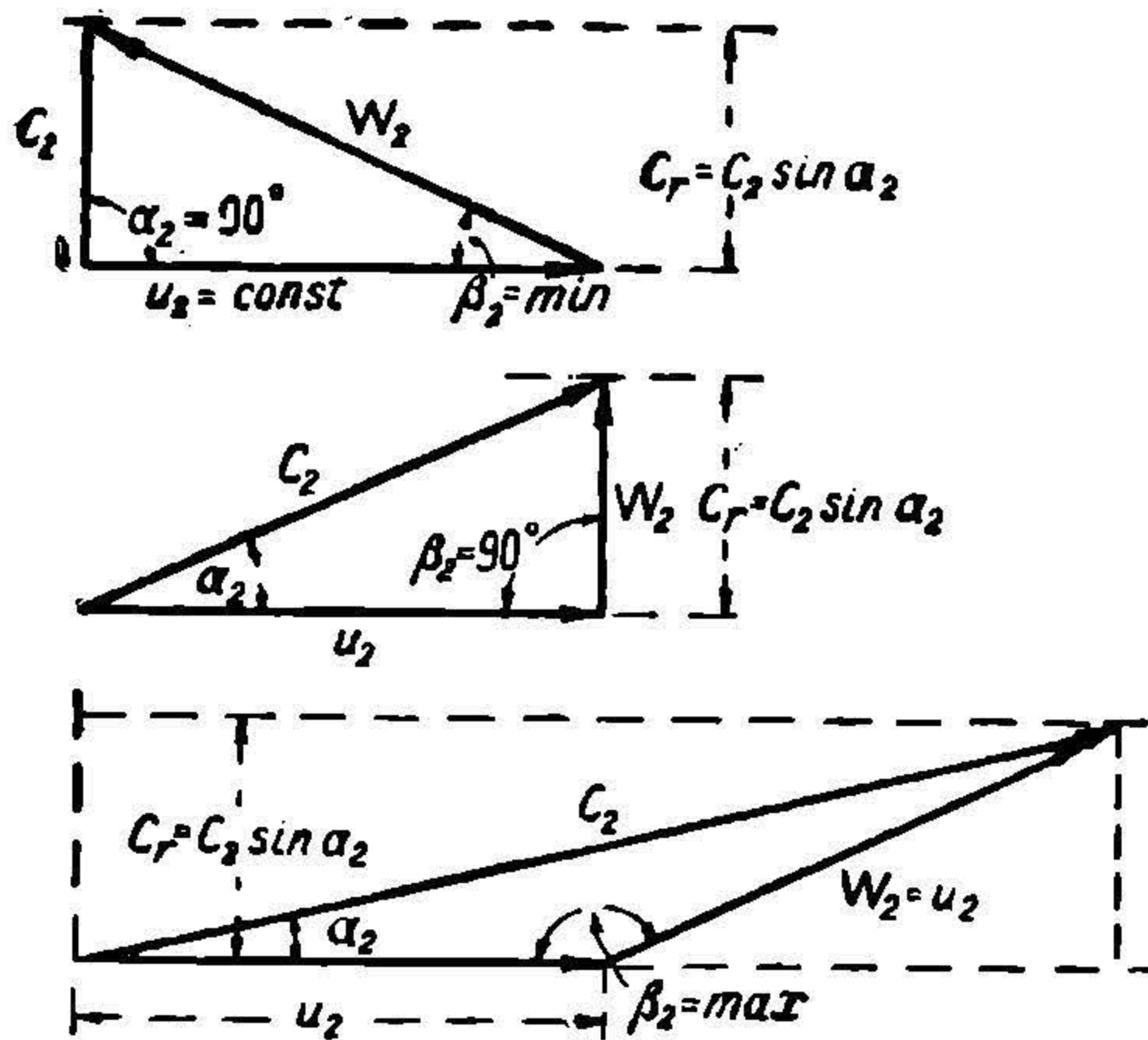
Проследим изменение напора H при изменении β_2 . Крайнее наименьшее значение угла β_2 будет соответствовать тому условию, когда скорость c_2 будет радиально направлена и будет равна своей радиальной составляющей. Для этого очевидно необходимо, чтобы $\sin \alpha_2 = 1$ и $\alpha_2 = 90^\circ$ (фиг. 9). Тогда

$\cos \alpha_2 = 0$, и по основному уравнению (11) напор H должен равняться тоже нулю.

Если β_2 возрастает от своего минимального значения, то точка сопряжения скоростей в треугольнике скоростей передвигается вправо. Для $\beta_2 = 90^\circ$ произведение $c_2 \cos \alpha_2$ делается равным u_2 (фиг. 9), благодаря чему из основного уравнения (11) возможно определить величину достигаемого напора:

$$\frac{gH}{\epsilon_1} = u_2^2.$$

При дальнейшем возрастании угол β_2 становится больше 90° , причем возрастает также и скорость c_2 . Когда проекция последней скорости на направление u_2 возрастает до значения $u_2 + u_2 \cos(180 - \beta_2)$, то c_2 (фиг. 9) становится равным $2u_2 \cos \alpha_2$, благодаря чему согласно основному уравнению (11) достижимый при этом напор становится равным напору, соответствующему скорости c_2 :



Фиг. 9.

$$\frac{H}{\epsilon_1} = \frac{c_2^2}{2g}$$

Напор будет получен в виде кинетической энергии, и поэтому давление при выходе из рабочего колеса будет весьма близким к давлению перед входом в него, почему рассматриваемый случай и возможно считать предельным для β_2 .

Резюмируя выясненные зависимости между напором H , скоростями u_2 и c_2 , углами α_2 и β_2 , находим, что в тех слу-

чаях, когда важно уменьшить скорость u_2 , в особенности когда она при больших напорах выходит из пределов 25—30 м или когда двигатель не может дать достаточно высокого числа оборотов, необходимо прибегать к уменьшению α_2 и увеличению угла β_2 . Что касается величины α_2 , то пределы его изменений весьма небольшие, от 5 до 20°, а чаще 8—12°. Это вызывается тем обстоятельством, что чрезмерно малые величины угла влекут за собою уменьшение скорости $c_r = c_2 \sin \alpha_2$ и соответственно необходимость чрезмерного увеличения площади F_2 для прохода данного количества Q жидкости на наружном ободе рабочего колеса; кроме того угол α_2 является также углом наклона лопаток направляющего аппарата, и чрезмерное его уменьшение увеличивает вредное влияние толщины лопаток этого аппарата. С другой стороны увеличение угла α_2 влечет за собою чрезмерное уменьшение выходной поверхности F_2 и сужение каналов рабочего колеса и кроме того конструктивные затруднения в устройстве достаточно длинных каналов направляющего аппарата, для возможно плавного перевода большой скорости c_2 в малую скорость напорной трубы; эти затруднения сказываются еще сильнее при увеличении абсолютной величины скорости c_2 .

Таким образом главным средством для изменения скорости u_2 при данном напоре является изменение угла β_2 , который может колебаться в пределах примерно от 10 до 135°. Малая величина угла β_2 , увеличивающая u_2 , влечет за собою однако уменьшение c_2 , что облегчает перевод этой меньшей скорости в скорость напорной трубы; кроме того из уравнения (8) видно, что при заданных Q и H , а следовательно и известной величине e_n , и при малых колебаниях c_1 уменьшение скорости c_2 влечет за собою увеличение разности давлений $p_2 - p_1$, и вместе с тем и увеличение протока жидкости через зазоры между неподвижною и подвижными частями насоса — из пространства высокого давления обратно во всасывающую трубу, а значит и соответственное уменьшение коэффициента полезного действия ϵ_1 , т. е. ведет косвенно к необходимости соответственного увеличения скорости u_2 (формула 12).

Наоборот, увеличение угла β_2 имеет следствием увеличение скорости c_2 и трудностей ее перевода в скорость напорной трубы, значительные потери напора на трение, что неблагоприятно отражается на величине коэффициента полезного дейст-

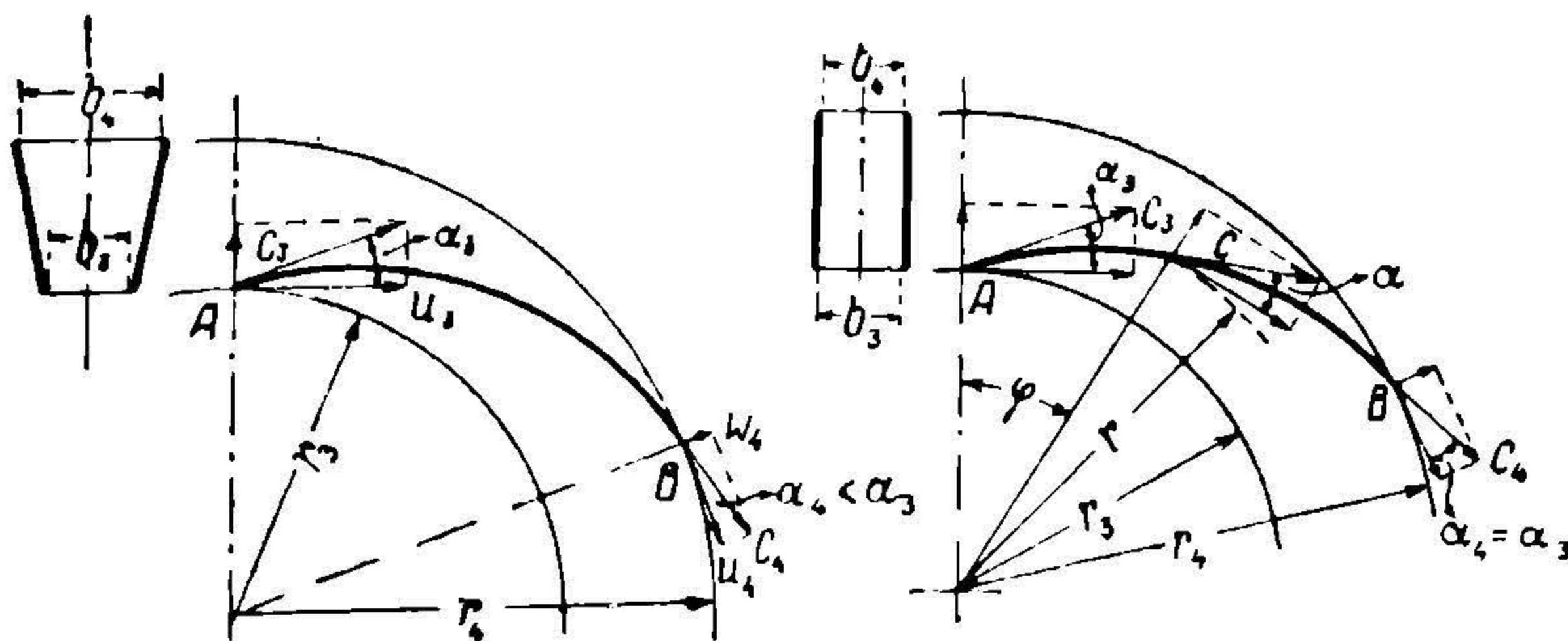
вия, и наконец уменьшение разности давлений $p_2 - p_1$ с соответственным уменьшением потерь от обратного тока жидкости через зазоры. Практика показывает, что причины, уменьшающие коэффициент полезного действия, сильнее проявляются при больших углах β_2 ; кроме того на стороне большого угла β_2 остается еще один недостаток, состоящий в том, что при выходе из рабочего колеса потенциальная часть энергии переданной жидкости имеет незначительную величину по сравнению с кинетической частью, отчего влияние колебаний скорости при регулировании или при случайном изменении нагрузки и колебательном движении жидкости вызывает большие колебания в величине полной энергии жидкости, т. е. в величине подаваемого количества ее и действительного напора. Эти колебания могут временно повлечь за собою даже полное прекращение подачи жидкости, что уничтожит скорость и вместе с тем лишит насос возможности вновь восстановить движение жидкости, так как энергия одного давления ее, будучи незначительною, может оказаться без кинетической энергии недостаточною для преодоления давления напорной трубы и восстановления движения. Такие же затруднения могут встретиться и в той стадии первоначального пуска насоса в ход, когда еще не появилась заметная скорость движения воды через насос.

Все изложенное относительно условий выхода можно резюмировать следующим образом: чем больше будет отогнута назад лопатка, тем „реактивнее“ работает насос, как принято говорить в теории турбин, тем больше будет требуемое число оборотов (что является недостатком, если требуемого числа оборотов трудно достигнуть данным двигателем, приводящим насос в движение, тем более ощутительным, чем больше задаваемый напор), тем меньше будет абсолютная выходная скорость (что является достоинством вследствие меньшей потери энергии в камере или направляющем колесе), тем больше будет давление в зазоре и тем больше утечки жидкости через неплотности внутри насоса (недостаток, и притом тем более ощутительный, чем больше напор).

Ввиду того, что недостатки отогнутой назад лопатки тем значительнее, чем больше высота напора, сильная загнутость назад (β_2 до 10°) встречается только в насосах низкого давления. Направляющий аппарат в таких случаях обыкновенно совер-

шенно излишен, потому что скорость c_2 , частью превращаемая в давление, имеет в этом случае сравнительно очень малую величину. Насосы же среднего и высокого давления строятся с лопатками, слабо отогнутыми назад, и камера снабжается направляющим колесом. Вперед загнутые лопатки в последнее время не встречаются.

§ 10. Направляющий аппарат. Если для преобразования выходной скорости из рабочего колеса в давление устроен направляющий аппарат, то живое сечение его по окружности должно увеличиваться вместе с расстоянием от оси вращения,



Фиг. 10.

Фиг. 11.

благодаря чему скорость жидкости при протекании через аппарат будет уменьшаться. Предположим, что жидкость вступает в канал, образуемый лопатками направляющего аппарата, со скоростью c_3 , под углом α_3 (скорость c_3 обычно равна скорости c_2 , и угол $\alpha_3 = \alpha_2$ во избежание „ударов“ при переходе из рабочего колеса в направляющий аппарат), движется вдоль лопатки AB и оставляет канал со скоростью c_4 , под углом α_4 (фиг. 10). Жидкость вследствие ее отклонения от прямолинейного движения производит давление на лопатки и стремится повернуть направляющее колесо. Величина вращающего момента определяется выражением, выведенным в § 3.

В некоторых случаях направляющий аппарат представляет собою полость, не заполненную лопатками. Направляющий аппарат без лопаток можно рассматривать как направляющее колесо с лопатками, форма которых выбрана таким образом, что лопатки не оказывают влияния на путь жидкости. Тогда

вращающий момент, действующий от жидкости на направляющее колесо, равен нулю. Поэтому в случае направляющего канала без лопаток (фиг. 10 и 11) имеем, согласно уравнению (§ 3), характеризующему действие лопатки на жидкость и обратно:

$$c_4 r_4 \cos \alpha_4 - c_3 r_3 \cos \alpha_3 = 0,$$

или

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{r_3 \cos \alpha_3}{r_4 \cos \alpha_4}.$$

Через внутреннее и внешнее отверстия направляющего аппарата протекает одно и то же количество жидкости, поэтому, если b_3 и b_4 будут означать внутреннюю и внешнюю ширину его, то получим выражение:

$$Q = 2 \pi r_3 b_3 c_3 \sin \alpha_3 = 2 \pi r_4 b_4 c_4 \sin \alpha_4,$$

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{b_3 r_3 \sin \alpha_3}{b_4 r_4 \sin \alpha_4}.$$

Из полученных уравнений следует:

$$\frac{\cos \alpha_3}{\cos \alpha_4} = \frac{b_3}{b_4} \frac{\sin \alpha_3}{\sin \alpha_4},$$

и отсюда угол, характеризующий направление выходной скорости из направляющего колеса, определится уравнением:

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{b_3}{b_4} \operatorname{tg} \alpha_3.$$

Если $b_4 > b_3$ (фиг. 10), т. е. если ширина канала снаружи увеличивается, то угол α_4 , под которым жидкость оставляет направляющий канал, будет меньше угла α_3 , под которым она поступает в него. Для величины выходной скорости получается выражение:

$$c_4 = c_3 \frac{r_3}{r_4} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{b_3}{b_4}\right)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_3}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3}}.$$

НИИ
УДУНТ
ОДНТ

Так как $r_3 < r_4$ и $b_3 < b_4$, то $c_4 < c_3$. Следовательно в случае канала, ширина которого кнаружи увеличивается, угол выхода, а равно и выходная скорость будут уменьшаться.

В случае канала с неизменяющейся шириной (фиг. 11) будем иметь:

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \operatorname{tg} \alpha_3,$$

$$\alpha_4 = \alpha_3,$$

и

$$c_4 = \frac{r_3}{r_4} c_3.$$

Следовательно при канале с неизменяющейся шириной угол, образуемый направлением движения жидкости с ободом, будет один и тот же при входе и выходе. То, что имеет место для точки выхода B , будет справедливым и для каждой другой точки пути AB , т. е. этот угол будет постоянным для всего пути. При этом скорость жидкости уменьшается пропорционально расстоянию от центра колеса.

Для случая неизменяющейся ширины канала (фиг. 11) возможно весьма просто получить уравнение траектории струи AB . Предположим, что частица жидкости в момент времени t находится от точки вращения на расстоянии r и имеет скорость c , образующую с направлением окружности угол $\alpha = \alpha_3$. Путь, пройденный в продолжение времени dt по направлению окружности, равен $ds = r d\varphi$, где φ означает угол поворота радиуса вектора. Скорость по направлению окружности равна $c \cos \alpha_3$, следовательно имеем также $ds = c \cos \alpha_3 dt$. Приравнявая оба значения для ds , найдем:

$$r d\varphi = c \cos \alpha_3 dt.$$

Скорость в радиальном направлении равна $c \sin \alpha_3$; следовательно приращение dr расстояния от точки вращения за время dt будет:

$$dr = c \sin \alpha_3 dt.$$

Отсюда следует:
$$\frac{r d\varphi}{c \cos \alpha_3} = \frac{dr}{c \sin \alpha_3},$$

$$d\varphi = \operatorname{ctg} \alpha_3 \cdot \frac{dr}{r},$$

$$\varphi = \operatorname{ctg} \alpha_3 \log r + C.$$

НБ
УДУНТ
(ДШТ)

Постоянная C находится из условия, что при $\varphi = 0, r = r_3$; следовательно

$$C = - \operatorname{ctg} \alpha_3 \log r_3,$$

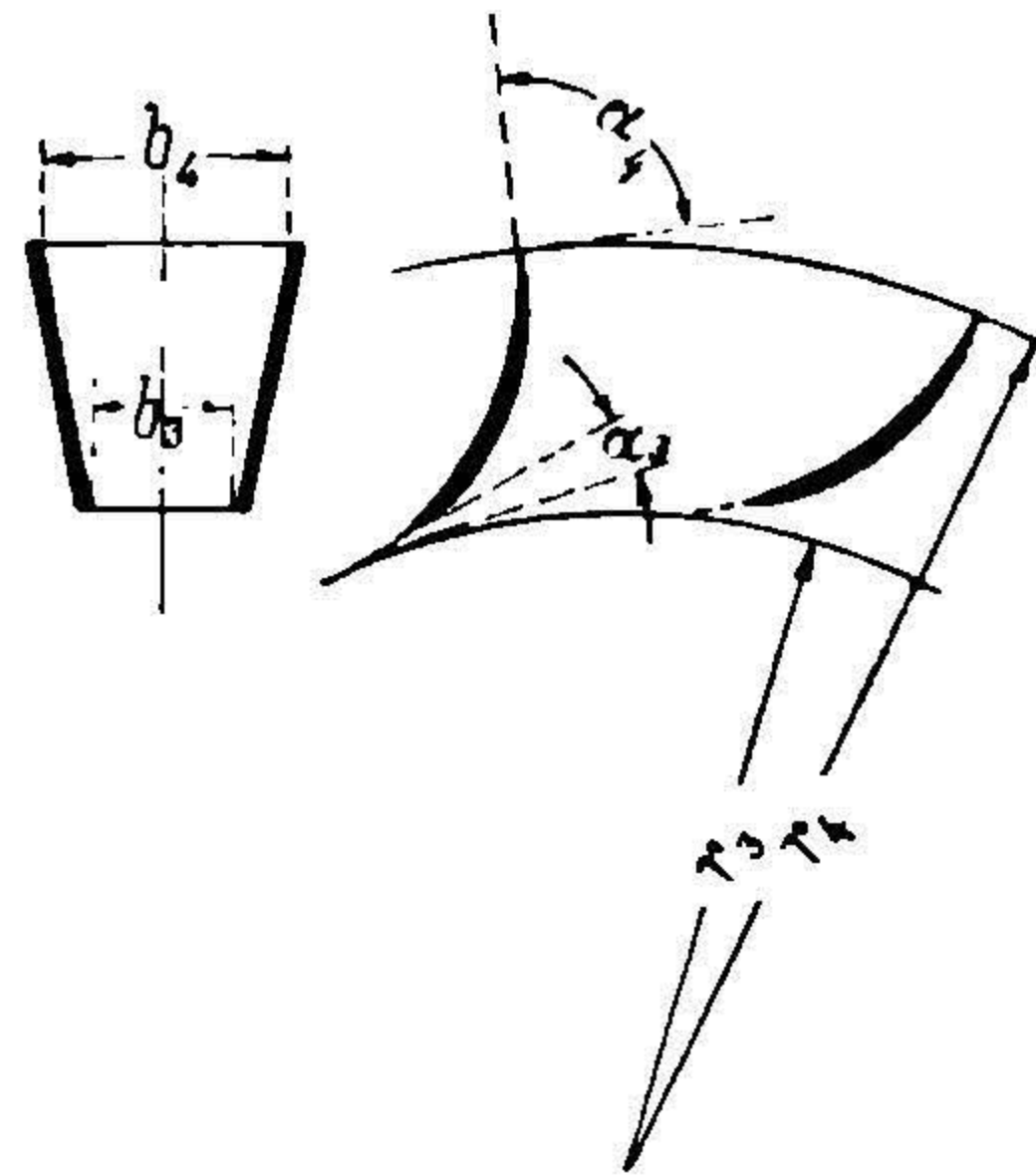
и отсюда:

$$\varphi = \operatorname{ctg} \alpha_3 \log \frac{r}{r_3},$$

$$r = r_3 \lg \operatorname{tg} \alpha^3.$$

Это есть уравнение логарифмической спирали.

Благодаря устройству лопаток в направляющем аппарате становится возможным перевести воду в камеру по направлению, отличающемуся от направления выходной скорости из рабочего колеса. Кроме того при устрой-



Фиг. 12.

стве лопаток в направляющем аппарате при одном и том же диаметре его возможно достигнуть большего уменьшения скорости, а следовательно и большего превращения кинетической энергии в потенциальную, нежели при отсутствии лопаток, в особенности, если направляющие лопатки будут иметь на внешнем конце радиальное направление (фиг. 12).

