

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “*Транспортна інженерія*”

Кафедра “*Локомотиви*”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав. кафедрою *Б. Боднар* Борис БОДНАР

“ *20* ” *xii* 2022 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “**Удосконалення системи охолодження наддувочного повітря тепловозних дизелів**”

за освітньою програмою: “*Локомотиви та локомотивне господарство*”
зі спеціальності 273 “*Залізничний транспорт*”
галузі знань 27 “*Транспорт*”

Виконав: студент групи *ЛГ2121*

Кирило Приймаченко Кирило ПРИЙМАЧЕНКО

Керівник *Михайло Капіца* Михайло КАПІЦА

Нормоконтролер *Людмила Колодій* Людмила КОЛОДІЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент *Кирило Приймаченко*

Дніпро, 2022

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty “*Transport engineering*”

Department “*Locomotives*”

EXPLANATORY NOTE

to Master’s Thesis

master

on the topic: “**Improvement of the supercharged air cooling system of diesel locomotives**”

according to educational curriculum: “*Locomotives and Locomotive Economy*”
in the Speciality 273 “*Railway transport*”
field of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group *LG2121*:

Kirilo PRIJMACHENKO

Scientific Supervisor: Mihajlo KAPICA

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2022

РЕФЕРАТ

Дипломна магістерська робота на тему «Удосконалення системи охолодження наддувочного повітря тепловозних дизелів» загальним обсягом 6 креслень та 81 аркуш розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з 4 розділів.

Робота містить 19 ілюстрацій, 2 таблиці та список використаної літератури з 15 найменувань.

Об'єктом дослідження в дипломній магістерській роботі виступає система повітрязабезпечення, а метою – розробка принципової схеми системи охолодження наддувочного повітря.

Проведено аналіз впливу температури наддувочного повітря на робочі процеси тепловозного двигуна.

Подані пропозиції щодо удосконалення принципової схеми системи охолодження наддувочного повітря.

Розроблено та приведено математичну модель роботи системи охолодження, де реалізована можливість отримання результатів, які порівнювались з уже приведеними в спеціальній літературі.

В економічній частині наводиться розрахунок визначення зміни експлуатаційних витрат в частині повітря-вода.

Ключовими словами в магістерській роботі виступають: СИСТЕМА ПОВІТРОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДВИГУНА, ПРИНЦИПОВА СХЕМА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ, ТЕПЛООБМІННИК ТА ПАРОГЕНЕРАТОР, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВИТРАТИ.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ	8
1.1 Поліпшення внутрішньоциліндрових процесів дизеля	8
1.2 Огляд систем охолодження наддувочного повітря	15
2 РОЗРОБКА СХЕМНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ	39
3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ	46
3.1 Математичне моделювання роботи системи при охолодженні наддувочного повітря	46
3.2 Математичне моделювання роботи системи при підігріванні наддувочного повітря	62
3.3 Математичне моделювання гідродинамічних процесів при роботі системи охолодження наддувочного повітря	65
4 ОЦІНКА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ.....	71
ВИСНОВКИ.....	78
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	80

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>							
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>								
<i>Розроб.</i>	<i>Приймаченко</i>				<i>Удосконалення системи охолодження наддувочного повітря тепловозних дизелів</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрцшів</i>		
<i>Перевір.</i>	<i>Капіца</i>								5	79		
<i>Реценз.</i>								<i>УДУНТ, зр. ЛГ2121</i>				
<i>Н. Контр.</i>	<i>Колодій</i>											
<i>Затверд.</i>	<i>Баднар</i>											

ВСТУП

Форсування дизелів наддувом значною мірою стримується низкою негативних факторів, насамперед, пов'язаних із зростанням теплонапруженості циліндропоршневої групи та погіршенням динамічних характеристик двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) (керованості, пристосовності, якості перехідних процесів). Можливість подолання зазначених проблем охолодженням тиску наддувного повітря обмежується рамками традиційних схем турбонаддуву, що визначає інтерес до пошуку нових принципів організації робочих процесів систем повітропостачання двигунів.

До перспективного напрямку розвитку систем наддуву відноситься застосування в якості основного агрегату повітропостачання каскадних обмінників тиску (КОД) – пристроїв прямого обміну тиском, заснованих на безпосередньому обміні енергією між відпрацьованими газами і повітрям, яке стискається. Принциповою відмінністю каскадних обмінників тиску від відомих хвильових обмінників системи наддуву є значно більша енергоефективність обмінних процесів, невисока чутливість показників роботи до відхилення експлуатаційного режиму від розрахункових умов, Високий коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) проявляється у значному перевищенні витрати повітря, яке стискається щодо стискаючого газу.