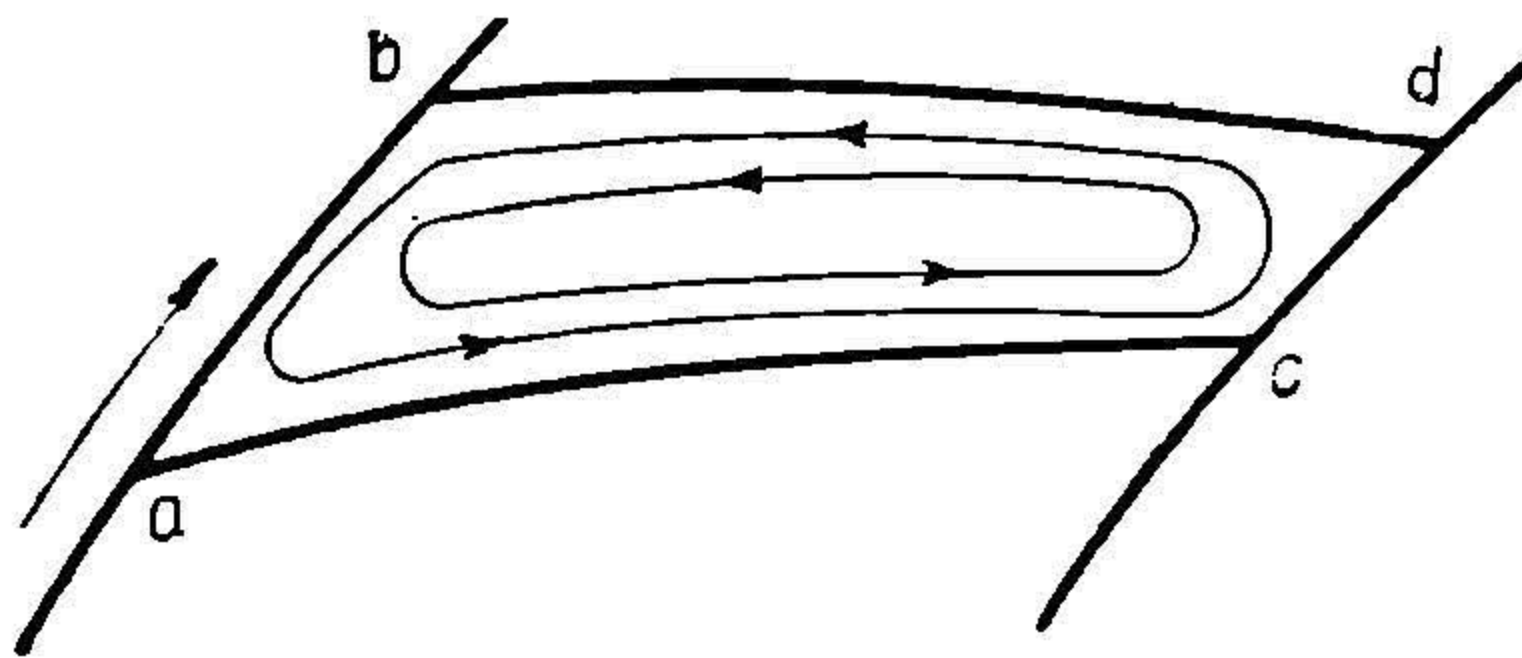
Расчет скорости c_4 или угла α_4 при выходе из направляющего аппарата производится из уравнения равенства расхода; написанного выше:

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{b_3 r_3 \sin \alpha_3}{b_4 r_4 \sin \alpha_4},$$

задаваясь b_4, r_4 определяют c_4 или α_4 в зависимости от того, что из них наперед задано.

§ 11. Влияние неравномерного распределения скоростей в поперечном сечении канала. Неравномерность скоростей в поперечном сечении неподвижных каналов направляющего аппарата, спиральной камеры и т. п. криволинейных протоков происходит по закону так называемого кругового движения жидкости (см. Гидравлика § 39):

жидкость, прижатая центробежной силой к вогнутой стороне канала, часть своей энергии должна проявить в виде увеличенного давления при соответственном уменьшении ее кинетической энергии; благодаря этому на вогнутой поверхности канала скорость движения меньше, нежели на выпуклой. Если криволинейный канал вращается, то в нем кроме указанной появляется еще другая причина неравномерности, сущность которой возможно себе наиболее просто представить из рассмотрения полого цилиндра, наполненного жидкостью, вращающегося около оси параллельной оси цилиндра и с последней не совпадающей. Если жидкость совершенна, т. е. абсолютно лишена вязкости, то она не будет принимать участия во вращении цилиндра, т. е. другими словами будет вынуждена вращаться по отношению к цилиндру с той же угловой скоростью, но в обратную сторону. При наличии вязкости жидкости, а следовательно и силы трения между частицами жидкости и между жидкостью и стенками цилиндра,



Фиг. 13.

вращение жидкости в цилиндре будет соответственно замедленное по сравнению с рассмотренным выше. Если вместо кругового цилиндра будет вращаться сосуд с цилиндрическими поверхностями, имеющими сечение канала рабочего колеса (фиг. 13), то заполняющая его жидкость получит вращение в сторону, обратную вращению сосуда, както указано на чертеже стрелками. Наконец, если сосуд открыт со стороны *ab* и *dc* и в нем, как в рабочем колесе, существует постоянный ток жидкости от внутреннего сечения *cd* к наружному *ab*, то очевидно, что стремление жидкости к вращению приведет к ускорению движения частиц по линии *bd* и к замедлению по линии *ac*; при большой скорости вращения колеса и соответственно недостаточно большой поступательной скорости движения жидкости по каналу, особенно при малой вязкости ее, поступательная скорость вдоль стенки *ac* может упасть до нуля и даже получить обратное направление (явление

так наз. кавитации). Первая и вторая причины не равномерности движения в поперечном сечении накладываются друг на друга, причем при лопатках, загнутых назад, обе причины действуют противоположно друг другу и при лопатках, загнутых вперед, они суммируются, благодаря чему в последнем случае кавитация делается более возможной.

Попытки теоретического решения вопроса о нахождении зависимости между размерами канала, его расходом и скоростью вращения решают вопрос недостаточно полно и кроме того предполагают совершенную, т. е. невязкую, жидкость и не турбулентное движение, а потому дают решения, далекие от реальных условий и следовательно не имеющие практического значения. Не приводя поэтому сравнительно сложных выводов гидродинамики, укажем лишь ниже, в чем может сказаться при работе колеса выясненная неравномерность распределения скоростей.

1. Эта неравномерность может отразиться на точности основного уравнения, выведенного в § 3 для энергии, передаваемой от вращающегося рабочего колеса на жидкость; при выводе предполагалось, что удельная энергия, получаемая каждой отдельной элементарной струйкой, одинакова для всех струек; это весьма важное условие в данном случае не оправдывается и притом тем значительнее, чем меньше вязкость движущейся жидкости. 2. Энергия средней струйки, заменяющая в формуле энергию отдельных струек, выражена в формуле через среднюю скорость, которая является так называемой средней объемной скоростью, а не средне-квадратичной, как бы следовало; при значительной разнице скоростей отдельных струек происходящая от этого неточность может оказаться весьма чувствительной. 3. Перед входом в рабочее колесо во всасывающей трубе жидкость подходит к колесу струйками со скоростями близко одинаковыми, благодаря чему относительная скорость входа на цилиндрической входной поверхности колеса (геометрическая разность между абсолютной скоростью входа и поступательной скоростью колеса) для всех струек будет одинакова по величине и направлению, в то время как в самом колесе жидкость будет вынуждена двигаться с разными относительными скоростями в поперечном сечении; отсюда неизбежны местные водовороты с соответствующей потерей энергии. 4. То же явление в еще большей степени обнаружится в рабочем колесе и на стороне выхода; абсолютная скорость выхода

отдельных струек определяется как геометрическая сумма скорости поступательной рабочего колеса и относительных скоростей этих струек; очевидно, что абсолютные скорости получатся неодинаковыми не только по величине, но и по направлению, благодаря чему будет создана возможность образования водоворотных движений в зазоре и неправильного входа в каналы направляющего аппарата (или в спиральную камеру при его отсутствии); необходимо отметить, что неодинаковость направления абсолютных скоростей выхода отдельных струек вносит неопределенность в основное уравнение движения жидкости в насосе (§ 3 и 7), куда входит угол α_2 , определяющий это направление и принимаемый одинаковым для всех струек.

Криволинейность движения в неподвижных каналах направляющего аппарата и других протоках вносит точно так же соответствующие неточности движения, последствия которых аналогичны вышеизложенному.

Нетрудно видеть, что все перечисленные явления сказываются тем ярче, чем больше поперечные размеры канала, т. е. чем меньше число лопаток; явления не имеют совершенно место при бесконечном большом числе лопаток. Это ставит границы чрезмерному уменьшению числа лопаток, выгодному во многих других отношениях, особенно в смысле уменьшения сопротивления движению; становится естественным искать наивыгоднейшее число лопаток, которое, как то ясно из предшествующего, связано с вязкостью перекачиваемой насосом жидкости. Из указанного ясно, что приведенные в § 8 выражения для скорости c_2 будут справедливы только в предположении бесконечно большого числа лопаток. Найденную таким образом скорость для реальных расчетов необходимо уменьшить на некоторую величину, для чего возможно воспользоваться следующими формулами. Уменьшение величины $c_2 \cos \alpha_2$ равно

$k_2 u_2$, где k_2 равно $\eta \frac{\pi}{z} \sin \beta_2$; здесь z — число лопаток, а η

изменяется в пределах от 0,8 до 1,2. Изменение величины $c_2 \cos \alpha$ в сторону ее уменьшения на указанную величину $k_2 u_2$ отразится соответственно на уменьшении напора H_1 , возможного к получению согласно уравнению (11) для данного насоса, что необходимо принять во внимание при расчете, вводя соответственную поправку.

§ 12. Величина коэффициента полезного действия.

Величина гидравлического коэффициента полезного действия зависит от величины потерь на пути воды от входного до выходного отверстия насоса. Потеря при входе в рабочее колесо тем меньше, чем плавнее этот вход и чем с меньшей скоростью он происходит; большое значение имеют надлежащее заострение концов лопаток и тщательное соблюдение размеров колеса и углов лопаток с тем, чтобы скорость в действительности не изменяла при входе ни своей величины, ни направления.

Те водоворотные движения при входе и при выходе из рабочего колеса, на которые указывалось в предшествующем параграфе, несомненно играют при этом видную роль.

В каналах рабочего колеса потери зависят от трения о стенки лопаток, которое тем больше, чем больше лопаток и чем длиннее и уже их сечение; это трение зависит также весьма сильно от плавности изменения относительной скорости жидкости на пути от входа до выхода из колеса, на что следует обращать большое внимание еще и потому, что при тех значительных абсолютных значениях скоростей, которые получает жидкость, проходя через рабочее колесо в весьма короткое время, ее ускорения достигают также весьма значительных величин, доходящих до порядка 2 000 м в секунду; трение очевидно зависит также от величины средней скорости движения воды, т. е. для лопаток, загнутых назад, оно меньше, нежели для лопаток, загнутых вперед; полезно обратить внимание на то, что в криволинейных каналах трение должно иметь несколько другой характер, нежели в каналах прямолинейных, вследствие особого распределения скоростей в поперечных сечениях, которое выяснено в предшествующем параграфе; в совокупности двух указанных причин этого явления потери на трение в каналах рабочего колеса могут быть выражены обычными формулами потерь на трение в трубах и каналах только приблизительно, и для более точного учета коэффициента полезного действия необходимы целесообразные опыты.

Для устранения потерь напора при выходе из рабочего колеса и входе в направляющий аппарат необходимо выполнить требования „безударного“ движения воды, т. е. устранить изменение скоростей как по величине, так и по направлению.

Движение воды в направляющем аппарате сопровождается трением, которое зависит от длины и поперечных размеров каналов и очевидно тем больше, чем больше лопатки рабочего колеса загнуты вперед, так как при этом увеличивается скорость движения воды по направляющему аппарату. Кроме потерь на трение в направляющем аппарате могут быть весьма значительные потери на вихревые движения при недостаточно плавном переходе большой скорости в малую. Трудности подобного перехода увеличиваются с увеличением угла β_2 , влекущим за собою увеличение скорости c_2 , и вообще с возрастанием напора H , которое влечет за собою соответственно увеличение всех скоростей в насосе согласно указаниям § 8.

Потери в камере зависят от трения и от образования вихрей, если жидкость из направляющего аппарата входит в камеру не с достаточно малою скоростью и в ненадлежащем направлении, и наконец от криволинейности стенок.

Из указанного перечня потерь видно, что они всегда несколько больше для лопаток, загнутых вперед. Величина гидравлического коэффициента полезного действия ϵ_1 в хорошо исполненных современных насосах колеблется между 0,80 и 0,85 и даже выше. Для насосов, не имеющих направляющего аппарата, ϵ_1 меньше и может понижаться до 0,60 и ниже. Механический коэффициент полезного действия зависит от потерь на трение в сальниках, подшипниках и между прочим также и на трение рабочего колеса о наружную воду.

Величина работы трения колеса о наружную воду может быть оценена следующим образом: пусть имеется кольцевой диск с наружным радиусом r_2 и внутренним r_1 , вращающийся с угловой скоростью ω в жидкости, имеющей также вращательное движение с угловой скоростью ω_1 . Вырежем в диске на радиусе r кольцо шириною в радиальном направлении dr , площадь которого равна $2\pi r dr$. Трение диска о жидкость, пропорциональное квадрату относительной скорости диска и жидкости, будет равно:

$$\lambda 2\pi r dr (\omega - \omega_1)^2 r^2,$$

где λ — коэффициент трения; работа этого трения в одну секунду равна $\lambda 2\pi r^4 dr (\omega - \omega_1)^3$, полная работа этого трения на всем диске:

$$E\lambda = \int_{r_1}^{r_2} \lambda 2\pi (\omega - \omega_1)^3 r^4 dr,$$

$$E\lambda = \frac{2}{5} \pi \lambda (\omega - \omega_1)^3 (r_2^5 - r_1^5) = \frac{2}{5} \pi \lambda (\omega - \omega_1)^3 r_2^5 \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^5 \right].$$

Согласно имеющимся опытам, λ может быть принята равной 0,15—0,19, скорость вращения воды можно обыкновенно принимать равной около половины скорости вращения рабочего колеса; эти данные позволяют вычислить всякий раз теряемую на трение диска о воду работу. Если принять во внимание, что трение о воду происходит на двух поверхностях, и если для надежности формулы отбросить $\left(\frac{r_1}{r_2} \right)^5$ по сравнению с единицей, так как r_2 обыкновенно не меньше $2r_1$, то тогда имеем:

$$E\lambda = \frac{4}{5} \pi \lambda \frac{1}{8} \omega^3 v_2^5 = k u_2^3 r_2^2,$$

т. е. работа трения рабочего колеса о воду пропорциональна кубу скорости u_2 и квадрату радиуса r_2 .

Если число оборотов насоса n дано и увеличение скорости u_2 должно идти за счет увеличения радиуса r_2 , то тогда:

$$u_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60}$$

и

$$E\lambda = k \frac{(2\pi)^3 n^3}{60} r_2^3 = k_1 n^3 r_2^5.$$

Работа трения таким образом при постоянном n возрастает пропорционально пятой степени диаметра колеса и зависит кроме того от трения в сальниках и подшипниках. Все эти потери очевидно увеличиваются для лопаток, загнутых назад, и вообще для больших напоров.

В общем возможно принять, что механические потери для хорошо пригнанных насосов могут уменьшать гидравли-

ческий коэффициент полезного действия на 0,05—0,10 в зависимости от конструкции колеса и развиваемого насосом напора.

Таким образом механический коэффициент полезного действия хорошо пригнанных насосов может колебаться в пределах 0,70—0,80 и даже выше. Для очень больших напоров, развиваемых одним колесом, например больше 50—60 м (современные насосы, соединенные с паровыми турбинами, делая до 3 000 и более оборотов в минуту, могут развивать напор до 20 и более атмосфер в одном колесе), как гидравлический, так и механический коэффициенты полезного действия будут сильно понижаться. Такие насосы поэтому могут быть целесообразно установлены в тех случаях, когда потеря энергии на трение и вихри может быть вновь восстановлена в виде полезной работы. Это имеет например место, когда центробежный насос приводится в движение для питания парового котла, причем образующаяся от трения частиц воды теплота утилизируется на подогрев питательной воды.

§ 13. Расчет основных размеров центробежного насоса. Жидкость подводится к колесу через всасывающий трубопровод по направлению оси и при входе в колесо отклоняется в радиальном направлении.

Внутренний диаметр колеса d_1 находится из выражения (фиг. 14):

$$Q = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_0^2) c_0,$$

где диаметр d_0 определяется диаметром вала и втулки, размеры которых зависят от мощности и числа оборотов, а Q означает секундное количество жидкости.

Скорость c_0 вверху всасывающей трубы, у входа в рабочее колесо, зависит как от допускаемой высоты всасывания, так в высокой степени и от величины скоростей при выходе, связанных разобранными выше соотношениями с требуемым напором с тем, чтобы входные и выходные размеры рабочего колеса могли быть приведены во взаимное соответствие.

Возможная высота всасывания H_0 должна удовлетворять нижеследующему условию:

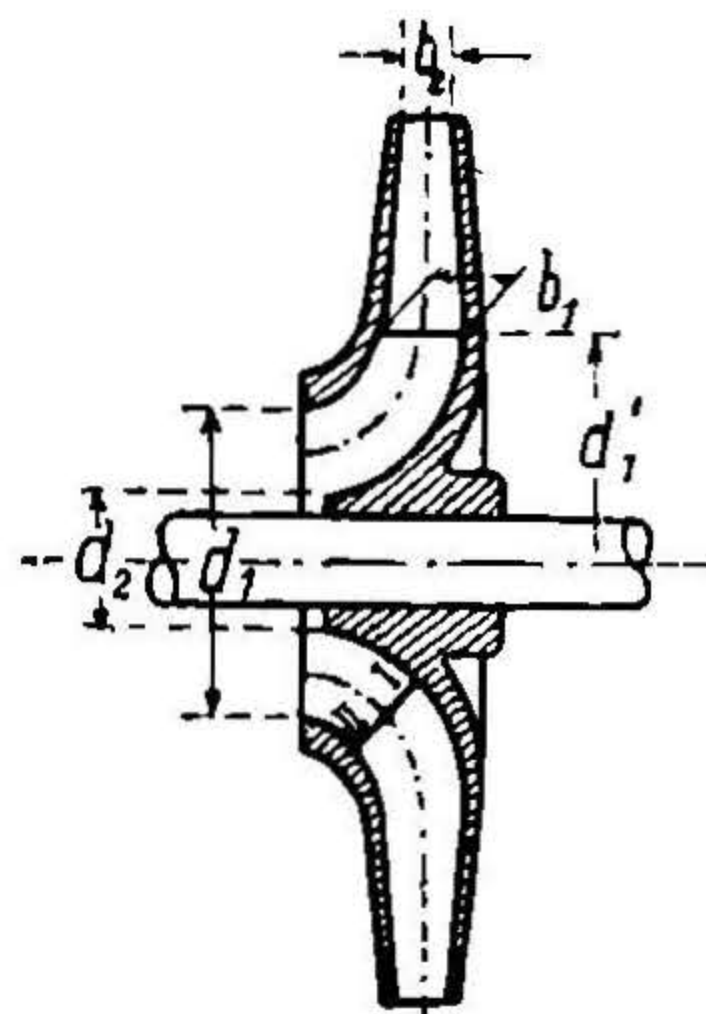
$$A - \left(H_0 - h_k + \frac{c_0^2}{2g} \right) > B,$$

где A есть пьезометрическая высота, соответствующая давлению нижнего уровня, B есть давление паров перекачиваемой жидкости данной температуры, выраженное в высоте столба жидкости, h_k — высота, теряемая на сопротивления во всасывающей трубе и приемном клапане.

Если только позволяет написанное условие, скорость c_0 задается тем большей, чем больше требуемый напор. Пределы для скорости c_0 , встречаемые на практике, равны 1—5 м в секунду.

Для определения этой скорости можно также пользоваться соотношением:

$$c_0 = (0,2 - 0,25) \sqrt{2gH}$$



Фиг. 14.

Диаметр верхней части всасывающей трубы, определяемый по скорости c_0 , не определяет еще диаметра остальной нижней части этой трубы. Этот последний берется обыкновенно по сортаменту водопроводных труб с таким расчетом, чтобы скорость в ней была не больше скорости вверху c_0 и не превосходила 1—1,5 м. После определения диаметра всасывающая труба сопрягается с более узкою верхнею частью плавным переходом. величиною скорости вверху всасывающей трубы определяется согласно указаниям § 7 и абсолютная скорость в рабочем колесе c_1 при входе.

По условию безударного входа, по которому направление первого элемента лопатки при входе должно совпадать с направлением относительной входной скорости, мы получаем из диаграммы скоростей для входа (фиг. 5) следующее отношение для угла лопатки β_1 , приняв во внимание величину угла α по указаниям § 7:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}.$$

Если две величины из этих трех известны, то третью можно определить. обыкновенно можно считать известною

скорость u_1 , которая определяется по скорости u_2 из соотношения:

$$u_1 = u_2 \frac{r_1}{r_2},$$

причем отношение радиусов входа r_1 и выхода r_2 известно по условиям выхода и определяется нижеизложенными соображениями.

В некоторых случаях находят более удобным исходить не из величины скорости u_2 , но из заданного числа оборотов n . Очевидно, в этом случае для определения скорости u_1 имеется зависимость:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{2\pi r_1 n}{60}.$$

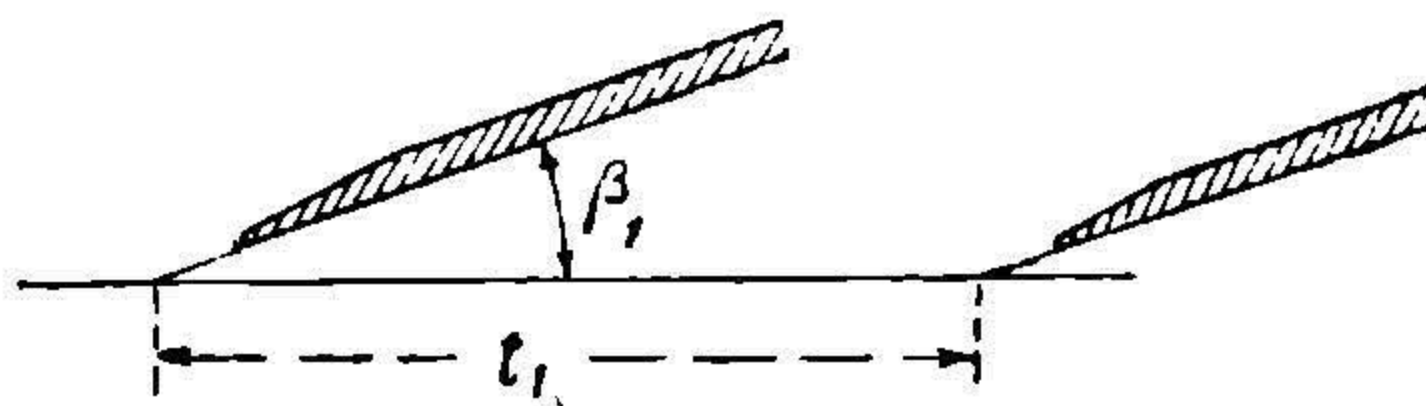
Наконец часты случаи, когда по конструктивным соображениям входная кромка лопатки лежит не на диаметре d_1 всасывающей трубы, но на несколько большем диаметре d'_1 для увеличения входной поверхности (фиг. 14). При этом безлопаточной части рабочего колеса придают такие поперечные размеры, чтобы скорость c_0 , приданная всасывающей трубой, оставалась неизменной. Если лопатки начинаются лишь в том месте, где жидкость отклоняется в радиальном направлении, так что внутренний край лопатки проходит параллельно валу колеса (фиг. 14, верхняя часть), то для всех точек кромки лопаток окружная скорость u_1 и поэтому также и угол β_1 имеют одно и то же значение. Для лопаток, конструированных согласно нижней фиг. 14, скорости u_1 , а вместе с тем и углы изменяются соответственно их различным расстояниям от оси вращения и соответственно различной скорости u_1 . Если обозначить через b_1 внутреннюю ширину колеса и принять, что концы лопаток заострены достаточно тщательно во избежание сужения струи при входе (фиг. 15), то величину b_1 возможно вычислить из выражения расхода:

$$Q = \pi d_1 b_1 c_1.$$

Если заострение недостаточно точно, то необходимо принять во внимание соответственное сужение струи толщиной лопаток.

Число лопаток z_1 обыкновенно задают в пределах от 4 до 12, причем последнее число относится к очень большим насосам (влияние числа лопаток на величину коэффициента полезного действия см. § 11).

Толщина лопаток σ_1 при бронзе и стали 3—5 мм, при чугуне 6—10 мм.



Фиг. 15.

Количество жидкости Q_1 , протекающее через колесо, при расчете нужно брать несколько больше действительно подаваемого насосом количества Q_1 , ввиду того что благодаря образующейся разности давлений часть жидкости из пространства нагнетания течет обратно во всасывающую трубу через зазоры между колесом и кожухом. Отношение

$$\mu = \frac{Q}{Q_1}$$

выражает степень производительности насоса. Если рабочее колесо снабжено боковыми стенками, что в большинстве случаев и бывает на самом деле, и если имеются сменные уплотняющие кольца в зазоре, то μ в зависимости от существующей разности давлений $p_2 - p_1$ можно принять равным 0,9 и более — до 0,98.

При окончательном установлении величины входной скорости c_1 угол β_1 иногда получается настолько малым, что входное отверстие будет слишком сужено, в особенности вследствие большого влияния толщины лопаток; в этом случае необходимо уменьшить соответственную окружную скорость u_1 , задаваясь либо меньшей скоростью u_2 , либо большим радиусом колеса r_2 , либо наконец нужно увеличить входную скорость c_1 , взяв меньший радиус r_1 . Дальнейшие средства увеличения свободной поверхности входа могут состоять в том, чтобы только часть лопаток колеса доводить до внутренней окружности колеса, или же наконец в том, чтобы изменить направление абсолютной скорости входа c_1 устройством специального направляющего аппарата при входе, отступив таким образом от радиального направления абсолютной скорости входа и сделав σ_1 менее 90° .

На внешней окружности скорости u_2 и c_2 определяются тем, что задают углы α_2 и β_2 на основании соображений, изложенных в § 8 и 9.

Определив выходную скорость c_2 и ее радиальную составляющую $c_r = c_2 \sin \alpha_2$, находим также и произведение $d_2 b_2$, так как аналогично уравнению расхода для входа возможно написать:

$$Q_1 = \pi d_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2,$$

здесь b_2 есть выходная ширина колеса.

Чем больше мы возьмем выходной диаметр колеса d_2 , тем меньше будет число оборотов, как то следует из уравнения, связывающего число оборотов n и окружную скорость:

$$\pi d_2 n = 60 u_2.$$

Но так как, с другой стороны, сопротивление от трения рабочего колеса о воду, находящуюся в камере, увеличивается пропорционально увеличению поверхности диска колеса и так как кроме того сопротивление от трения в каналах рабочего колеса будет тем больше, чем длиннее эти каналы, то рекомендуется брать радиус рабочего колеса настолько малым, насколько это допускается максимальным числом оборотов двигателя и условиями хорошего направления воды в колесе. Кроме того нужно принимать также в соображение и величину внутреннего диаметра колеса d_1 . В выполненных конструкциях встречаются значения d_2 до $3d_1$ (для больших напоров); минимального предела для d_2 не существует, и его можно уменьшать до $1,5d_1$ и делать даже еще меньшим, переходя к типу так называемых быстроходных насосов. Задавшись на основании приведенных соображений величиною радиуса колеса d_2 , мы вместе с этим находим и ширину колеса b_2 .

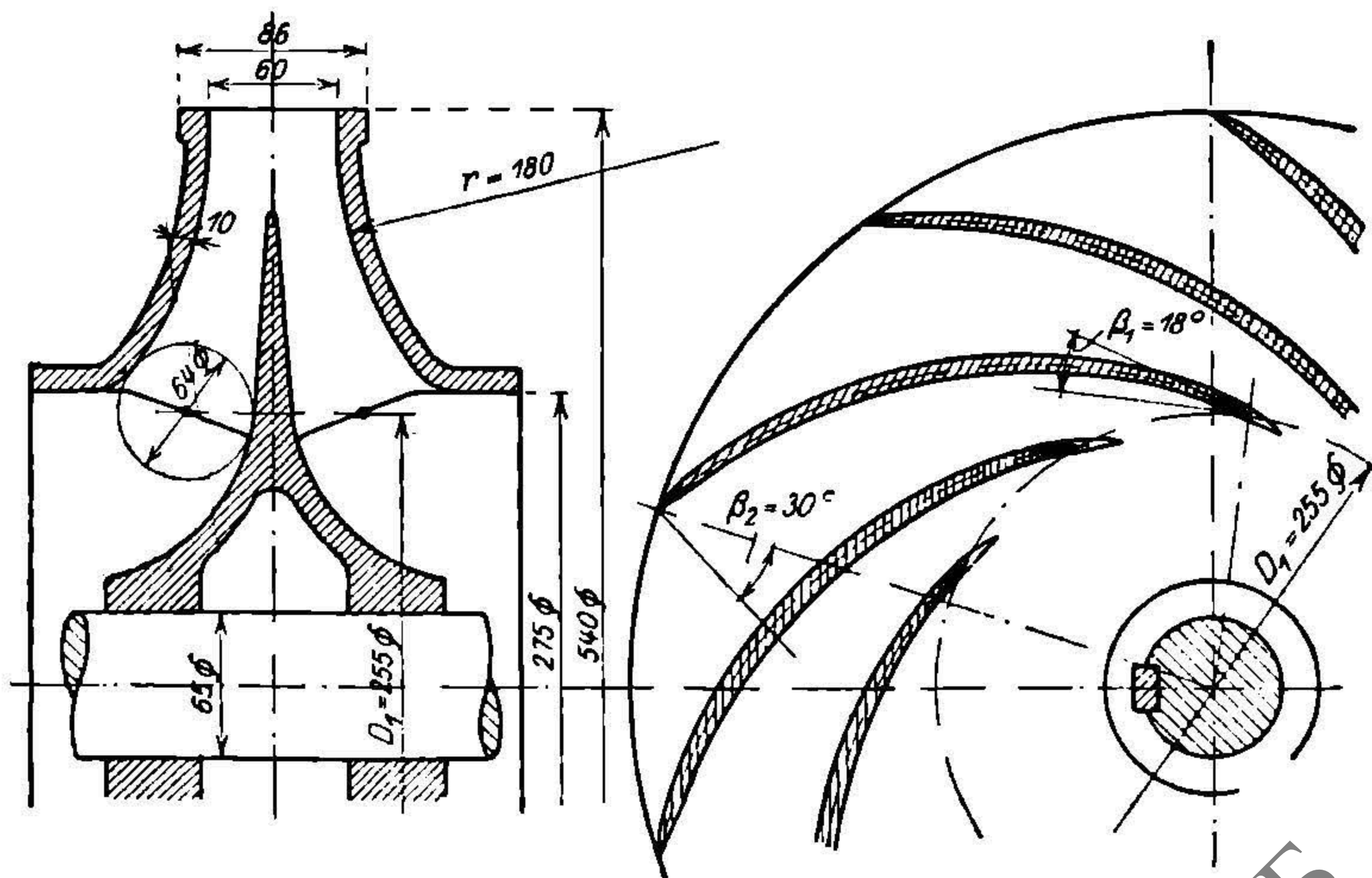
Если одна из величин d_2 или b_2 будет изменена, а другая оставлена без изменения, то это будет равносильно изменению радиальной выходной скорости c_r (фиг. 9), а это очевидно будет иметь следствием изменение скоростей c_2 и w_2 и углов α_2 и β_2 .

Если исходною величиною является не величина u_2 , но число оборотов, то очевидно по заданному n и d_2 возможно определить u_2 и, задавшись одним из углов α_2 или β_2 , определить другой.

Размеры направляющего аппарата определяются по известной скорости c_2 и ее направлению (угол α_2). Начальная скорость в направляющем аппарате c_3 и входной угол α_3 делаются им равными:

$$c_3 = c_2; \alpha_3 = \alpha_2.$$

Если направляющий аппарат не имеет лопаток, то должна быть задана скорость выхода из него c_3 . Формулы предшествующего параграфа дадут возможность определить внешний диаметр аппарата и его ширину b_4 , если бы было принято полезным взять ее больше, чем b_3 . При расчете направляющего аппарата с лопатками известен угол выхода воды по внешней его окружности из конструктивных соображений. Если насосная камера имеет вид цилиндрического котла, в центре которого расположено рабочее колесо с направляющим аппаратом (фиг. 31), то угол α_4 делается равным 90° ; если камера спиральная, то угол α_4 соответствует наклону образующей спирали к окружности. Ширина направляющего аппа-



Фиг. 16.

рата у входа b_3 берется равной b_2 или на 1--2 мм больше во избежание наталкивания струи о выступы направляющего аппарата при недостаточно точной сборке насоса. Устранение

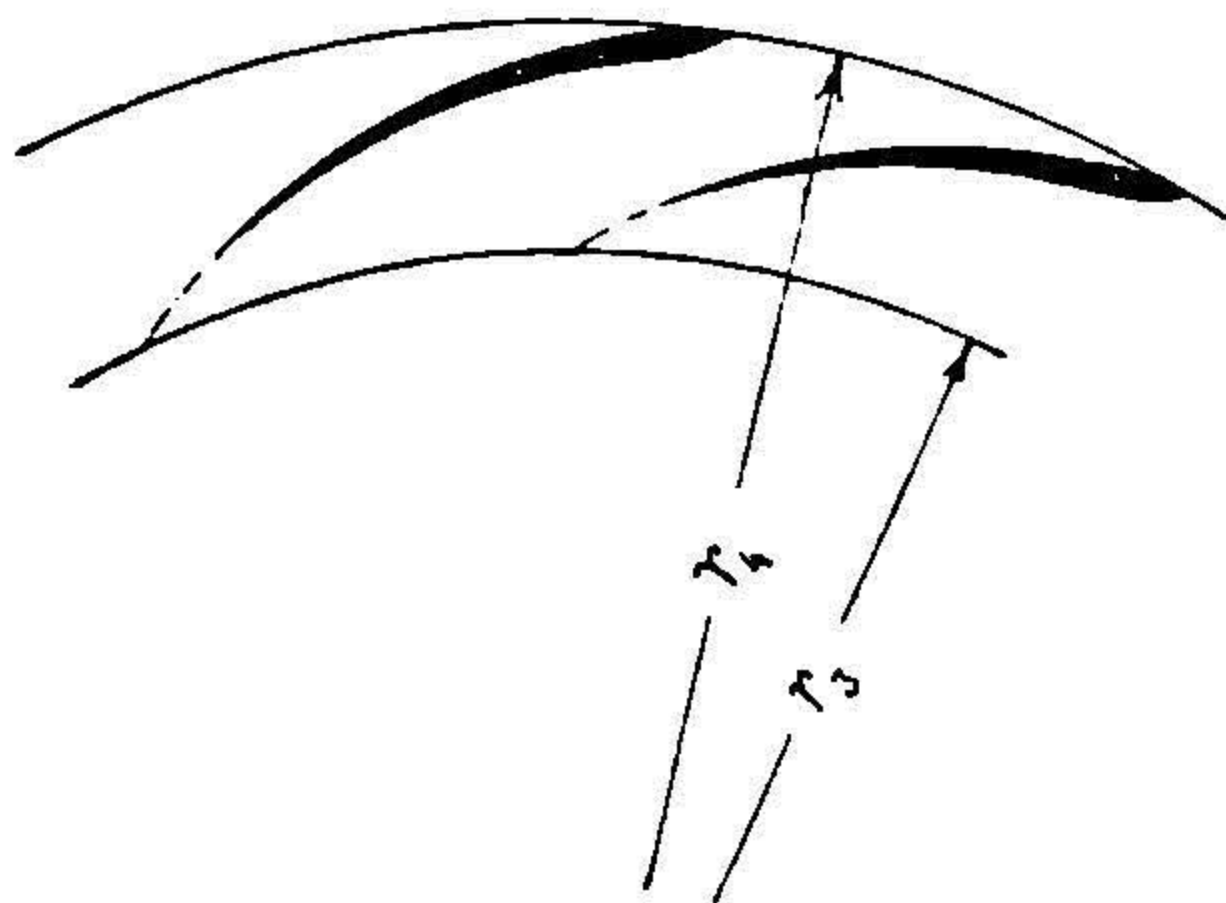
сужения струи лопатками достигается их заострением, подобно изображенному на фиг. 15, и расположением начала лопаток в некотором удалении от конца лопаток рабочего колеса. Для определения наружной ширины аппарата b_4 и наружного диаметра d_4 имеется уравнение расхода, аналогично с рабочим колесом:

$$Q = \pi d_4 b_4 c_4 \sin \alpha_4;$$

задаваясь одной из этих величин, определяют другую.

Форма лопатки рабочего колеса выполняется вообще на основании того требования, чтобы изменение относительной скорости ω_1 и переход ее в ω_2 совершались по возможности постепенно. Иногда берется дуга круга, пересекающая внешнюю и внутреннюю окружности соответственно под углами β_1 и β_2 (фиг. 16).

В новейших конструкциях вместо дуг круга считают более целесообразным вычерчивать лопатки по кривым, находимым



Фиг. 17.

более сложными построениями, аналогичными с построениями кривых поверхностей лопаток рабочего колеса турбины Френсиса, так как дуги круга не могут дать вполне плавного изменения скорости ω_1 в скорость ω_2 (см. например проф. Е с ь м а н, „Водяные двигатели“). Во всяком случае полезно вычерчивать концы лопаток

по разверткам, по тем же принципам и методам, какие указаны для построения кривых направляющего аппарата турбины Френсиса.

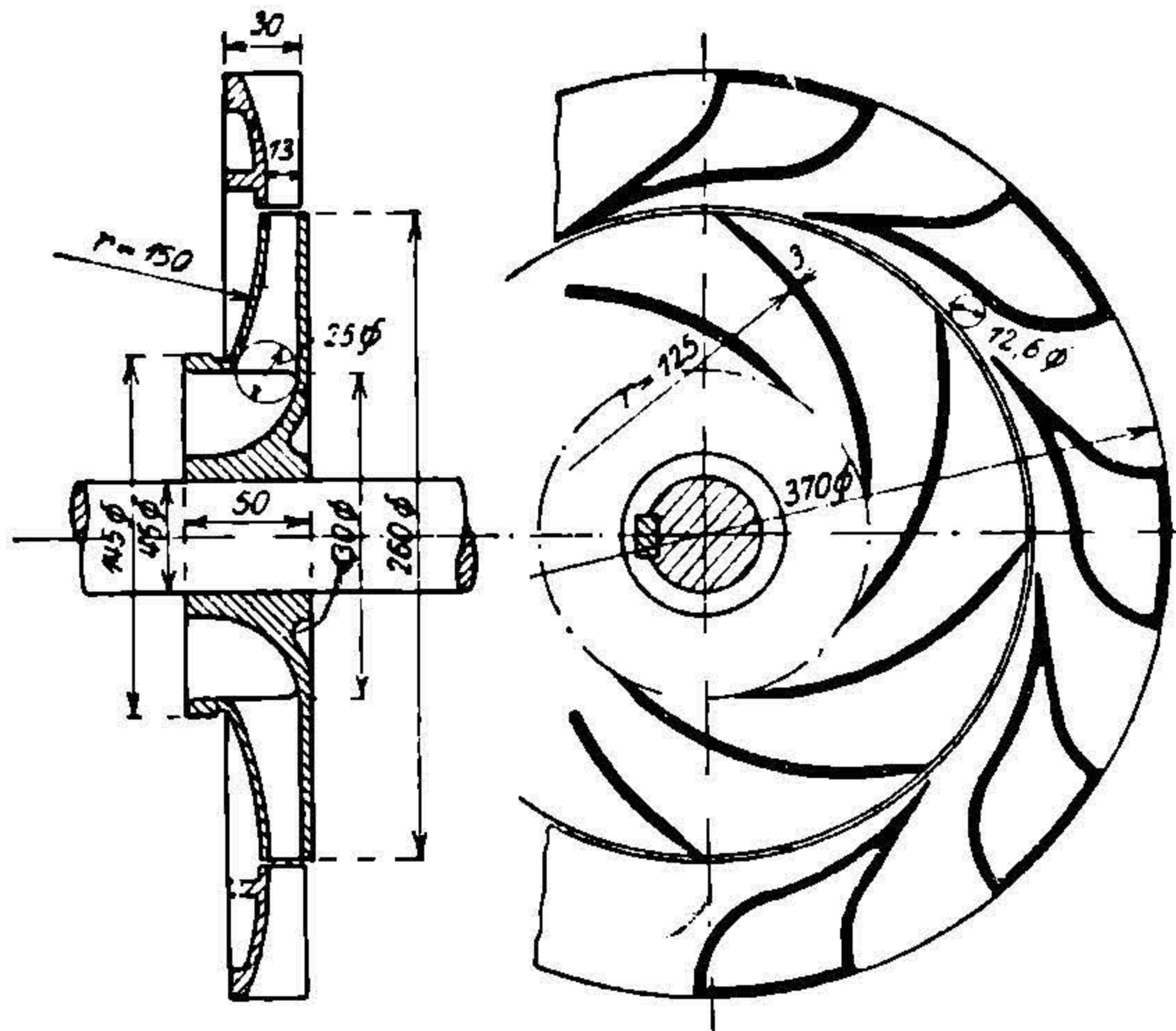
Лопатки направляющего аппарата имеют в зависимости от угла α_4 либо одностороннюю кривизну (фиг. 17), либо двустороннюю (фиг. 18).

§ 14. Примерный расчет центробежного насоса ¹
А. Требуется рассчитать насос для подачи 200 л в секунду при напоре $H = 10$ м.

¹ Примеры заимствованы из Q u a p t z, Kreiselpumpen, изд. 1922 г.

При малом напоре направляющий аппарат будет отсутствовать, что в свою очередь вызывает необходимость брать небольшой коэффициент полезного действия. Остановимся на величине $\epsilon_1 = 0,6$ и $\epsilon_2 = 0,54$. Требуемая мощность в лошадиных силах будет равна:

$$N = \frac{200 \cdot 10}{75 \cdot 0,54} = 54.$$



Фиг. 18.

Ввиду начительного количества воды берем насос сдвоенный (фиг. 16). На каждое колесо приходится воды $Q = 100$ м. в секунду.

Скорость во всасывающей трубе c_0 берем равную 2 м. Примем, что вал меняет сечение всасывающей трубы на 15%. Диаметр d_0 пределяется после этого из выражения:

$$(1 - 0,15) \frac{\pi d_0^2}{4} c_0 = 0,85 \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot 2,0 = 0,10,$$

$$d_0 = 0,275 \text{ м.}$$

НБ
УДУНТ
ДШТ

По конструктивным соображениям входную кромку лопатки берем наклонно (для лучшего скрепления лопатки с центральным диском спаренных колес) и ее средний входной диаметр d_1 берем равным 0,255. Диаметр выходной d_2 выбираем близко равным $2d_1$:

$$d_2 = 0,540.$$

Выберем величину угла α_2 равную 10° и $\beta_2 = 30^\circ$. Тогда по уравнениям § 8 имеем:

$$u_2 = 14,6 \text{ м},$$

$$c_2 = 11,4 \text{ м},$$

и число оборотов

$$n = \frac{60 u_2}{\pi d_2} = 516.$$

Взяв скорость c_1 равную c_0 , возможно найти ширину колеса при выходе b_1 по уравнениям § 13:

$$b_1 = 0,063 \text{ м}.$$

Аналогично имеем для ширины входа при пропуске всего количества воды $2Q$ ввиду соединения обоих колес в этом месте в одно:

$$b_2 = 0,059 \text{ м}.$$

Угол лопатки при входе β_1 определяется из треугольника скоростей:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1},$$

$$\beta_1 = 18^\circ.$$

Б. Требуется рассчитать насос для питания котлов. Давление в котлах 13 атмосфер. Количество подаваемой воды $c_1 = 1500 \text{ м}^3$ в минуту. Число оборотов электромотора, приводящего в движение насос, фиксировано на $n = 1450$. Ввиду наличия направляющего аппарата задаемся значительной величиной гидравлического коэффициента полезного действия и примем $\epsilon_1 = 0,75$; механический коэффициент ϵ_2 примем равным $0,9$ $\epsilon_1 = 0,68$. Для преодоления давления в колесе в 13 атмо-

сфер примем напор в насосе $H = 140$ м. При этом требующаяся мощность мотора в лошадиных силах будет равна:

$$N = \frac{1\,500}{60} \cdot \frac{140}{75} \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 0,75} = 70.$$

Для определения числа ступеней, на которое необходимо разбить полную высоту H , возможно было бы задаться напором для одного колеса. Однако ввиду сравнительно незначительного количества подаваемой воды и опасения получить неудовлетворительные размеры колеса в ширину при несоответственно большом напоре полезно в данном случае прибегнуть к определению сначала приемлемых размеров колеса и по ним подсчитать соответствующий напор.

Ввиду этих соображений задаемся скоростью в верхней части всасывающей трубы: $c_0 = 2,5$ м; примем также, что сужение сечения трубы валом равно 25% (после определения основных размеров насоса и длины вала между подшипниками необходимо проверить правильность заданий величины сужения). При этом диаметр верхней части всасывающей трубы получается из уравнения:

$$Q = 0,75 \frac{\pi d_0^2}{4} c_0,$$

$$\frac{1\,500}{60} = 0,75 \frac{\pi d_0^2}{4} 2,5,$$

$$d = 130 \text{ мм.}$$

Примем что $d_1 = d_0 = 130$ мм.

Наружный диаметр колеса возьмем равным

$$d_2 = 2d_1 = 260 \text{ мм.}$$

После этого становится возможным определить окружную скорость u_2 по заданному числу оборотов:

$$u_2 = \frac{0,26 \cdot \pi \cdot 1\,450}{60} = 19,8 \text{ м/сек.}$$

Если принять $\alpha_2 = 8^\circ$ и $\beta_2 = 30^\circ$, то определяется также и скорость c_2 (из выходного треугольника скоростей):

$$c_2 = u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin (\beta_2 + \alpha_2)} = 19,8 \frac{\sin 30^\circ}{\sin 38^\circ} = 16,3 \text{ м.}$$

Напор H_1 , достижимый в одном колесе, определяется после этого из основного уравнения (11):

$$H_1 = \frac{\varepsilon_1 u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{0,75 \cdot 16,2 \cdot 19,8 \cdot 0,99}{9,81} = 24,3 \text{ м.}$$

Если бы было признано желательным внести поправку в величине напора H_1 на неравномерность скоростей, то согласно указаниям в конце § 11 необходимо было бы величину $c_2 \cos \alpha_2$ уменьшить на величину $k_2 u_2$, причем для определения k_2 все необходимые величины, то есть угол β_2 и число лопаток z известны.

В соответствии с полученным напором число ступеней равно:

$$K = \frac{140}{24,3} = 5,7.$$

Берем шесть ступеней, причем общий напор H_1 увеличивается при нормальном ходе насоса до $24,3 \cdot 6 = 146 \text{ м.}$ Если бы это оказалось неприемлемым, то было бы необходимо изменить первоначальное задание, например, угла α_2 или d_2 .

Скорость c_1 примем равную $c_0 = 2,5 \text{ м.}$ При этом ширина колеса b_1 получается из уравнения расхода:

$$Q = \pi d_1 b_1 c_1,$$

$$b_1 = \frac{1500}{60 \cdot \pi \cdot 0,13 \cdot 2,5} = 0,024 \approx 25 \text{ мм.}$$

Угол β_1 при входе определяется из треугольника скоростей;

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1};$$

но

$$u_1 = \frac{1}{2} u_2 = 9,9 \text{ м,}$$

НБ
УДУНТ
ОДНТ

поэтому

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{2,5}{9,9} \text{ и } \beta_1 = 14^\circ 30'.$$

Ширина b_2 определяется по уравнению расхода для выхода

$$\begin{aligned} \pi d_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2 &= Q, \\ \pi \cdot 0,26 \cdot b_2 \cdot 16,2 \sin 8^\circ &= \frac{1\,500}{60}, \end{aligned}$$

$$b_2 = 0,0114 \approx 12 \text{ мм.}$$

Ширину направляющего аппарата b_3 выбираем на 1 мм больше b_2 :

$$b_3 \approx 13 \text{ мм.}$$

Направляющий аппарат при входе определен этими данными; что касается выходного отверстия, то задаемся $\alpha_4 = 90^\circ$; задаваясь кроме того по конструктивным соображениям $b_4 = 30 \text{ мм}$ и $d_4 = 370 \text{ мм}$, мы получаем возможность определить длину x части выходной окружности, необходимой для пропуска объема Q при заданной скорости c_4 или, наоборот, скорости c_4 по заданной длине x части окружности. Это определение однако не является необходимым, так как величина скорости в проходных каналах между ступенями безразлична, лишь бы она была возможно меньше и во всяком случае меньше c_2 (фиг. 18).