Серед різних вимог до тепловозних ДВЗ найважливішими є: досягнення високої паливної економічності і задоволення зростаючих екологічних вимог; зростання надійності, компактності; зниження матеріаломісткості, маси, трудомісткості виготовлення і експлуатації. Ці вимоги можуть бути виконані при застосуванні у ДВЗ охолодження наддувочного повітря, як засобу комплексного вдосконалення показників двигунів.

При охолодженні повітря поліпшується наповнення циліндрів свіжим зарядом, що дозволяє спалювати в циліндрах більшу кількість палива і отримувати за рахунок цього більш високу агрегатну потужність двигуна. При високих тисках наддуву зниження температури повітря після компресорів стає

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

неминучим. У сучасному дизелебудуванні дуже широко використовується система охолодження наддувочного повітря і виконується вона різними способами, для реалізації якої застосовують засновані на різних принципах дії нагнітачі, турбокомпресори і теплообмінники.

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		7

1 АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ

1.1 Поліпшення внутрішньоциліндрових процесів дизеля

До факторів, що робить істотний вплив на витрату палива тепловозами в експлуатації, належать: умови експлуатації, режими роботи тепловозів, кліматичні умови, технічний стан тепловозів, техніко-економічні характеристики дизель-генераторної установки (ДГУ).

Процес експлуатації тепловозів характеризується трьома режимними станами: холостий хід, часткове і номінальна навантаження. Час роботи ДГУ на зазначених режимах носить випадковий характер і залежить від умов, в яких працює тепловоз.

Для енергетичних установок магістральних і маневрових тепловозів характерні часті зміни режимів роботи при циклічній зміні навантаження: холостий хід - навантаження - холостий хід.

Навіть під час руху поїзда по нескладній ділянці спостерігаються постійні з зміни режимів. При цьому подача палива збільшується від 0 до 100% і відбуваються різкі її скиди. У загальному випадку для магістральних тепловозів тривалість роботи дизеля на номінальному режимі не є визначальною.

Час роботи ДГУ тепловозів на холостому ході з урахуванням стоянок на шляху прямування коливається в межах від 40 до 80%. У режимі номінальної потужності тепловози працюють від 0,5 до 15% сумарного часу. Решту часу припадає на часткові навантаження. Отже, тепловозні ДГУ на відміну від інших транспортних і стаціонарних дизель-генераторів працюють основний час (85% і більше) на холостому ході та часткових навантаженнях.

Таким чином, при оптимізації тепловозних характеристик необхідно враховувати те, що значна частина палива витрачається саме на часткових навантаженнях ДГУ.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Істотний вплив на економічність тепловозів надають кліматичні умови. Зміна температури зовнішнього повітря й барометричного тиску впливає на робочий процес дизеля. Підвищення зовнішньої температури і зниження барометричного тиску супроводжуються зменшенням заряду циліндрів дизеля повітрям і, як наслідок, збільшенням індикаторної витрати палива.

Одним із основних шляхів досягнення високих показників комбінованих двигунів являється збільшення середнього ефективного тиску:

$$p_e = f\left(\frac{p_a}{T_a}; \frac{\eta_v}{\alpha}; \eta_e\right), \quad (1.1)$$

де p_a і T_a – відповідно тиск і температура повітря в циліндрі на початку стиснення;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

η_v – коефіцієнт наповнення;

η_e – ефективний ККД.

Аналіз впливу різних факторів на величину p_e з урахуванням можливих меж їх зміни показує, що найбільш просте збільшення середнього ефективного тиску може бути досягнуте збільшенням відношення p_a/T_a , яке практично пропорційне щільності повітряного заряду циліндрів. При цьому завжди раціональніше зменшувати T_a , так як в цьому випадку максимальні теплові і динамічні напруження будуть менші, ніж у випадку досягнення тих же значень збільшенням p_a . Отриманий ефект кількісно залежить від досконалості способу, і конструкції пристроїв, які використовуються для охолодження повітря.