После определения основных размеров возможно приступить к конструированию насоса и определению длины вала между опорами и веса насаженных на него колес, что позволит определить диаметр вала и точно подсчитать производимое им сужение выходного сечения всасывающей трубы.

ГЛАВА III.

РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ НЕНОРМАЛЬНОМ РЕЖИМЕ.

§ 15. Влияние на режим насоса изменения числа оборотов. Всякий насос, как то усматривается из изложенной выше теории нормального хода, имеет некоторый определенный режим, который возможно назвать нормальным, для которого насос рассчитан и при котором его коэффициент полезного действия имеет наибольшую величину. Всякое изменение либо напора, либо количества подаваемой воды должно отразиться на изменении каких-либо из трех скоростей при входе в рабочее колесо и при выходе (u , c и w), чем будет нарушена взаимная между ними связь, устанавливаемая соответственными треугольниками скоростей. Установление нарушенной связи может произойти лишь с большей или меньшей потерей энергии и падением коэффициента полезного действия. Определить математически величину нового коэффициента полезного действия и зависимости между основными элементами нового движения воды не представляется возможным. Возможно лишь выяснить качественную сторону явления.

Рассмотрим влияние на режим насоса изменения числа оборотов.

Для данного насоса, имеющего определенный диаметр рабочего колеса при входе и выходе, изменение числа оборотов характеризует собою пропорциональные ему изменения скоростей u_1 и u_2 . Треугольники скоростей при входе и выходе в рабочее колесо могут остаться подобными прежним лишь при условии одновременного пропорционального же изменения остальных двух скоростей c и w . Только в этом случае углы треугольников не изменятся, благодаря чему новый режим насоса останется вполне подобным прежнему и коэффициент полезного действия по закону подобия не изменится.

В свою очередь подобное пропорциональное изменение скоростей внесет изменение и в напоре, под которым должен работать насос, и в количестве подаваемой воды. В самом деле, если первоначальное число оборотов n изменилось и сделалось равным kn , то скорости должны стать равными ku , kc , $k\omega$. Так как размеры насоса остались прежние, то количество подаваемой воды Q должно измениться в том же отношении и должно стать равным kQ . Так как поставлено условие, что новый режим будет так же нормален, как и прежний, то и для нового режима должно существовать основное уравнение, которое напишется в виде:

$$(ku_2) \cdot (kc_2) \cdot \cos \alpha_2 = \frac{gH_1}{\varepsilon_1},$$

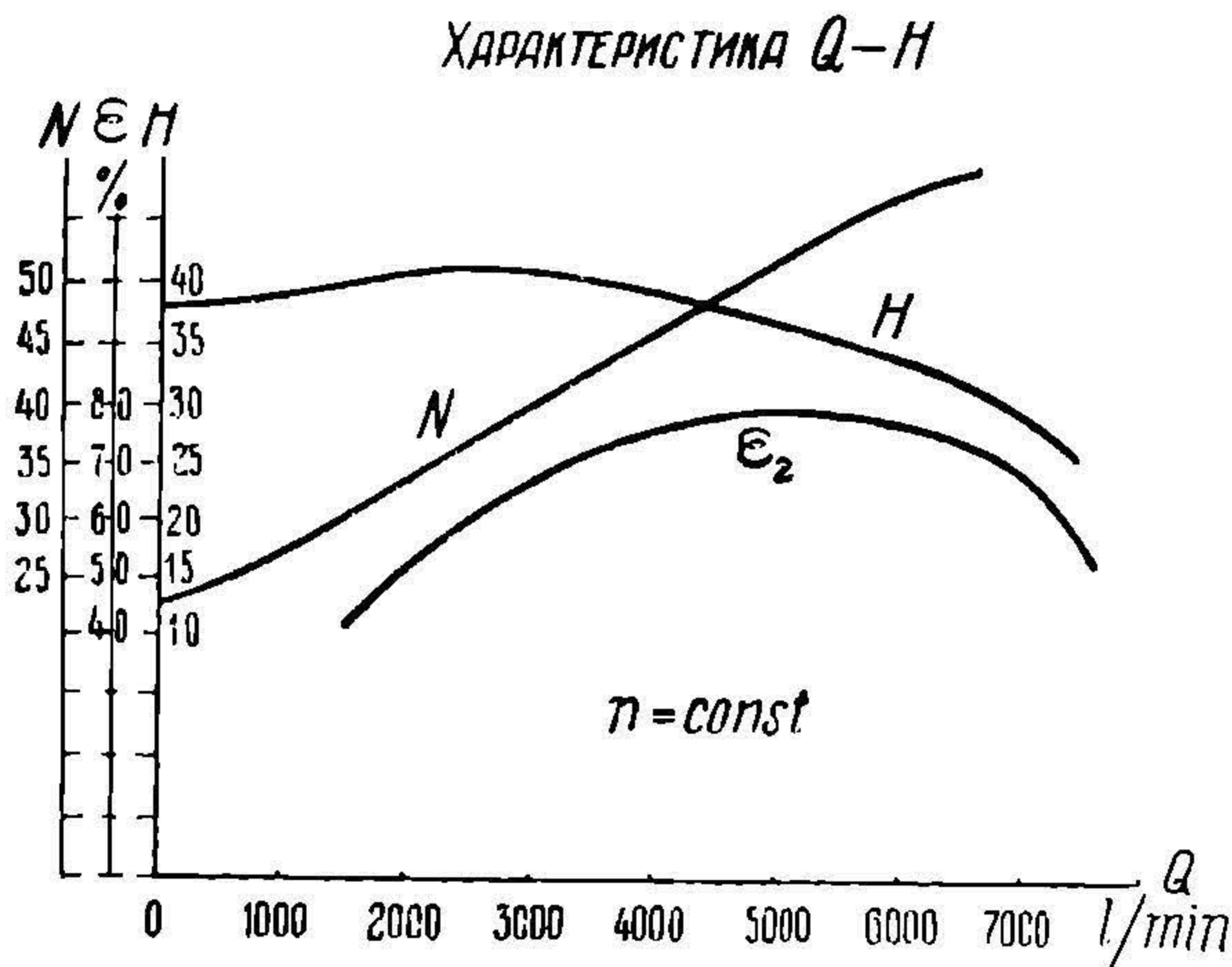
где H_1 есть новый напор, при котором должен работать насос. Сравнивая написанное уравнение с прежним (§ 7), находим, что

$$H_1 = k^2 H,$$

т. е. что новый напор должен быть увеличен против прежнего пропорционально квадрату изменения числа оборотов. Требуемая новая мощность очевидно будет пропорциональна кубу изменения числа оборотов. Эти теоретически правильные выводы несколько изменяются, хотя и незначительно, вследствие неполного постоянства коэффициента полезного действия при указанном изменении оборотов, что происходит главным образом от невозможности пропорционального изменения механических потерь.

§ 16. Переменный режим насоса при постоянном числе оборотов. Более обычным является случай, когда число оборотов насоса постоянно и может изменяться напор, под которым работает насос вследствие прикрывания задвижки на напорной трубе или других аналогичных причин. Этот режим не поддается совершенно математическому учету. Но так как он весьма важен практически, то путем испытаний устанавливают так называемые характеристики насоса, заставляя насос работать при одном и том же числе оборотов, но при разных открытиях задвижки, начиная от полного

прикрывания ($Q=0$) до полного открывания и отмечая при этом получающийся напор и мощность; для уяснения резуль-



Фиг. 19.

татов вычерчивают диаграмму, в которой по оси абсцисс откладывают Q , а по ординатам соответственно H , N и (вычисленные) ϵ_2 . На фиг. 19 изображена подобного рода характеристика. Как видно, при закрытой задвижке устанавливается некоторый напор, который затем при начавшейся подаче сначала увеличивается, достигает максимума, затем начинает падать, доходя до нормального, т. е. до напора, соответствующего нормальному режиму и следовательно наибольшему коэффициенту полезного действия; при дальнейшем увеличении Q напор продолжает падать.

Восходящая ветвь кривой соответствует нерабочему периоду насоса, когда благодаря недостаточному заполнению каналов рабочего колеса движение воды в насосе сопровождается сильными вихрями и режим насоса является неустойчивым. Недостаточное заполнение каналов вызывается малым количеством воды, протекающим через рабочее колесо, причем струя, прижимаясь к одной стороне лопаток в каждом канале, оставляет другую сторону пустой или заполненной некоторым мертвым объемом, находящимся в водоворотном местном

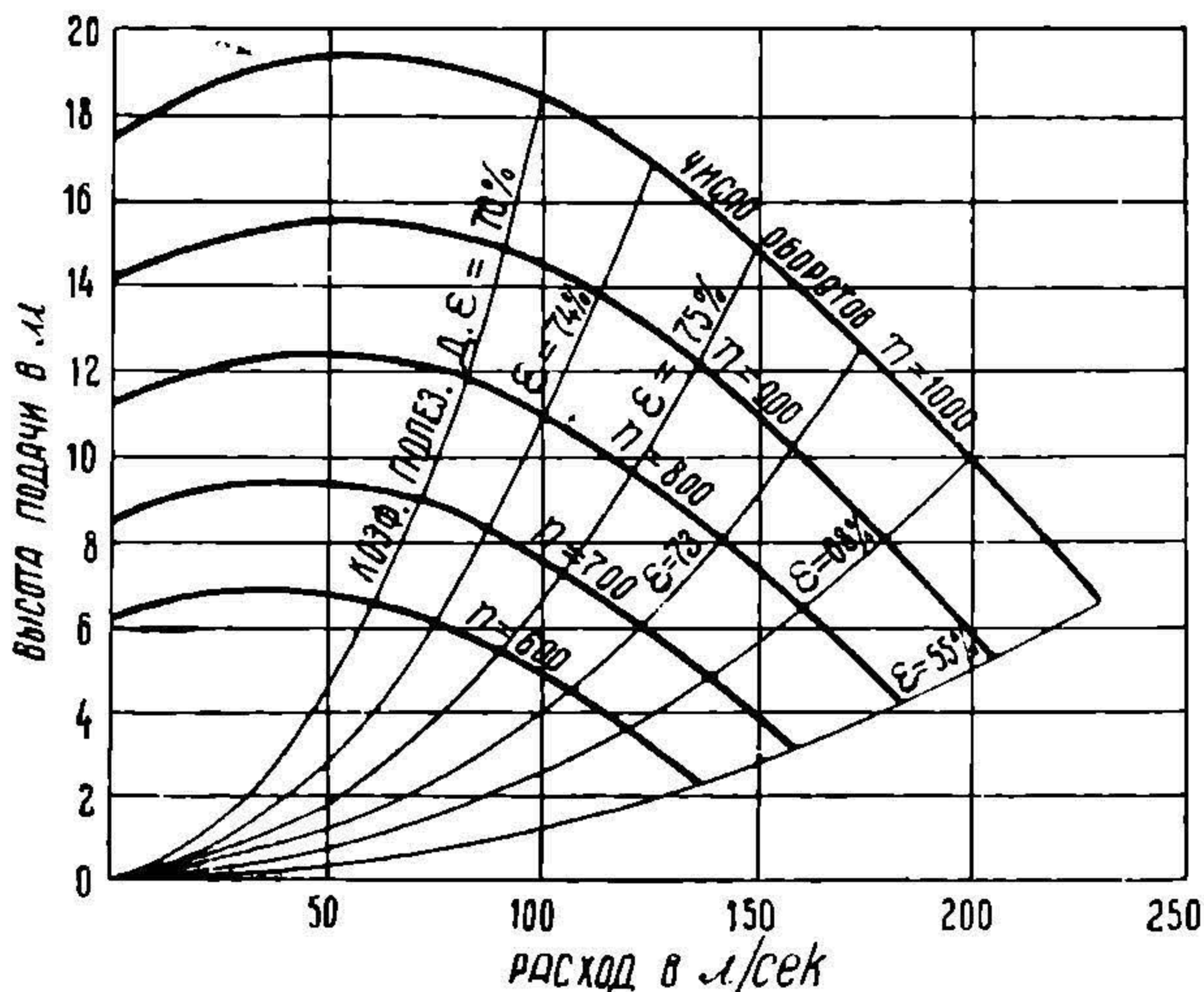
движении; подобное явление объясняется тем, что в криволинейных каналах, в особенности вращающихся около неподвижной оси, скорости отдельных элементарных струек в поперечных сечениях потока возрастают по мере приближения к центру, кривизна лопатки и давление соответственно убывают; при падении давления до нуля и наступает упомянутое выше отделение струи от лопатки с образованием мертвого пространства (§ 11).

Чем короче и положе нерабочая ветвь характеристики насоса, тем лучше считается его конструкция. В этом смысле, как показывает практика, более благоприятные результаты получаются для лопаток, загнутых назад.

§ 17. Регулирование насоса. Регулирование насоса имеет в виду главным образом изменение подаваемого количества воды Q . Регулирование при нормальном числе оборотов будет протекать согласно с изложенным выше в § 16 по кривым характеристики $Q—H$ фиг. 19. При желании изменить Q необходимо соответственным образом изменить H , что может быть достигнуто введением большего или меньшего сопротивления на напорном трубопроводе, обычно при помощи прикрывания или открывания задвижки. После указанного в предшествующем параграфе ясно, что чрезмерное прикрывание задвижки нежелательно, так как режим насоса в диаграмме фиг. 19 передвигается при этом влево и может перейти в неустойчивую часть кривой $Q—H$, причем легко может произойти „срыв“ работы насоса, т. е. уменьшение подачи до нуля. Автоматическое восстановление работы насоса не всегда удается, особенно если начальный напор в насосе по фиг. 19 (при $Q = 0$) меньше того напора в напорной трубе, который соответствует $Q = 0$. Это указывает, что количество подаваемой насосом воды не должно уменьшаться ниже известного предела. Уменьшение напора влечет за собою соответственное увеличение подаваемого количества и в то же время и увеличение потребной мощности; благодаря этому уменьшение напора требует известной предосторожности во избежание перегрузки насосного двигателя и вредных от этого последствий.

Второй способ регулирования возможен в том случае, если допустимо изменение числа оборотов насоса. Как то указано в предшествующем параграфе, изменение числа оборотов переводит насос на режимы, подобные тем, которые имеют место при нормальном числе оборотов.

В обычных случаях практики при изменении числа оборотов насоса режим его будет изменяться от двух факторов— как от изменения числа оборотов, так и от несоответствия нового напора, теоретически требуемого для подобного режима. Другими словами, изменения режима будут идти, как в прежней диаграмме, изображенной на фиг. 19, так и в новой, даваемой уравнениями § 15. Для построения сложной диаграммы



Фиг. 20.

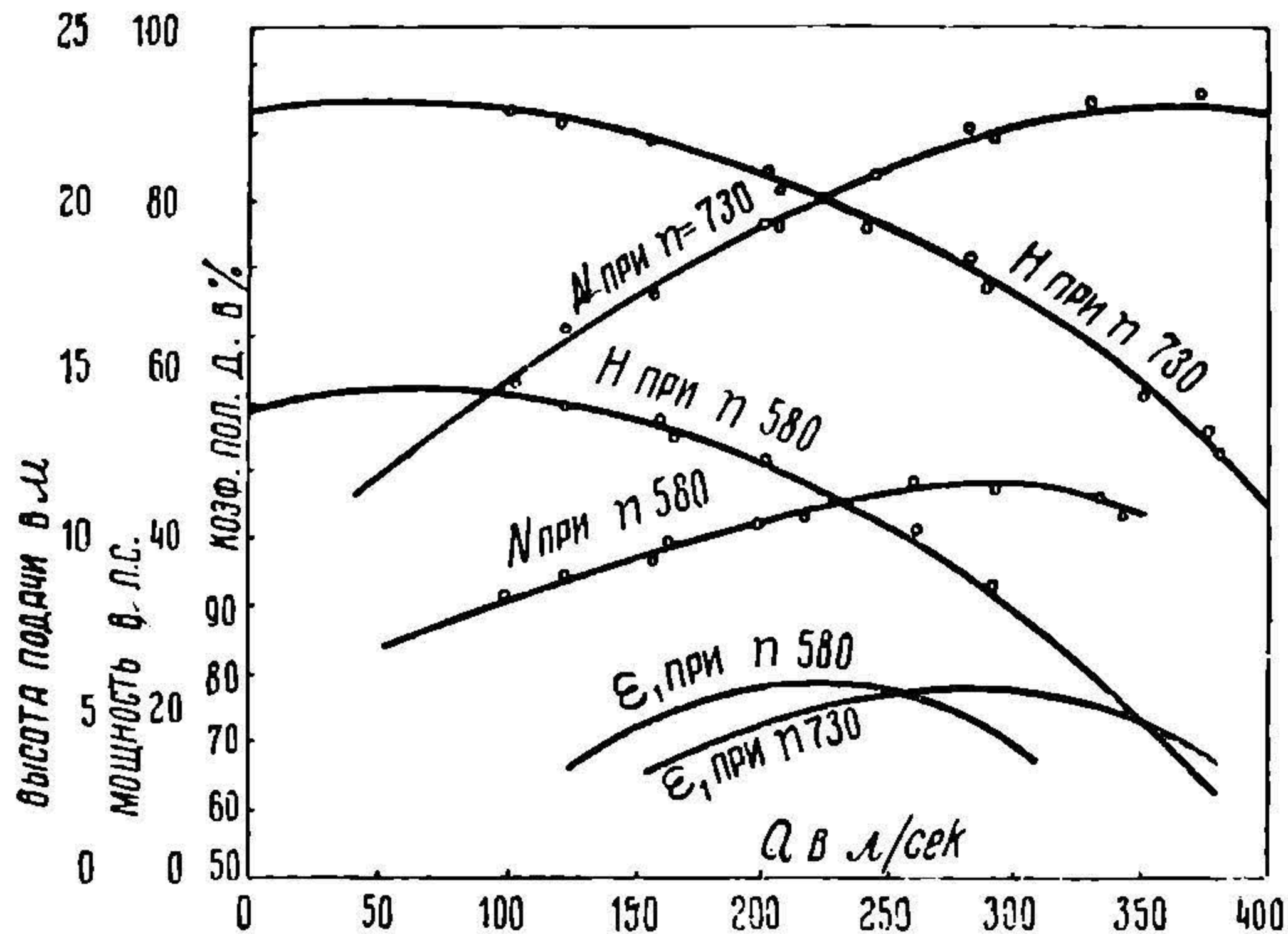
делают предположения, что уравнения §15 применимы не только для нормального хода, соответствующего наибольшему ϵ_1 , но и для всякого другого, если только изменять условия работы насоса так, чтобы при изменении числа оборотов коэффициент полезного действия его оставался неизменным.

Тогда становится возможным очевидно перестроить диаграмму фиг. 19 на любое иное число оборотов, если только принять во внимание, что подобные точки диаграммы, т. е. соответствующие одному и тому же коэффициенту полезного действия, будут лежать на параболах, с вершиною в центре координат, удовлетворяющих уравнениям $H = \lambda Q^2$ (фиг. 20 и 21).

Для постоянного напора диаграммы могут быть перестроены и представлены например в виде, указанном на фиг. 22,

в зависимости от переменного числа оборотов. Из этих диаграмм становится ясным одно обстоятельство, кажущееся на первый взгляд парадоксальным, — что два работающих параллельно насоса будут подавать не вдвое больше воды, а меньше.

В самом деле, если работает на данный трубопровод один насос, подавая некоторое количество воды Q , то он преодолевает некоторое определенное сопротивление трубопровода,

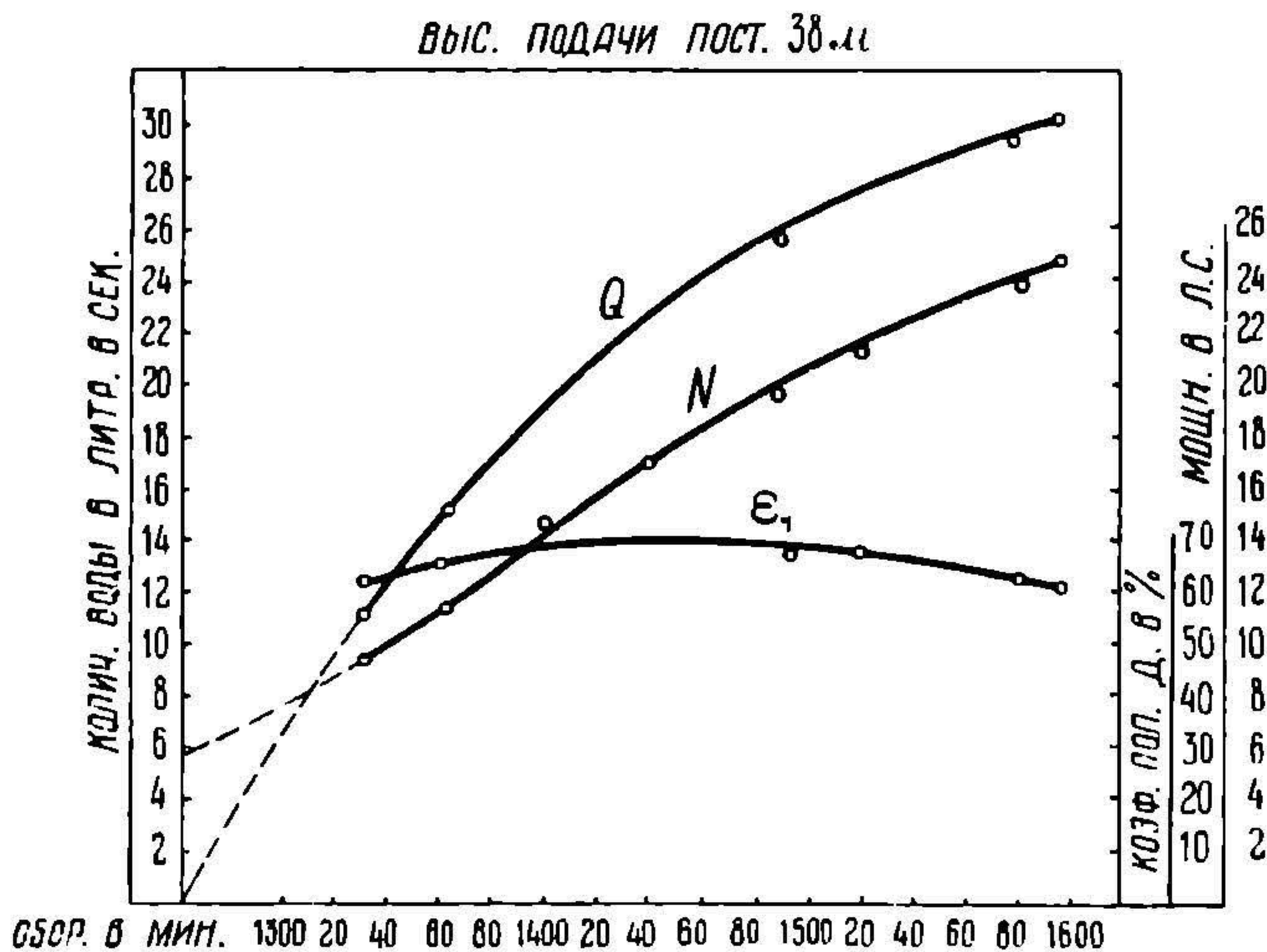


Фиг. 21.

соответствующее этому количеству Q . Если количество воды увеличится, то напор, необходимый на преодоление увеличившихся соответственно сопротивлений в трубопроводе, станет больше, и следовательно на диаграмме каждого насоса режим его передвинется влево, в сторону большего напора, а следовательно меньшего количества воды. При этом очевидно при неудачно заданных размерах насоса и при случайных колебаниях напора или скорости в трубе (например при ударах от внезапного закрытия водоразборного крана и т. п.) может случиться, что напор перейдет в восходящую неустойчивую ветвь и один или даже оба насоса откажутся работать (особенно если начало этой восходящей ветви лежит на оси орди-

нат сравнительно низко). Это явление наблюдается иной раз на практике.

При удалении воды из шлюзов, доков и т. п. встречаются случаи, когда в начале откачки напор почти равен нулю, затем постепенно возрастает по мере удаления воды. Двигатель насоса, рассчитанный при этих условиях на максимальную мощность, работал бы в начале при малой нагрузке, и его коэффициент полезного действия был бы весьма низким. Чтобы устранить подобное неудобство, насосная установка может быть устроена таким образом, что вначале для небольшого напора несколько насосов включаются параллельно и подают количество воды, соответствующее сумме производительности



Фиг. 22.

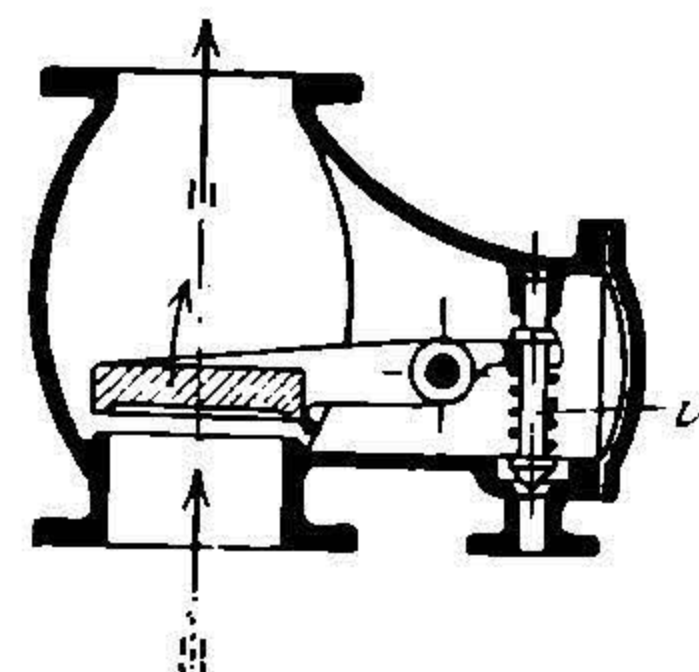
всех насосов, а затем при увеличении напора насосы переключаются и начинают работать последовательно, причем напор делается равным сумме напоров всех насосов. Для подобного переключения насосов применяется специальный трехходовой клапан.

Например установка, действующая при ремонте Кильского канала, состоит из четырех насосов, которые попарно сидят на двух вертикальных валах, приводимых в движение быстро-

ходными паровыми машинами. Смотри по положению тарелок трехходового клапана насосы включаются или попарно последовательно, или же работают все четыре параллельно. Во время испытаний эти насосы, делая при параллельном включении 398 оборотов в минуту, всасывали на высоту 2,9 м и нагнетали на высоту 6 м 1 060 л воды в секунду; при последовательном включении и 405 оборотах в минуту насосы всасывали на высоту 3,79 м и нагнетали на высоту 11 м 480 л воды в секунду.

С подобными же целями изменение требуемого напора возможно производить и в одном насосе изменением числа его оборотов.

Как то видно из вышеизложенного, в некоторые моменты возможно вращение колеса центробежного насоса при нормальном числе оборотов без подачи воды либо вследствие закрытия прохода в напорную трубу, либо вследствие „срыва“. В эти периоды вся затрачиваемая на движение насоса работа идет на образование водоворотного движения в воде, заполняющей насос, и на ее нагревание, которое может быть весьма значительным. Во избежание подобного явления на насосах нередко применяются автоматические клапаны для образования отсутствующей циркуляции жидкости.



Фиг. 23.

На фиг. 23 представлено для примера одно из подобного рода приспособлений. Оно состоит из клапана, помещаемого непосредственно вслед за задвижкой, прикрывающей напорный трубопровод. При открытой задвижке клапан давлением движущейся воды держится в приподнятом состоянии; если ток жидкости прекращается при открытой или закрытой задвижке — безразлично, то клапан садится на место и этим открывает малое боковое отверстие *v* для циркуляции жидкости.

Особым случаем регулирования является пуск в ход насоса. Для пуска кроме предварительного заполнения насоса жидкостью, достигаемого разнообразными приспособлениями, требуется также, чтобы первоначальный напор в напорной трубе был не более того, который образуется вращающимся рабочим колесом при закрытой задвижке. Если это условие

не соблюдено, то невозможно образование первоначального тока жидкости, невозможно создание скорости и соответствующей ей части напора.

Для создания в этом случае благоприятных условий требуется либо поднять первоначальный напор, образуемый рабочим колесом, помощью временного увеличения числа оборотов (§ 15), либо понизить напор в напорной трубе помощью открывания специального на ней холостого выпуска, который затем постепенно закрывается по мере образования тока жидкости и создания соответственного напора в насосе.

НБ
УДУНТ
(ДШТ)

ГЛАВА IV.

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И ИХ ДЕТАЛИ.

§ 18. Камера насоса. Камера насоса делается большей частью из чугуна, при больших же напорах — из литой стали. При подаче жидкостей, действующих химически на железо, применяются, смотря по жидкости, бронза или твердые сплавы свинца; иногда камера выстилается резиной или покрывается эмалью, и наконец для некоторых кислот весь насос, не исключая рабочего колеса, делается из кислотоупорных материалов, даже из керамиковой глины. Форма камеры определяется требованием, чтобы переход жидкости из рабочего или направляющего колеса в напорную трубу сопровождался по возможности меньшими потерями. Сообразно с этим камера имеет, как то усматривается из ряда дальнейших чертежей, или спиральную форму с сечением, увеличивающимся по направлению к выходу, или же форму тела вращения, в котором колесо помещается концентрически. Вторая форма камеры применяется преимущественно в тех случаях, когда скорость жидкости уменьшена направляющим аппаратом настолько, что она равна уже скорости напорной трубы, и нельзя опасаться появления больших сопротивлений от несколько неравномерного течения в различных частях цилиндрической камеры. Эта неровномерность течения окупается вполне удобствами изготовления насоса и его сборки и доступностью частей, особенно необходимой при многоступенчатых насосах.

Спиральная форма пригодна там, где почему-либо скорость жидкости по выходе из направляющего аппарата слишком большая, и особенно там, где еще требуется дальнейшее ее уменьшение до выхода в напорную трубу. В этих случаях избегают все же изменять скорость течения в самом спиральном кожухе, размеры которого рассчитываются по одной и той же скорости и по переменному, все увеличивающемуся в сторону выхода, количеству жидкости; для уменьшения же ско-

рости в конце спирали вставляют расходящийся конусный патрубок, угол конусности которого не более $5-7^\circ$. При горизонтальном расположении вала камера часто разделяется на две симметричные половины средней плоскостью, перпендикулярною к валу колеса; однако для вкладывания колеса и вала удобнее делить камеру горизонтальной плоскостью по оси. Чаще всего камера делается из одной отливки с одной или двумя привинчивающимися крышками. При этом крышка должна быть настолько велика, чтобы через получающееся отверстие можно было ставить на место и вынимать колесо.

Те части поверхности камеры, которые находятся в прикосновении с рабочим колесом, должны быть хорошо обработаны. Если вода содержит в большом количестве песок, то наступает быстрое изнашивание колеса и камеры, в особенности в местах их соприкосновения (например зазор); поэтому целесообразно в таких случаях эти поверхности делать сменными. По тем же соображениям в насосах, применяемых для землечерпательных целей, рекомендуется пускать чистую воду в кольцеобразные пространства по бокам рабочего колеса или из особого трубопровода с чистой водой, или при помощи специального небольшого насоса.

При определении толщины стенки камеры нужно принять во внимание возможность обрыва водяного столба в напорной трубе при внезапной остановке насоса и соответственное возрастание давления. В этих случаях приносит большую пользу автоматический обратный клапан, устанавливаемый в самом начале трубопровода.

Необходимо заметить, что удары в трубах, происходящие во время внезапной остановки насоса, составляющей обычное явление, например при непосредственном соединении насоса с электромотором во время выключения последнего (небольшая масса агрегата), отражается главным образом на стыках труб, в особенности всасывающих; при этом они начинают пропускать воздух при всасывании и тем уменьшают допускаемую высоту всасывания. Страдает также от указанных причин и приемный клапан; резина или кожа этого клапана продавливается сквозь отверстия седла, трескается и начинает пропускать воду, что весьма затрудняет новое заполнение всасывающей трубы перед началом действия насоса, а вместе — и самый пуск в ход.

§ 19. Рабочее колесо и его принадлежности. Рабочее колесо изготавливается обыкновенно из чугуна, реже — из литой стали или бронзы, а в специальных случаях из каучука, твердого свинца, керамиковой глины и т. д.

В настоящее время изготавливаются большей частью так называемые закрытые рабочие колеса, т. е. колеса с двумя боковыми стенками. При этом стенки образуют с лопатками или одну отливку, или же одна стенка привинчивается, что значительно облегчает точное изготовление лопаток и гладкую обработку стенок канала; лопатки колеса часто делают из стальных штампованных листов и заливают в чугунном ободе. В колесах, подверженных сильному изнашиванию, как например при землечерпании, лопатки делают из стальных листов и привинчиваются к ободу колеса. Тщательное центрирование колеса требуется безусловно.

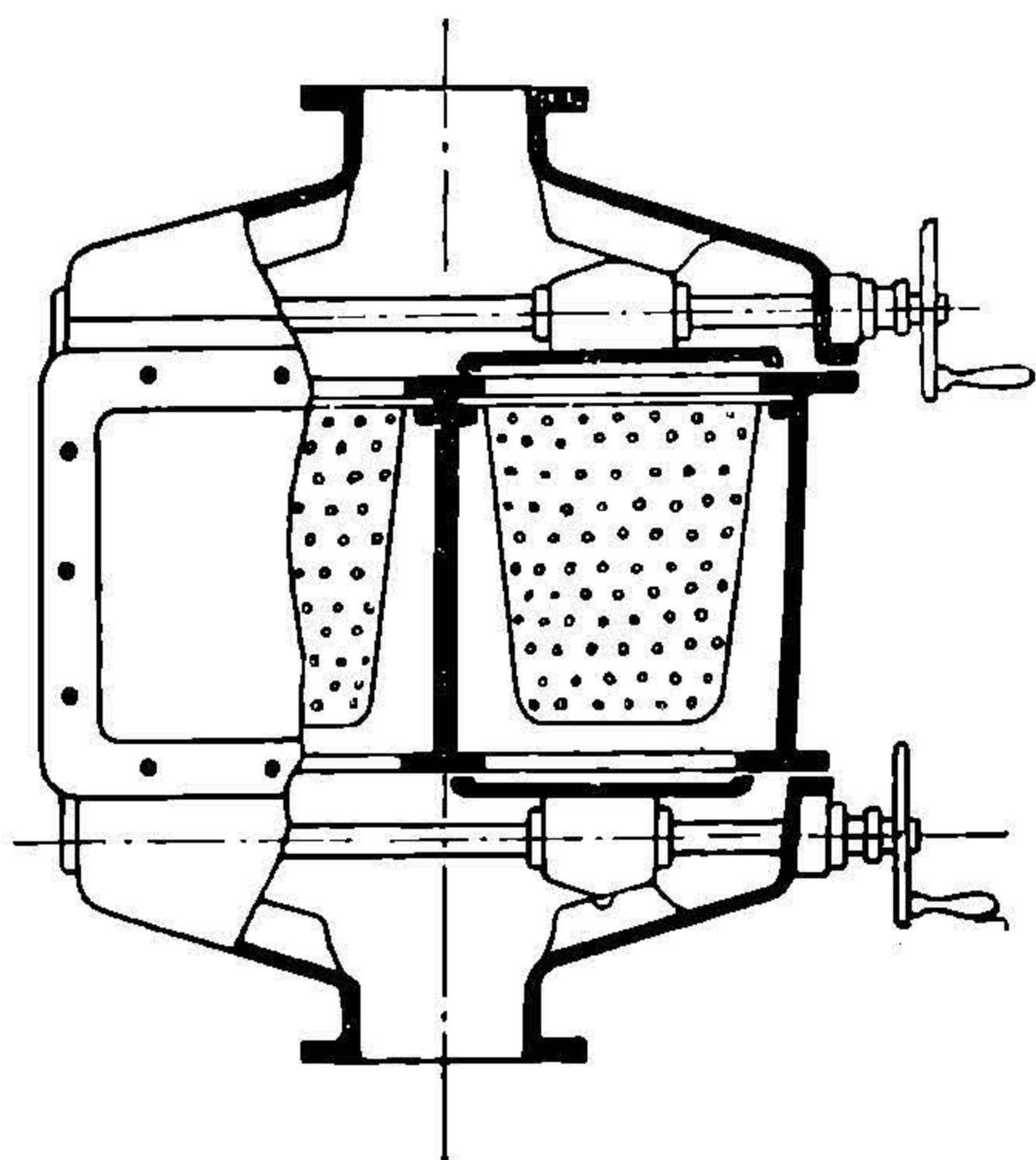
Направляющие колеса насосов высокого давления делаются обыкновенно из бронзы и имеют одну или две боковые стенки. Внутренние концы лопаток нужно заострить, чтобы уменьшить по возможности производимое ими сужение сечения.

Валы изготавливаются обыкновенно из литой стали, часто также из никелевой стали, которая меньше подвергается ржавлению. Насосы, устанавливаемые на морских судах (для морской воды), снабжаются большей частью валами из бронзы или стали, закрытой бронзовой трубкой. Главным требованием для хорошего хода является надежное устройство опорных подшипников для насосного вала, дающих возможно малое изнашивание. Вал выводится из камеры с одной стороны или с обеих сторон через сальники и затем опирается на наружные подшипники. В хороших конструкциях в настоящее время повсеместно применяются длинные подшипники с кольцевой смазкой или подшипники на шариках. Для восприятия осевого давления, появляющегося в насосах с односторонним входом воды в рабочее колесо и в насосах многоступенчатых, служат большей частью при больших осевых усилиях шариковые пятки, а при небольших — гребенчатые подшипники с циркуляционной смазкой и водяным охлаждением, если только в конструкции насоса не имеется вполне надежных приспособлений для автоматического устранения подобного аксиального давления (см. ниже в описании многокамерных насосов).

Сальники на стороне всасывания снабжаются водяным затвором для устранения проникновения воздуха.

Весьма важное значение имеет точное уравнивание рабочего колеса на валу, так как иначе колесо может „бить“, что при том значительном количестве оборотов, которое приходится насосам, может иметь весьма вредные последствия для всего насоса. Точно так же и размеры вала должны быть рассчитаны таким образом, чтобы прогиб вала от его собственного веса и веса расположенных на нем колес не был опасен для его прочности и не давал бы опасных величин критических скоростей.

§ 20. Всасывающая и напорная линия. Всасывающий трубопровод не должен пропускать воздуха; поэтому необходимо тщательно проверить плотность труб и соединений. Для того чтобы воздух или пары, выделяющиеся при всасывании из подаваемой жидкости, могли легко удаляться, всасывающий трубопровод должен иметь подъем в сторону насоса. Если же по местным условиям нельзя избежать в какой-либо



Фиг. 24.

части трубопровода уклона по направлению к насосу, то в самой возвышенной точке следует установить приспособление для периодического удаления скопляющегося там воздуха или паров.

Для подачи не вполне чистых жидкостей необходимо устроить в конце всасывающего трубопровода всасывающую сетку; отверстия сетки должны соответствовать величине частиц, которые могут свободно пройти через на-

сос. Для того чтобы можно было вынуть из жидкости всасывающую сетку для чистки, удобно всасывающую трубу делать из гибкого резинового или кожного рукава с проволочным остовом.

Вместо всасывающей сетки очень удобно ставить во всасывающей трубе сито выше уровня всасывающей воды так, чтобы оно было легко доступно для очистки. Последняя может производиться даже без остановки насоса, если поставить два сита, из которых каждое может быть включено самостоятельно (фиг. 24).

Когда насос устанавливается над поверхностью нижнего уровня поднимаемой жидкости, то для возможности наполнения его водою при пуске в ход необходимо на всасывающей трубе ставить приемный клапан. Этот последний может быть самодействующим, вроде обратного клапана, или же приводиться в действие рукой, вроде задвижки.

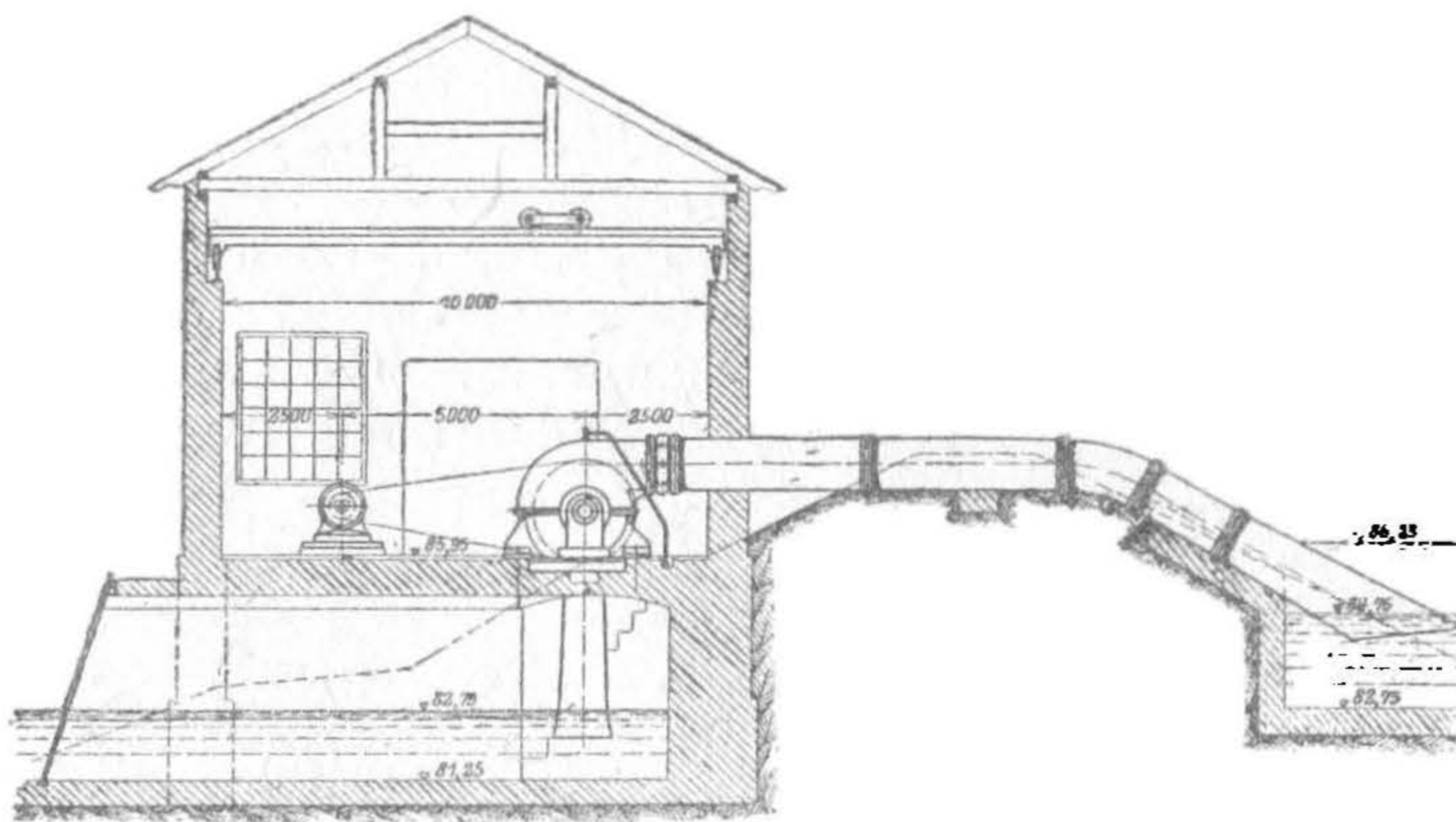
Если применяется самодействующий клапан, то возможно делать его двойным и располагать несколько выше поверхности всасываемой жидкости для удобства чистки через специальный люк.

При напорах больше 10 м следует помещать на напорной трубе непосредственно над насосом обратный клапан, который будет воспринимать удары, происходящие при внезапной остановке насоса, и, задерживая обратное движение столба жидкости в напорной трубе, предохранить насосную камеру и всасывающую трубу с приемным клапаном от повреждений. Части трубы над и под обратным клапаном целесообразно соединить обходной трубкой с краном для возможности наполнения насоса и всасывающей трубы водой из напорного трубопровода.

Для подачи больших количеств жидкости на небольшую высоту, например при осушке низменных местностей, центробежный насос можно установить как на вертикальном валу, так и на горизонтальном. В первом случае рабочее колесо будет находиться под уровнем нижней воды. Во втором случае насос можно расположить под уровнем не только нижней, но также и верхней воды, образовав из всасывающей и напорной труб сифон, в перегибе которого и помещается насос (фиг. 25). В этом случае как приемный клапан, так и обратный затвор становятся излишними, и только лишь, если насос находится ниже уровня высоких вод, следует помещать на напорной трубе запорную задвижку для того, чтобы в случае прибыли воды во время бездействия насоса предупредить обратный ток воды через насос.

Устройство напорной трубы в виде сифона рекомендуется также и при небольших насосных установках, если например желательно поднять воду через плотину в наполненную водою канаву, как это случается при постройке каналов. В этом случае насосу придется преодолеть только лишь разность высот между нижним и верхним уровнем воды. Всасывание жидкости во время пуска в ход при подобного рода расположении труб может происходить при помощи струйного насоса; этот последний, кроме того, время от времени удаляет воздух, скопляющийся в перегибе сифона, т. е. в самой высшей точке камеры.

Запорные приспособления, помещаемые на насосных трубопроводах, должны иметь винтовой ход, так как обыкновенные краны, внезапно закрывающиеся, вызвали бы сильные удары; если все же является желательным или необходимым поставить краны, то на камере насоса следует поместить предохранительный клапан для ослабления могущего произойти удара

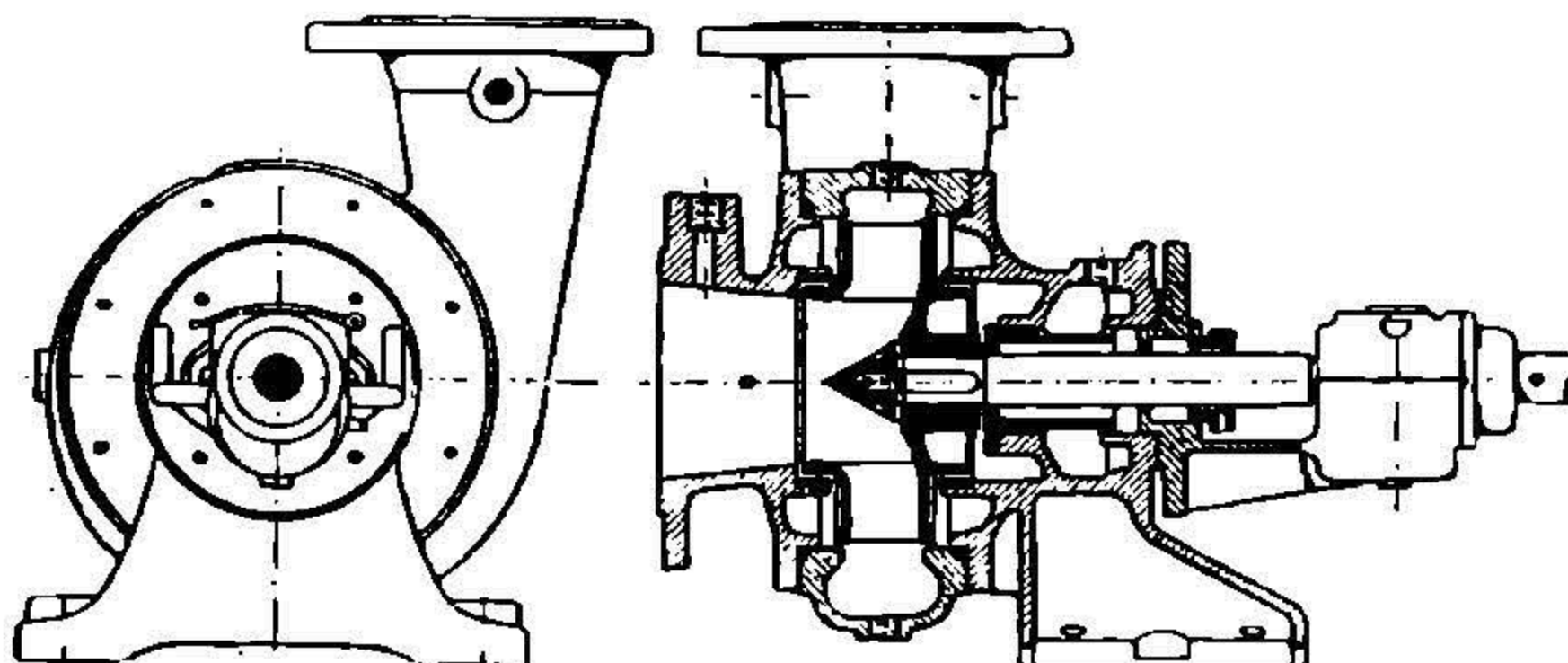


Фиг. 25.

Для приведения в действие насос должен быть совершенно наполнен жидкостью или же последнюю нужно засосать при помощи особого приспособления. В первом случае нужно озаботиться также о том, чтобы совершенно удалить воздух, для чего в верхних точках насосной камеры должны быть установлены краны.

Для наполнения насоса его снабжают особым отверстием закрываемым винтовой пробкой, или же ставят на этом отверстии особую постоянную воронку, снабженную краном, или же наконечник соединяют насос особой трубкой с краном с напорной трубой в обход обратного клапана; в последнем случае следует ставить на насос водомерное стекло или водомерный кран для того, чтобы заметить момент окончательного заполнения. Считают целесообразным пользоваться для выпуска воздуха теми же отверстиями, которые служат для наполнения, так как воздух плохо удаляется через узкую трубу, если по ней движется вода.

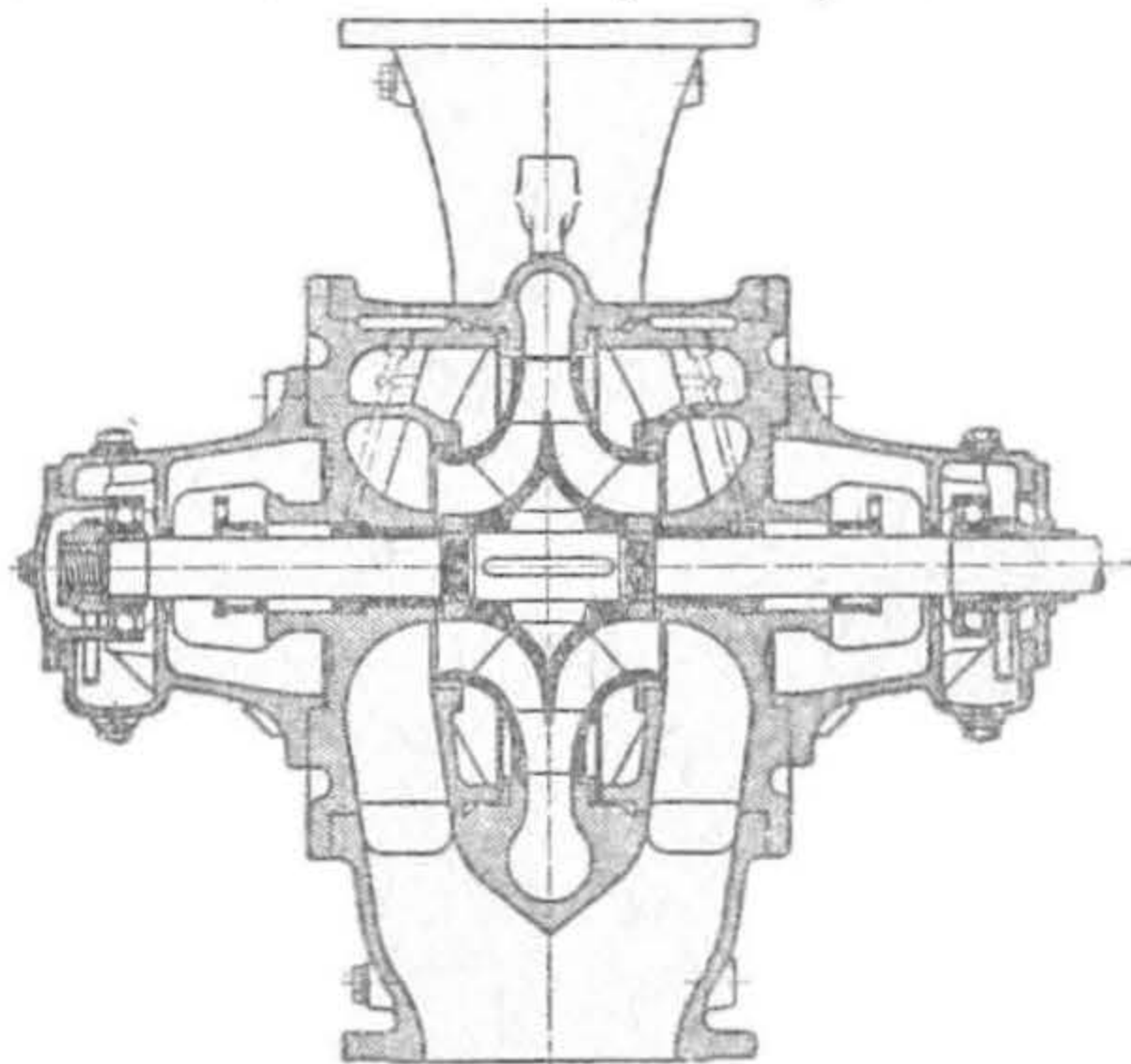
§ 21. Конструкция насосов для малых напоров. Для малых напоров, когда нет необходимости в переводе скорости в давление, отпадает необходимость в направляющем аппарате, и рабочее колесо выбрасывает воду непосредственно в насосную камеру. В зависимости от подаваемого количества



Фиг. 26.

воды насос устраивается с одним рабочим колесом и с двойным; в последнем случае оба колеса соединяются в одной отливке таким образом, что имеют общую выходную площадь и отдельные входные. На фиг. 26 представлен насос системы Борзиг. Насосы изображенного типа строятся для Q , равного от 50 до 20 000 л в минуту, и для напора от 5 м до 40 м. В самом простом исполнении рабочее колесо закреплено на конце вала, имеющем одностороннюю опору. Опора состоит из подшипника с кольцевой смазкой и из специального опорного стакана внутри насосной камеры с бакаутыми

вкладышами, работающими в воде, подводимой по особой трубке из напорного трубопровода. Изолирование пространства нагнетания от пространства всасывания в рабочем колесе достигается установкой сменных бронзовых колец. Осевое давление, которое может появиться в насосе вследствие одностороннего входа воды, воспринимается в малых насосах специальным выступом ступицы рабочего колеса, в больших — гребенчатым подшипником или пятою (на шариках); кроме того оно в значительной степени компенсируется в самом рабочем колесе устройством в надлежащем месте уплотняющих колец и отверстий, соединяющих пространство всасывания с пространством нерабочей стороны внутреннего обода рабочего колеса (§ 24).



Фиг. 27.

Спиральная камера насоса для соединения с напорной трубой имеет расширяющийся патрубок, который служит для уменьшения скорости выхода воды из камеры и соответственного повышения напора, если это требуется.

На фиг. 27 изображен насос сдвоенного типа завода Вейзе С-вья (Weise Söhne) в Галле. Он выполняется для Q от 2 до 35 м³ в минуту и для напора от 6 до 30 м. Вал опирается на два шариковых подшипника. Рабочее колесо снабжено уплотняющими сменными кольцами.

Некоторые из выполненных насосов для малых напоров замечательны по своим размерам. Так, имеются насосы для подачи 240 м³ в минуту в целях осушения или орошения. Напорная труба имеет 1,2 м в диаметре. В целях больших удобств монтажа и обслуживания подобные мощные насосы устанавливаются нередко с вертикальным валом.

В подобного рода насосах часто возникают затруднения в выборе для них надлежащего числа оборотов, так как небольшой напор требует малого числа оборотов, особенно для колес большого диаметра, т. е. для большого количества воды,

В подобном рода насосах часто возникают затруднения в выборе для них надлежащего числа оборотов, так как небольшой напор требует малого числа оборотов, особенно для колес большого диаметра, т. е. для большого количества воды,

В подобном рода насосах часто возникают затруднения в выборе для них надлежащего числа оборотов, так как небольшой напор требует малого числа оборотов, особенно для колес большого диаметра, т. е. для большого количества воды,

и в то же время двигатель, приводящий насос в движение, для выгодного своего действия требует сравнительно большого числа оборотов. Это обстоятельство послужило толчком для конструирования так называемых быстроходных центробежных насосов, которые подобно быстроходным турбинам имеют малый наружный диаметр по сравнению с внутренним; усовершенствования, отмечаемые ныне в области быстроходных типов турбин, отразились и на центробежных насосах, и теперь имеются попытки конструкции насосов для весьма небольших напоров при весьма значительном числе оборотов. Так как эта область для насосов подобно быстроходным турбинам находится пока в стадии исканий и недостаточно еще исследована, она не могла найти места в настоящем курсе. Интересующихся отсылаем к сочинению Пфлейдерера (Pfleiderer) „Die Kreiselpumpe“, 1925.

§ 22. Конструкция насосов для среднего напора. Как было уже указано выше, при насосах для больших напоров, т. е. с большой выходной скоростью воды из рабочего колеса, является выгодным окружить последнее кольцевым каналом без лопаток (так называемым диффузором), через который вода переводится в камеру насоса с постепенно уменьшающейся скоростью.

Выгода такого устройства уже давно известна. Еще в 1877 г. Декер (Desoer) опубликовал свои исследования об этом в журнале „Annales des ponts et chaussées“, на основании которых он предложил свою конструкцию насоса.¹ Обе части, из которых состоял корпус насоса, имели такую форму, что они образовали кольцевой канал с увеличивающейся кнаружи шириной, через который вода переводилась в камеру с уменьшающейся скоростью.

Насосы², примененные фирмой Вортингтон (Worthington Pumpen Compagnie-Volunerpumpe), имели подобным же образом между рабочим колесом и спиральной камерой переходный канал с параллельными боковыми стенками. Благодаря тому, несмотря на отсутствие в канале направляющих лопаток, происходит превращение выходной скорости в давление

¹ R. Masse, Les pompes, Paris, 1903.

² O. H. Müller, Z. V. D. J., 1905.

настолько совершенным образом, что в этих насосах при напорах приблизительно около 15 м получался коэффициент полезного действия до 70%.

Точно так же в многоступенчатых насосах системы Рато (Rateau) выходная скорость из рабочего колеса превращается в давление в кольцевом направляющем канале без лопаток.

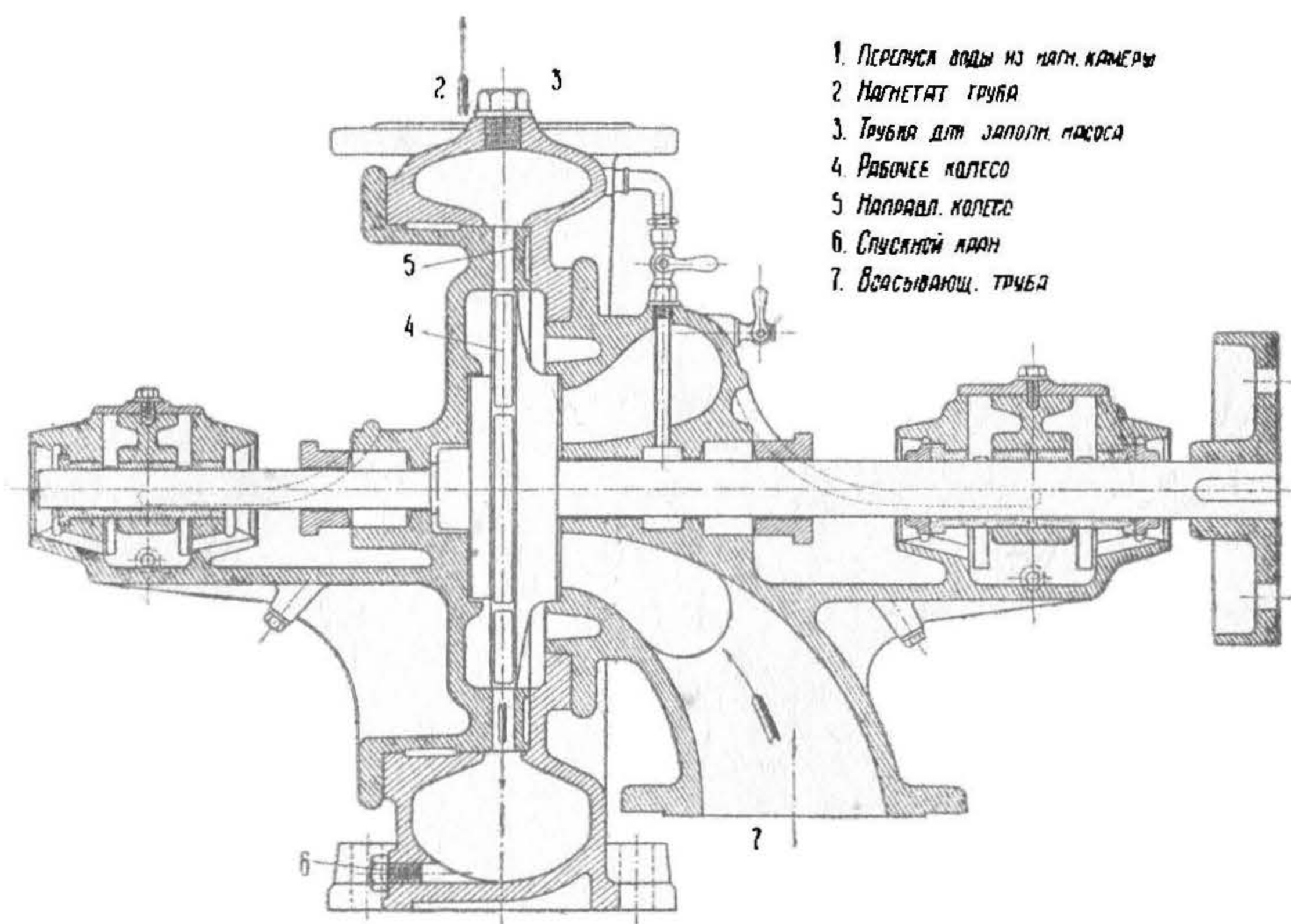
Устройство лопаток в направляющем канале было введено еще в конце 60-х годов прошлого века фирмой Нагель и Кемп (Nagel und Kämp) в Гамбурге.¹ Рабочее колесо насоса этой фирмы, неизменяющейся ширины, окружено неподвижным ободом с лопатками, направляющими воду, вышедшую из рабочего колеса; угол лопаток с ободом при выходе из направляющего колеса меньше такого же угла при входе. Еще гораздо раньше, в 1851 г., направляющие лопатки были применены английским заводом Гвинн (Gwynnes) в его многоступенчатом насосе и затем в 1875 г. были предложены манчестерским профессором Рейнольдсом (Reynolds), но применение их системы насосов тормозилось в то время отсутствием достаточно быстроходного двигателя.

Насос с диффузором без лопаток в исполнении машиностроительного завода в Ашерслебене изображен на фиг. 28. Этот насос имеет на стороне всасывания сальник с водяным затвором. Вал опирается на два подшипника с кольцевой смазкой. Осевое давление воспринимается специальными кольцами на валу у одного из подшипников. Разборка насоса производится весьма легко снятием одной из крышек.

Насос с направляющими лопатками фирмы Амаг Гилперт (Amag Hilpert) в Нюрнберге изображен на фиг. 29. Такие насосы строятся для количества воды от 360 до 12 000 м³ в минуту и для напоров от 10 до 50 м. Коэффициент полезного действия доходит до 80%. Насосная камера имеет спиралевидную форму. Рабочее колесо отлито из бронзы. Вал опирается на два подшипника с кольцевой смазкой (из них один не указан на чертеже). Для уменьшения осевого усилия выравниваются давления воды на обе стороны рабочего колеса соответственным расположением уплотняющихся сменных колец и устройством отверстий в наружном ободу рабочего ко-

¹ D u b b e l, Z. V. D. J., 1904.

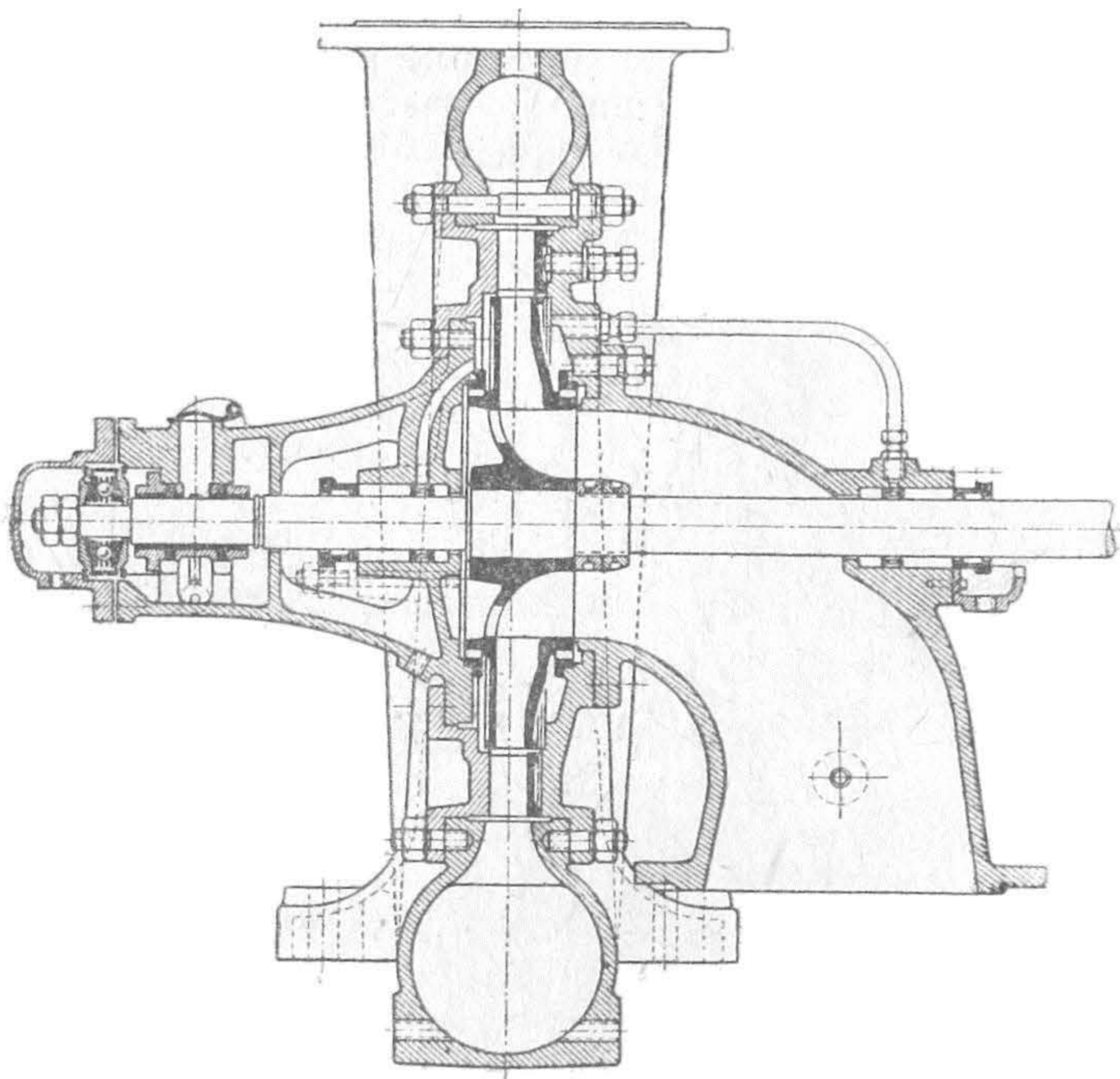
леса (§ 24); кроме того вал в больших насосах снабжен на конце шариковой пяткой, а в малых насосах имеет кольца у подшипников. При больших количествах воды предпочитают сдвигать насос. Такого рода насос с направляющими



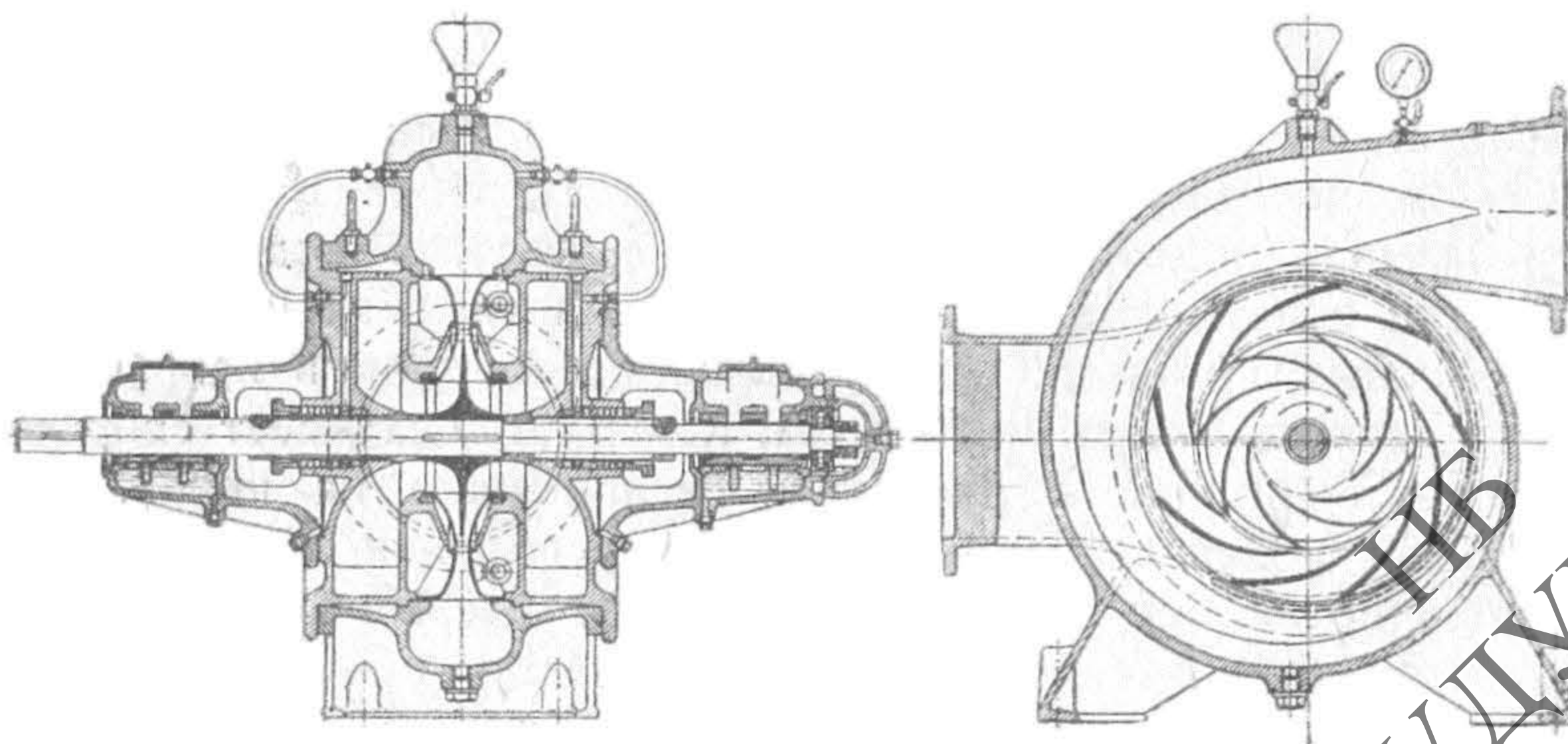
Фиг. 28.

лопатками изображен на фиг. 30 в исполнении завода Вольф (R. Wolf) в Магдебурге. Он применим для количества воды от 2 000 до 14 000 м³ в минуту и для напоров от 10 до 20 м. Вследствие симметричного расположения становится возможным полное выравнивание бокового давления. Всасывающая труба при подходе к насосу разделяется, и вода вступает в насос с двух сторон, направляемая специальными полостями в боковых крышках. Как рабочее колесо, так и направляющий аппарат отлиты из бронзы. Камера насоса имеет спирале-видное очертание с конусным расширением на конце. Вал снабжен кольцевой пяткой в целях устранения его бокового перемещения при случайном появлении осевых усилий. Сальники имеют водяные затворы.

Фиг. 31 дает в двух проекциях изображение насоса завода Клейн, Шанцлин и Беккер (Klein, Schanzlin und Becker) в



Фиг. 29.

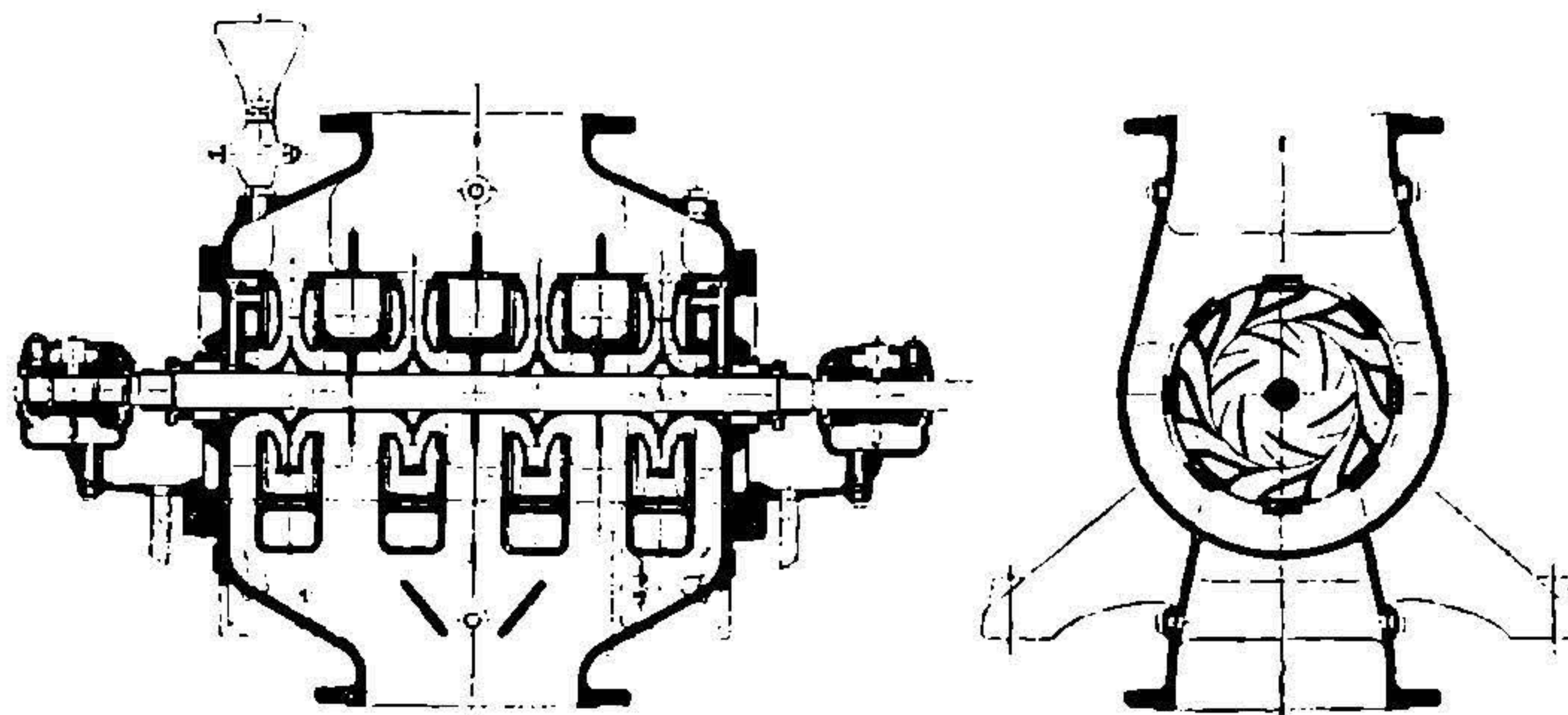


Фиг. 30.

ИЗ
УДУНТ
(ДШТ)

Франкентале для среднего напора и большого количества воды при большом числе оборотов двигателя.

В этом случае в одном колесе больших размеров, а следовательно при большой окружной скорости u_2 , при высоком числе оборотов трудно было получить сравнительно невысокие



Фиг. 31.

напоры. Поэтому необходимо было разбить все количество воды на несколько отдельных колес (в данном случае 4 парных колеса), с тем, чтобы каждое из них было меньшего диаметра. Насос имеет съемные крышки, через которые могут быть вытащены наружу все надетые на вал рабочие колеса и соответствующие им направляющие венцы и промежуточные, между отдельными камерами, диски. В одном из подшипников имеются гребни для устранения всякой возможности осевого передвижения вала с колесами, которое может появиться вследствие какой-либо непредвиденной асимметрии парных колес. Указанный насос был построен в 1910 г. для напора в 24 м и для количества воды 7 м^3 в минуту. В настоящее время такое количество воды было бы возможно получить и при значительно меньшем числе колес. Поэтому на прилагаемый чертеж необходимо смотреть лишь как на выражение идеи возможности параллельной работы многих колес в любом количестве.

§ 23. Многокамерные насосы. Общие соображения. Многокамерные или многоступенчатые насосы применяются там, где требующийся напор настолько велик, что становится невыгодным получать его в одном рабочем колесе.

Из формулы (12) ясно видно, что для получения большого напора следует, во-первых, увеличивать по возможности коэффициент полезного действия ϵ_1 , т. е. стремиться к возможно более совершенному исполнению насоса, во-вторых, к увеличению угла β_2 и уменьшению угла α_2 и, в-третьих, к увеличению скорости u_2 . Но увеличение угла β_2 , как уже было указано выше, ведет к некоторым крупным недостаткам насоса и, кроме того, влияя на увеличение скорости u_2 , затрудняет правильный переход этой большой скорости в незначительную скорость нагнетательной трубы и тем косвенно влияет на понижение гидравлического коэффициента полезного действия ϵ_1 .

Наконец третий способ, состоящий в увеличении скорости u_2 , может быть достигнут или увеличением внешнего диаметра рабочего колеса, или же увеличением числа оборотов его. Но в первом случае весьма быстро растет работа силы трения колеса о мертвую воду, соприкасающуюся с ним с внешней стороны (пропорционально пятой степени диаметра), и механический коэффициент падает настолько, что применение насоса становится невыгодным; увеличение числа оборотов, несколько устраняя этот недостаток, имеет также пределы в конструкции двигателя. Кроме того вообще большая окружная скорость вызывает соответственно большую абсолютную скорость выхода, что согласно уравнению (8) ведет к увеличению разности давлений на стороне входа и выхода и, следовательно, к увеличению потерь на обратный ток жидкости через зазоры; то же увеличение скорости c_2 делает необходимым уменьшение величины площади выходных сечений рабочего колеса и входных направляющего аппарата, причем каналы их получаются весьма узкими, и сопротивление в них возрастает (сопротивление в закрытых каналах, как и в трубах, обратно пропорционально среднему гидравлическому радиусу), понижая гидравлический коэффициент полезного действия; такое же понижение вызывает увеличивающаяся разница между скоростью при входе и при выходе из направляющего аппарата. Наконец необходимо иметь в виду, что для величины скорости u_2 существует также и чисто механический предел, обусловленный допускаемыми напряжениями, развивающимися в рабочем колесе вследствие центробежной силы.

Выходом из этих затруднений является применение нескольких колес, поставленных последовательно друг за другом с тем,

чтобы напор в каждом колесе повышался лишь на практически допустимые величины. При этом гидравлический коэффициент полезного действия каждого отдельного колеса будет не ниже коэффициента насоса с одним таким же колесом, работающим на соответствующую часть всего напора. Механический коэффициент может быть даже несколько выше, так как относительные потери на внешние сопротивления могут уменьшаться от того, что трение в двух опорных подшипниках и двух сальниках распределяется на большое число рабочих колес.

При нынешнем развитии многокамерных насосов возможно иметь при 20 ступенях и при 3 000 оборотов в минуту напор до 2 000 м или давление до 200 атмосфер с коэффициентом полезного действия до 80%.

Конструкция многокамерных центробежных насосов, в которой для достижения большой высоты подачи устанавливаются последовательно один за другим несколько одинаковых колес и помещаются на общем валу в одном корпусе, известна была уже несколько десятков лет назад; имена пионеров в этом деле — Гвинна и Рейнольдса — указаны в предшествующем параграфе.

В книге „Sammlung von Zeichnungen für die Hütte“ была например еще в 1873 г. опубликована конструкция четырехколесного центробежного насоса высокого давления, выполненного фирмой „Berliner Union, Aktien Gesellschaft für Maschinenfabrikation“ в Берлине и построенного для берлинского аквариума.

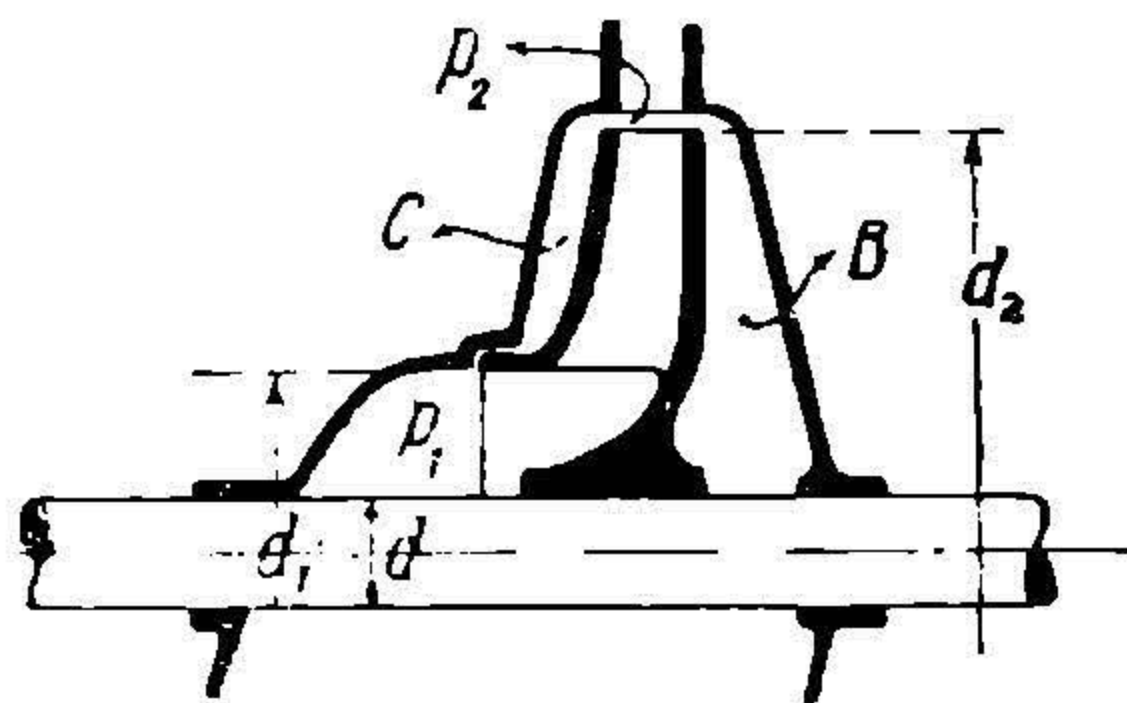
С 1886 г. фирма Бродниц и Зейдель (Brodnitz und Seidel) в Берлине строила так называемые двойные центробежные насосы, которые нужно рассматривать как два насоса одинаковой конструкции, разделенные промежуточной стенкой и соединенные в одном корпусе. Вода всасывается первым колесом и подается им в камеру без посредства направляющего канала. Из этой камеры вода при помощи трубы, идущей снаружи корпуса, переходит ко второму колесу под давлением, полученным в первом колесе, т. е. равным половине всего напора, где ей сообщается полное давление, с которым она и поступает в напорный трубопровод.

Начало настоящему блестящему развитию в строении центробежных насосов высокого давления положила фирма Зульцер (Gebrüder Sulzer) в Винтертуре. Эта фирма, выставив на Женев-

ской выставке 1896 г. центробежный насос высокого давления, приводимый в действие при помощи электрической энергии, впервые показала, как превосходно подходит центробежный насос для непосредственного соединения с электромотором.

§ 24. Многокамерные насосы. Выравнивание осевого давления. С построением многокамерных насосов для значительных напоров весьма важным и в то же время трудным делом является хорошо и надежно уравновесить осевое давление, появляющееся вследствие неодинаковой нагрузки и реакции воды на обе внешние поверхности рабочего колеса.

Для выяснения методов определения осевого давления рассмотрим схему фиг. 32. На ней буквой p_1 обозначено давление во всасывающей трубе, которое меньше атмосферного,



Фиг. 32.

и буквою p_2 — давление в зазоре между рабочим колесом и направляющим аппаратом, которое больше атмосферного и больше давления p_1 . Таким образом благодаря разности давлений p_2 и p_1 должен установиться ток жидкости через щели и неплотности уплотняющих колец из

пространства на периферии рабочего колеса в пространство всасывающей трубы через полость, обозначенную на фигуре буквою C . Задерживающее влияние на ток жидкости будет оказывать центробежная сила, развиваемая в воде, заполняющей полость C благодаря вовлечению ее во вращательное движение рабочим колесом. Давление в полости C очевидно установится среднее между p_2 и p_1 , в зависимости от величины указываемых неплотностей; обычно уплотняющее кольцо у всасывающей трубы дает меньшую щель для протока жидкости, нежели щель по периферии рабочего колеса, благодаря чему величина давления в полости C установится ближе к величине p_2 .

Примем как первое приближение, что давление в полости C равно p_1 . Что касается полости B с наружной стороны колеса, то в ней у периферии должно установиться давление, равное p_2 , которое к центру должно убывать под влиянием центробежной

силы. Примем как первое приближение, что давление во всей полости B равно p_2 . При этом очевидно осевое давление, равное разности давлений по обе стороны рабочего колеса, будет равно:

$$P = \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) p_2 - \frac{\pi d_2^2 - \pi d_1^2}{4} p_2 - \frac{\pi d_1^2 - \pi d^2}{4} p_1,$$

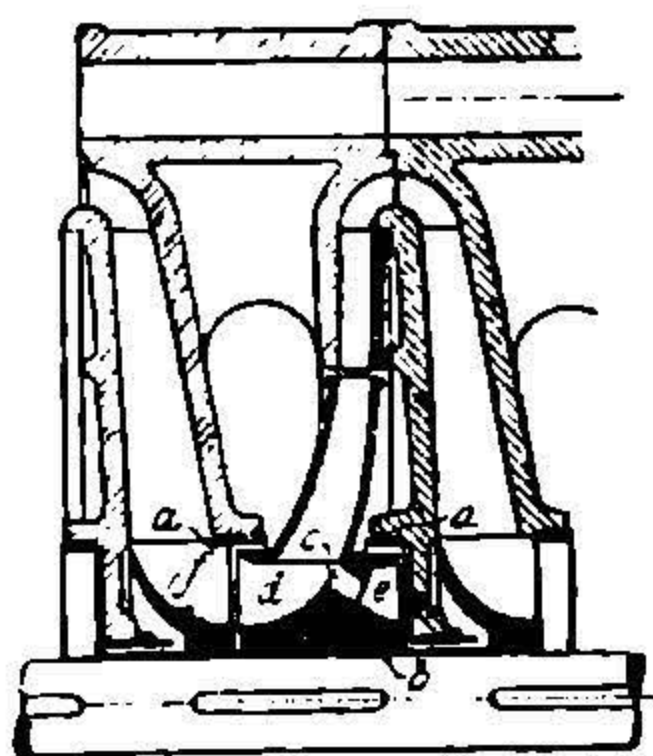
$$P = \frac{\pi d_1^2 - \pi d^2}{4} (p_2 - p_1).$$

Следовательно вообще осевая сила будет тем больше, чем больше разность давлений $p_2 - p_1$ и чем больше входное сечение, а вместе с этим и подаваемое насосом количество воды. В действительности осевое давление, которое нужно принимать во внимание при построении насоса, будет меньше найденного выше вследствие существования некоторого давления в обратном направлении—от реакции воды при отклонении ее из осевого направления в радиальное при движении в колесе и вследствие того, что давление в пространстве C не равно p_2 , как то принято выше, а меньше его вследствие уже указанных причин.

В однокамерных насосах осевой сдвиг устраняется проще всего и чаще всего тем, что колесо делают с двойным впуском, т. е. симметричным относительно вертикальной средней плоскости. Тогда давления, действующие с обеих сторон, будут равны и взаимно уничтожаются. Устройство двойного впуска равнозначно с параллельной установкой двух колес, расположенных симметрично на валу. Устранить осевое давление симметричным расположением возможно также и при последовательном расположении колес, если между обоими колесами устроить промежуточную стенку (фиг. 38).

При подобном способе уравнивания осевого давления посредством симметричного расположения колес требуется всегда четное число последних. Во избежание этого обыкновенно предпочитают уравнивание давления в каждом колесе отдельно. В системе, применяемой заводом Егер (Jaeger) в Лейпциге (фиг. 33), для этой цели на обеих наружных

сторонах рабочего колеса устраиваются два кольца a, a , которые прилегают плотно к соответствующим кольцевым поверхностям на кожухе. Через зазоры на внешней окружности колеса, давление воды передается одинаково в кольцевые пространства C и B . В пространстве же d и e одинаковое давление достигается тем, что стенка колеса снабжается отверстиями c .



Фиг. 33.

Таким образом колесо уравновешено и не будет стремиться ни в ту, ни в другую сторону. Кроме того на валу перед входом в рабочее колесо насаживается особая криволинейная поверхность f , предназначенная для компенсации составляющей давления на рабочее колесо от отклонения струи, так как эта поверхность дает такую же составляющую, но лишь направленную в обратную сторону.

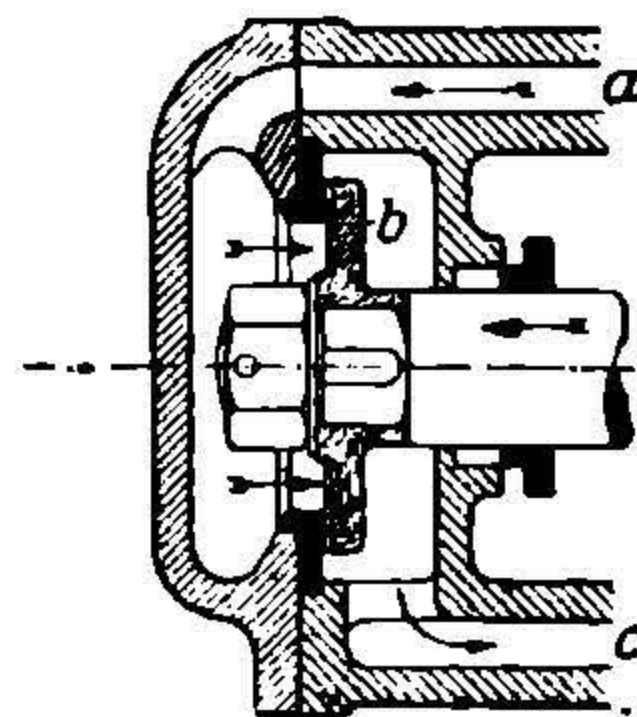
Таким образом рабочее колесо делается до известной степени уравновешенным вследствие правильного задания его размеров; окончательное уравновешивание достигается автоматически во время работы насоса. В самом деле, если предположить, что благодаря появившейся вследствие каких-либо причин разности давлений рабочее колесо передвинется вправо в направлении своей оси, то тогда одновременно с этим левая щель увеличится, и жидкость станет вытекать во всасывающую трубу с увеличивающейся скоростью, отчего понизится в пространстве давление, и разность давлений, заставившая передвигаться колесо вправо, будет уничтожена. Для более быстрого выравнивания давлений боковые стенки направляющего аппарата делаются иногда скошенными, как это указано на фиг. 33.

В старых насосах (например Рато) можно еще встретить уравновешивание при посредстве поршня, насаженного на конец вала, несущего рабочие колеса, к которому с соответствующей стороны подводится жидкость под надлежащим давлением из напорной трубы насоса или из напорной камеры одного из промежуточных рабочих колес его, чем и уравновешивается стремление вала перемещаться в аксиальном направлении. Однако такие устройства оказались непрактичными, так как давление на поршень не могло изменяться автоматически, соответственно со случайными изменениями аксиального давления; кроме того

поршень благодаря быстрому вращению вместе с валом скоро разрабатывался и начинал пропускать жидкость, что обнаруживалось только уже после порчи насоса.

Ввиду этого вместо поршней вошли в употребление так называемые уравнивательные диски, которые благодаря своей простоте и безотказному действию быстро вытеснили все остальные описанные выше приспособления, так как последние вследствие малой надежности требовали параллельного устройства гребенчатых подшипников, пят и т. п.

Уравнивательные диски могут быть сконструированы по двум несколько отличным принципам. По первому принципу уравнивательный диск насаживается на конец вала в не насосной камере и позади подшипника (фиг. 34). Вода к диску подводится по специальной трубке *a* под давлением из напорной трубы насоса и, пройдя через щели диска, отводится по трубе *c*. Размеры диска подбираются таким образом, чтобы он мог уравновесить наибольшую возможную величину возникающего осевого давления. Если это давление уменьшается, то диск вместе с валом передвинется в сторону, обратную осевому давлению (т. е. на чертеже вправо), благодаря чему ток жидкости через увеличившуюся щель усилится, гидравлическое давление жидкости уменьшится, и давление диска сравняется с осевым давлением насоса. Таким образом диск имеет свойство саморегулирования.



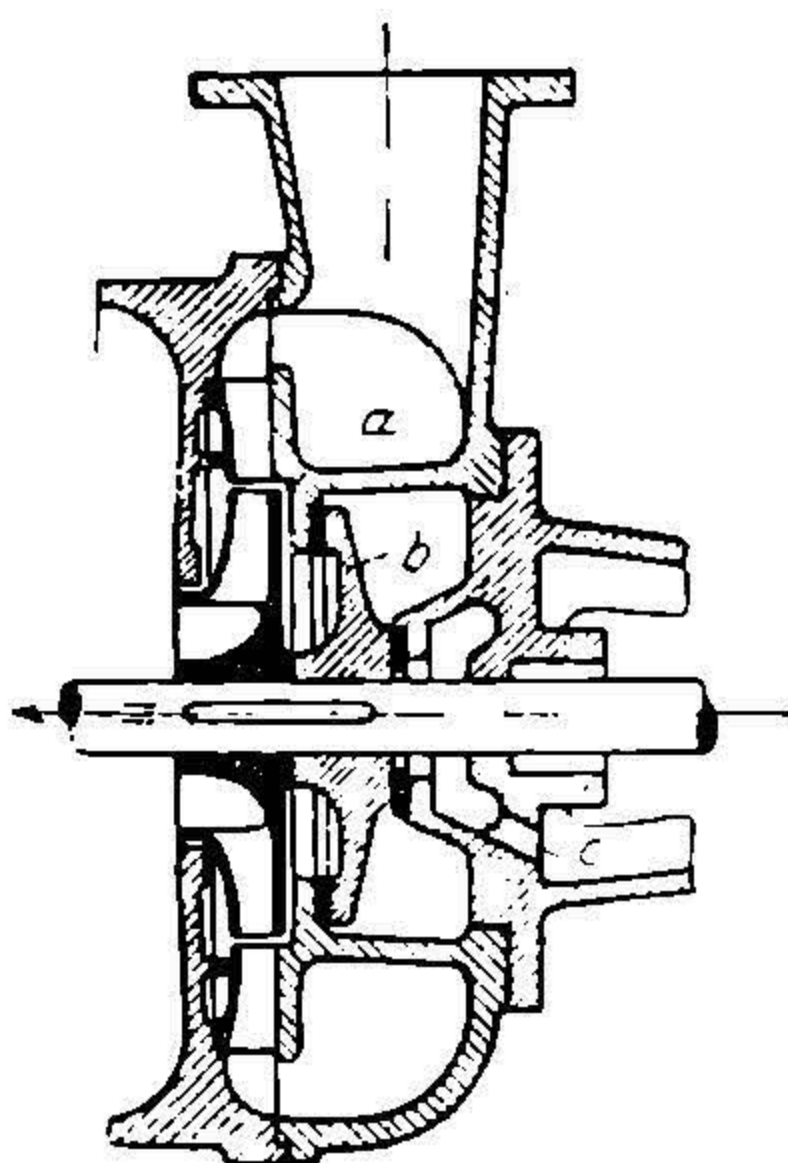
Фиг. 34.

По второму принципу уравнивательный диск помещается внутри насосной камеры (фиг. 35), причем его действие примерно остается тем же, что при наружном расположении.

Уравнивательный диск, если он правильно рассчитан, оказывается весьма чувствительным и действует вполне автоматически; обработка плоскостей в зазоре *b* весьма проста и гораздо проще пригонки всех прочих приспособлений; наконец уравновешивающий диск меньше страдает со временем от разработки.

Кроме всех этих преимуществ специально в смысле уравновешивания колеса диск, устроенный по второму принципу, обладает еще одним весьма важным достоинством, а именно он разгружает сальник с напорной стороны насоса, который

должен без этого диска выдерживать все давление, оказываемое насосом; конструкция сальника в последнем случае получается сложной, и он поглощает большое количество энергии, требуя сильного подтягивания для избежания просачивания жидкости.



Фиг. 35.

При установке диска сальник ставится впереди его в камере с давлением атмосферным или даже меньшим атмосферного, что весьма благоприятно отражается на коэффициенте полезного действия всего устройства.

§ 25. Многокамерные насосы. Конструкция. Ниже приводятся несколько примеров конструкции многокамерных насосов.

На фиг. 36 изображен четырехкамерный насос системы Егер в Лейпциге. Жидкость из всасывающей трубы подходит к первому рабочему колесу (обыкновенно бронзовому, как и направляющий аппарат), а из него вступает в направляющий аппарат, снабженный лопатками и открытый с одной стороны для удобства сборки и пригонки концов лопаток.

Направляющий аппарат прикреплен к разборной насосной камере. Из направляющего аппарата по криволинейным каналам жидкость поступает во второе рабочее колесо и т. д.

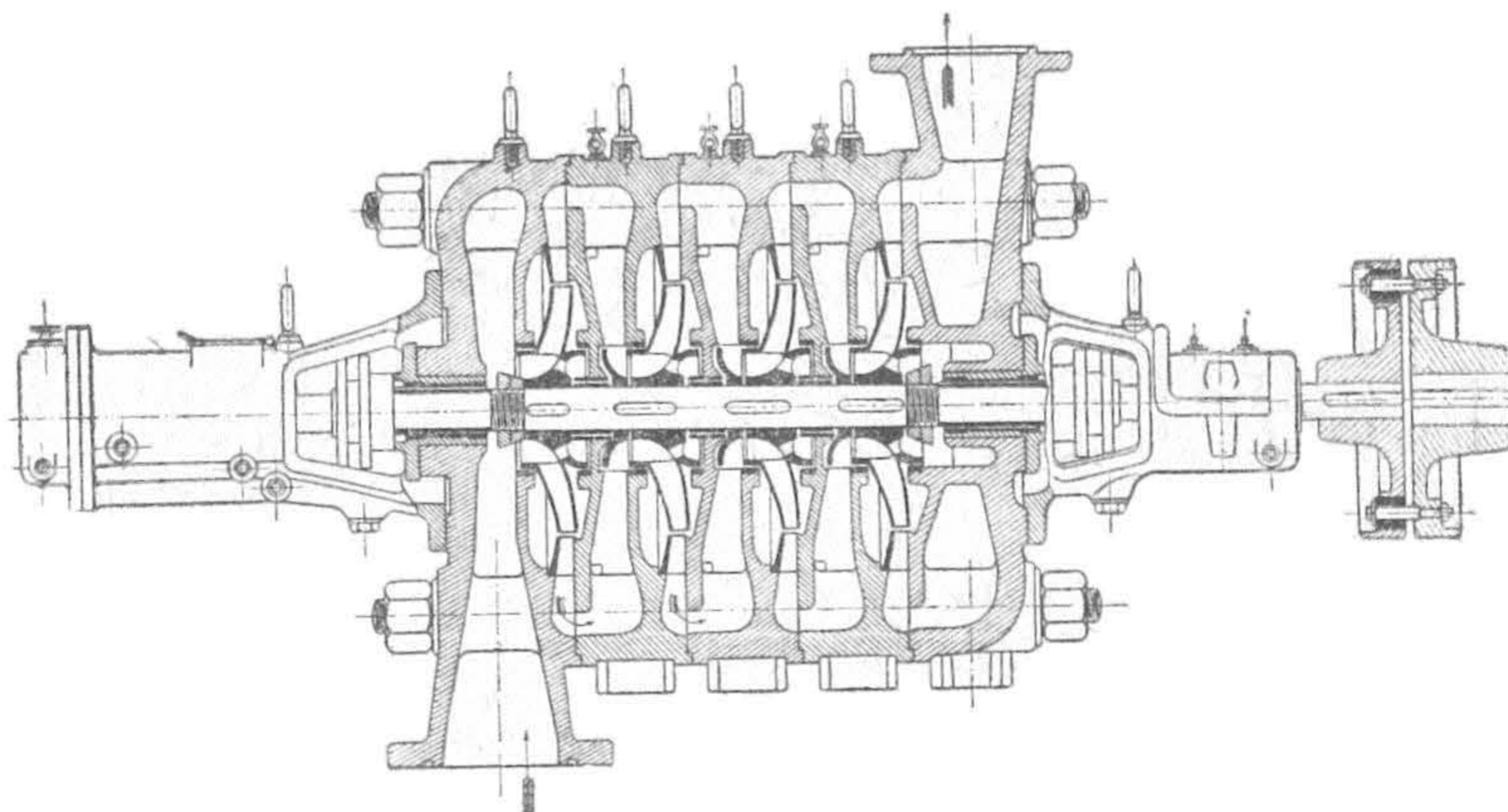
Отдельные части разборных насосных камер стягиваются болтами.

Уравнивание осевых давлений производится по вышеописанному способу системы Егер при помощи уплотняющих колец.

На фиг. 37 изображен пятикамерный насос завода Кульмиц (С. Kulmitz). Корпус насоса состоит из отдельных частей, по числу ступеней, связанных между собою рядом сквозных болтов. Устранение осевого давления здесь достигается устройством уплотняющих колец по вышеописанной системе Егера. Особых поверхностей для компенсации динамической части осевого давления от отклонения струи не имеется ввиду вызываемого ими значительного удлинения вала; в конце вала поставлена шариковая пята. Сальник на стороне всасывания имеет водяной затвор; на стороне нагнетания сальник работает

под полным давлением насоса, благодаря чему он имеет весьма значительную длину.

На фиг. 38 изображен двухступенчатый насос фирмы Вейзе (Weise Sohne) в Галле. Выравнивания давления в нем достигают симметричным расположением колес. Вода из высасывающей

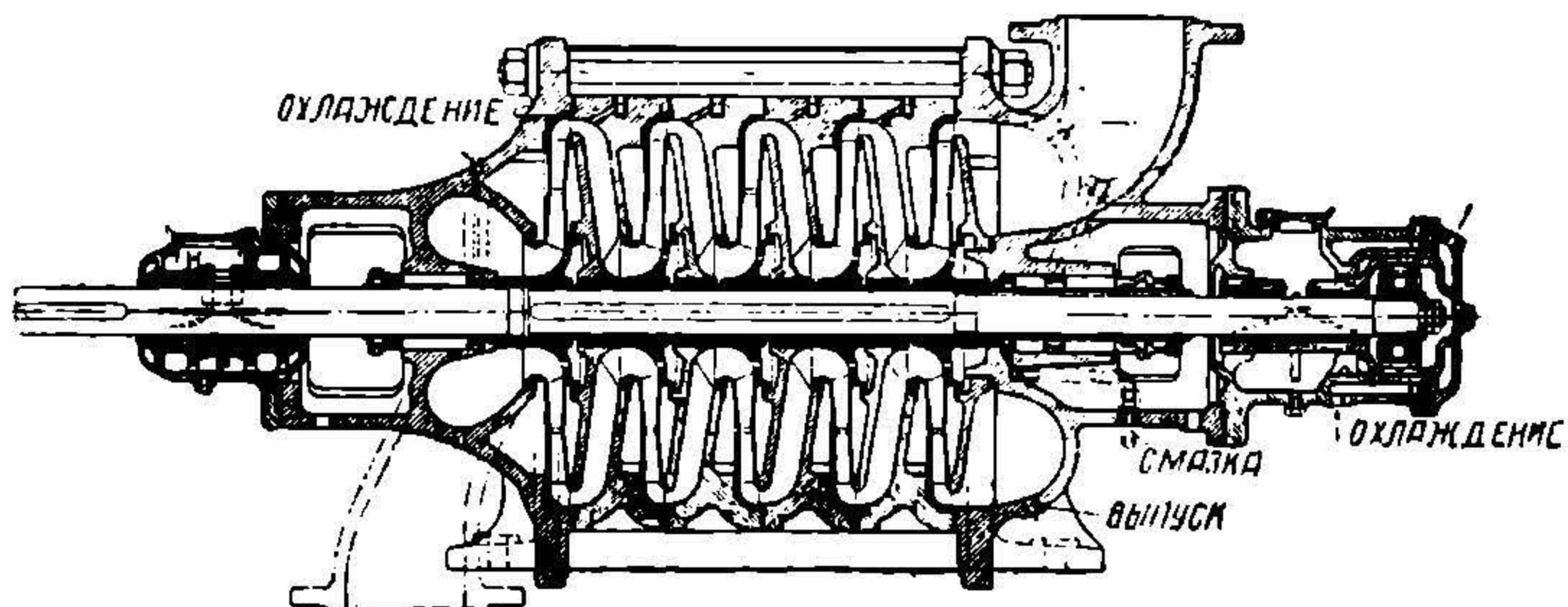


Фиг. 36.

трубы подводится к ближайшему к ней колесу, отбрасывается к периферии первым рабочим колесом, затем при помощи специальной обходной трубы подводится ко второму насосу. Благодаря такому устройству, устраняющему необходимость установки точных уплотняющих колец для выравнивания давления, этот насос может применяться для воды, несущей песок.

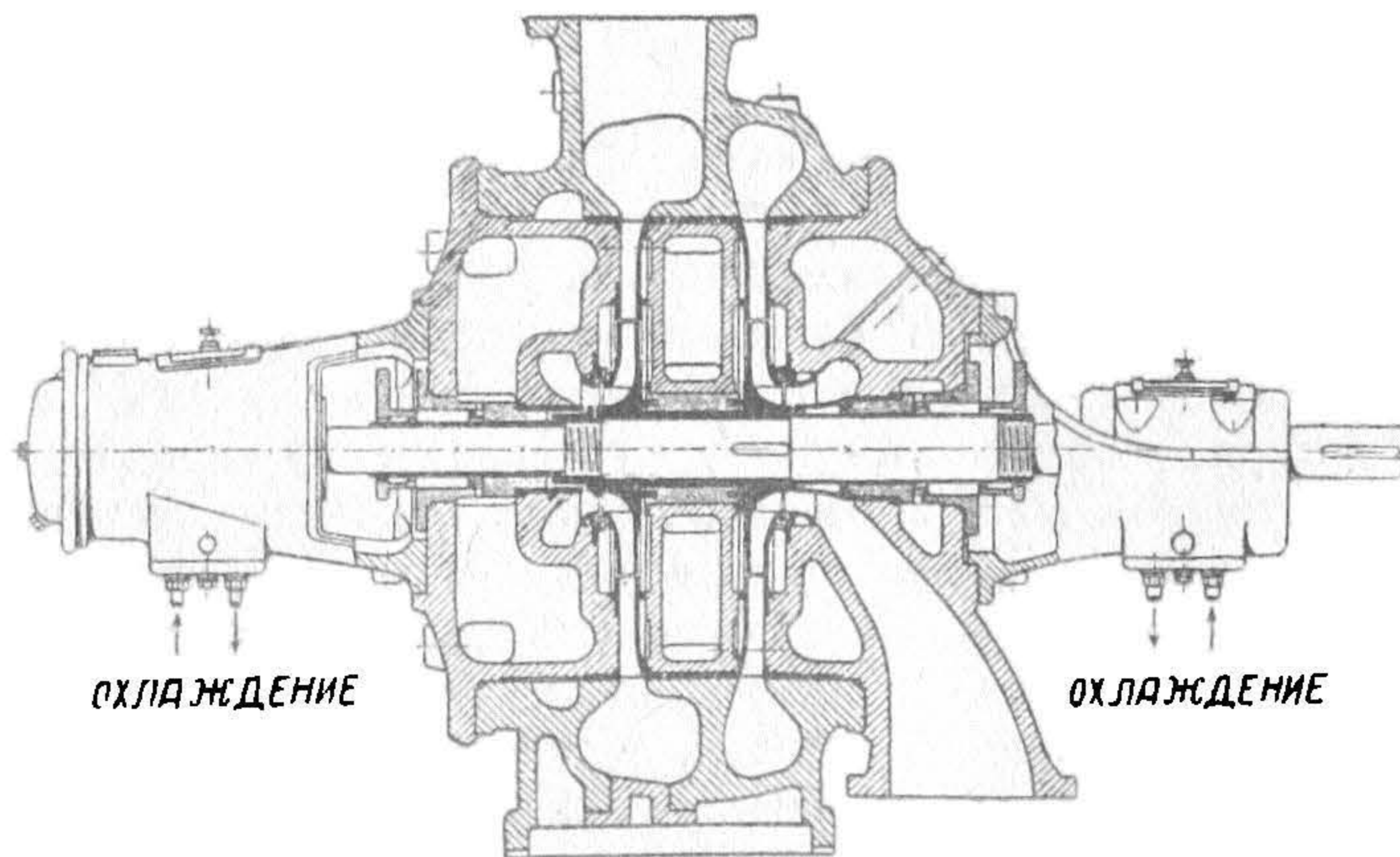
Рабочие колеса и промежуточный диск между ними заложены в специальный кожух, закрываемый двумя глубокими крышками. Для предохранения заложенных частей от ржавления, что могло бы затруднить их обратное вынимание, они по наружной окружности снабжены специальными бронзовыми прокладками. Для большей надежности, несмотря на применение уравнительного устройства, на конце вала имеется шариковая двухсторонняя пята (на чертеже закрытая). При таком расположении наружному сальнику с левой стороны приходится испытывать лишь половину полного давления, хотя зато может усилиться проток воды внутри насоса из первого отделения во второе вследствие существующей там разности давлений.

Для опускания в шахты и буровые скважины многокамерные насосы бывает удобно располагать вертикально. Внутреннее



Фиг. 37

устройство насосов от этого не изменяется но снаружи вместо опорных подшипников становятся стаканы, а вал подвешивается на кольцевые пяты.



Фиг. 38.

§ 26. Насосные установки. Область применения центробежных насосов развивается весьма быстро, и в настоящее время возможно думать, что центробежный насос начинают предпочитать насосу поршневому повсюду и ставят последний лишь там, где насос центробежный почему-либо является неподходящим

(например слишком малое количество подаваемой жидкости при большом напоре; слишком большая и притом переменная вязкость жидкости, например нефти; ненадежность вакуума, ведущая в центробежном насосе к затруднительному забираанию насоса вновь после обрыва высасываемого столба и т. д.).

Распространению центробежного насоса много мешает отсутствие ясного понимания сущности его работы и установившийся взгляд на малую его экономичность. Этот последний взгляд совершенно неправилен, так как если коэффициент полезного действия центробежного насоса и ниже коэффициента полезного действия насоса поршневого, то удобства эксплуатации и регулировки, незначительная стоимость приобретения и установки, малое занимаемое помещение с избытком компенсируют кажущуюся неэкономичность работы центробежного насоса. Это последнее обстоятельство и привлекает к центробежному насосу симпатии всякого, кто имел случай познакомиться с ним на практике.

Центробежные насосы низкого давления нашли обширное применение в установках для осушения и орошения земель, для удаления воды из доков, шлюзов и т. п., т. е. в случаях когда приходится подавать большие массы воды на большую высоту. При средних и больших напорах центробежные насосы применяются в особенности охотно там, где электрическая передача силы представляет особые преимущества, как например при рудничных работах (водоотливные и шахтные насосы), наконец центробежный насос удобен также и там, где вообще двигатель дает большое число оборотов, достаточное для непосредственного соединения с насосом, например при установке с паровой турбиной (в частности для питания паровых котлов) и т. п.

При установках для орошения и осушения земель применяются центробежные насосы как с вертикальным, так и с горизонтальным валом. Последней конструкции, где только возможно, отдают предпочтение как более удобной в конструктивном отношении, хотя весьма нередко можно встретить насосы с вертикальной осью, установленные в открытых камерах с подводом и отводом воды открытыми каналами, по внешнему виду весьма мало отличающихся от турбины Френсиса.

Примером установки насосов для целей осушения земель может служить насосная станция, изображенная на фиг. 25.

В бассейне Шварцбаха установлено четыре подобных насоса для общей перекачки от 360 до 540 м³ в минуту на высоту в среднем 4 м.

За последние 10 — 15 лет выполнено весьма значительное количество установок с центробежными насосами для водопроводных станций в разных городах Западной Европы и Союза ССР (например Москва и Ленинград) в соединении с паровыми турбинами. Это доказывает, что опасения малой рентабельности насосов центробежных по сравнению с поршневыми окончательно рассеялись.

Точно так же с большим удобством центробежные насосы могут быть применены при городской канализации для перекачки сточных вод.

Первая большая водоотливочная рудничная установка с центробежными насосами высокого давления была выполнена фирмой братья Зульцер в 1898 г. для серебряного рудника Горкайо (Ногсайо) в Испании. Насосы установлены один над другим в различных этажах рудника при полной глубине в 480 м. Расположение устроено таким образом, что самый нижний насос всасывает воду из зумпфа и передает насосу, стоящему этажом выше; этот последний подобным же образом передает воду выше. Верхние насосы работают также под давлением, причем приняты меры, чтобы их наполнение было всегда обеспечено и доступ воздуха был совершенно невозможен. Работа насосов вполне согласована, так как они приводятся в действие электромоторами с одинаковым числом оборотов и поднимают одно и то же количество воды. Насосы четырехступенчатые имеют диаметр рабочего колеса в 500 мм и подают при 850 оборотах 4,8 м³ в минуту на 130 м высоты. Сначала были установлены три насоса, а впоследствии поставлен четвертый.

В новейшее время при водоотливных установках насосы устанавливаются в самых нижних этажах и подают воду на полную высоту без перекачки из этажа в этаж. Установкой такого рода является водоотливная машина, построенная также фирмой братьев Зульцер на руднике Виктора в Раукселе (Вестфалия).

Точно так же очень удобен в рудничном деле центробежный насос в качестве передвижного опускающего насоса при откачке вод из шахт. Что с такими шахтными насосами можно

также достичь весьма благоприятного коэффициента полезного действия видно из результатов опытов над одним подобным насосом с числом оборотов 1025 и подачей 16 м^3 в минуту на манометрическую высоту подачи в 45 м. При гарантированной мощности получился коэффициент полезного действия в 83%.

Центробежные насосы высокого давления с большим удобством могут быть употребляемы для пожарных целей, причем ради простоты устройства возможно без труда придавать насосам большое число оборотов, что позволит получить большой напор при малом числе последовательно включенных колес. Некоторое уменьшение коэффициента полезного действия от подобного обязательства с избытком окупается удобствами, которые дает легкость получения насоса, делающая возможной установку на повозке с двигателем.

В последнее время изобретены приспособления, позволяющие удалять из центробежного насоса воздух и засасывать тем самым воду с нижнего уровня при помощи некоторого постоянного объема воды, сохраняемого в особой полости насоса и циркулирующего через вращающееся рабочее колесо, причем эта вода захватывает воздух из камеры и удаляет его в напорную трубу. После некоторого, в общем значительного, числа оборотов рабочего колеса удаётся выгнать весь воздух и поднять нижний уровень. Эти приспособления весьма уместны в применении к пожарным насосам.

Необходимо наконец отметить успешные попытки последнего времени применения насосов высокого давления для подведения воды к гидравлическим прессам и аккумуляторам.

В этом случае весьма ценным качеством центробежного насоса является возможность его работы при закрытых задвижках на трубопроводе без чрезмерного повышения давления.

Точно так же ценным является свойство центробежного насоса при увеличении давления автоматически уменьшать подаваемое количество воды и наоборот при уменьшении давления — увеличивать.

Из приведенных примеров более чем очевидно, каким различным требованиям может удовлетворять центробежный насос.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . .	3
Глава I. Основные понятия и определения	5
Глава II. Теория нормального действия центробежного насоса	16
Глава III. Работа центробежного насоса при ненормальном режиме	52
Глава IV. Основные типы центробежных насосов и их детали	61

3256



НБ
УДУНТ
(ДШТ)

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО**

Инж. Ф. КРАУЗ.

НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ. Задачи из практики с решениями. Перев. с нем. инж. В. Н. Пчелина. Под редакцией проф. А. А. Бурдакова. С 53 фиг. (Конспективная серия). Стр. 176. Цена 50 коп.

Инж. Д. СМАРАГДОВ.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ, ИХ УСТРОЙСТВО, ДЕЙСТВИЕ И ПРИНАДЛЕЖНОСТИ К НИМ. Руководство для надсмотрщиков и слесарей. Издание 3-е, перераб., под ред. доц. Н. И. Фальковского. С 24 рис. и 10 фиг. в тексте (Рабочая б-ка). Стр. 60. Цена 25 коп.

Инж. Д. СМАРАГДОВ.

ЭЛЕКТРОНАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ. Руководство для надсмотрщиков и слесарей. С 15 рис. и 29 фиг. в тексте. Изд. 3-е, перераб., под ред. инж. Фальковского (Рабочая б-ка) Стр. 48. Цена 25 коп.

ПФЛЕЙДЕРЕР.

Центробежные насосы.
Печатается

**ПРОДАЖА ВО ВСЕХ ОТДЕЛЕНИЯХ И МАГАЗИНАХ
КНИГОЦЕНТРА ОГИЗа.**

УДМУНТ
ДШТ

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО**

Проф. А. А. БУРДАКОВ.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ.

Руководство для инженеров, техников, студентов при конструировании и разработке установок. С 210 фиг. и 14 табл. Изд. 2-е, исправл. и дополнен. Стр. 184. Цена 2 р. 65 коп.

Проф. А. А. БУРДАКОВ.

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ.

Руководство при проектировании и изучении компрессоров для студентов, инженеров и техников. С 75 фиг. в тексте и 10 табл. черт. Изд. 2-е, дополнен. Стр. 66 + 10 вкл. л. Цена 85 коп.

И. Г. ЕСЬМАН.

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ.

Стр. 128. Цена 75 коп.

Инж. В. ХЕДЕР.

БОЛЬНОЙ НАСОС И БОЛЬНОЙ КОМПРЕССОР.

Перев. с нем. инж. В. Н. Пчелина. Под ред. проф. А. А. Бурдакова. С 243 фиг. в тексте. Стр. 166. Цена 75 коп., в папке 95 коп.

**ПРОДАЖА ВО ВСЕХ ОТДЕЛЕНИЯХ И МАГАЗИНАХ
КНИГОЦЕНТРА ОГИЗа.**

УДМУНТ
ДШТ

Сканували: Петренко О.А.
Покровська Т.В.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)