Якщо втрати тиску за рахунок охолодження повітря будуть такими, що сумарне зростання щільності повітря буде незначним або зовсім відсутніми, а також у випадку, якщо витрати потужності на функціонування системи охолодження (на переміщення повітря і охолоджуючої рідини, а при

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідності, і на охолодження останньої) виявляться близькими до збільшення індикаторної потужності, що отримується внаслідок охолодження наддувочного повітря, то таке охолодження термодинамічно невиправдано.

При оцінці доцільності установки охолоджувача наддувочного повітря і супутніх йому вузлів і деталей необхідно одночасно з термодинамічним ефектом, у кожному конкретному випадку враховувати як можливе зменшення температур деталей двигуна і підвищення їх надійності, так і збільшення витрат на систему охолодження повітря і збільшення розмірів силової установки, пов'язаних із застосуванням цієї системи.

Розрахунки виконані по рівнянню:

$$p_e = \frac{Q_n \cdot \eta_v}{0,9 R_B L_0} \cdot \frac{\eta_e}{\alpha} \cdot \frac{p_a}{T_a}, \quad (1.2)$$

де L_0 – теоретична кількість повітря в циліндрі;

R_B – газова стала повітря, Дж/кг · К.

В рівнянні (1.2) прийнято:

$$p_a = 0,95 p_x, \quad (1.3)$$

$$p_x = 0,99 p_k, \quad (1.4)$$

$$T_a = 1,05 T_x, \quad (1.5)$$

де p_x – тиск повітря після охолоджувача;

p_k – тиск повітря перед охолоджувачем;

T_x – температура повітря після охолоджувача.

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Із застосуванням охолодження повітря можна забезпечити пропорційність між p_e і p_K (рис. 1.1). Без охолодження повітря зростання p_e суттєво загальмовується і уже при $p_K = 0,294$ МПа складає тільки 70% величини p_e , отриманої при охолодженні наддувочного повітря.

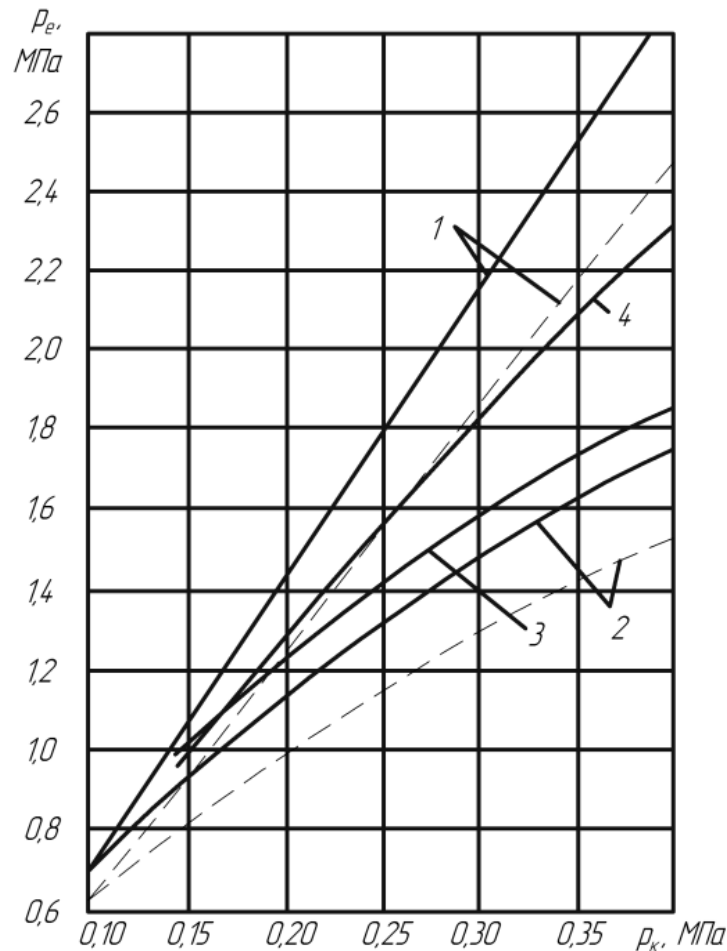


Рисунок 1.1 – Зміна p_e в залежності від p_K :

- 1 – з охолодженням до значення $T_x = T_0 = 298$ К ; 2 – без охолодження;
 3 – з постійною величиною $\Delta T_x = 30$ К ; 4 – з постійним значення $\eta_e = 0,7$;
 суцільні лінії – $\eta_e = 0,4$ $\alpha = 1,6$; штрихові лінії – $\eta_e = 0,35$ $\alpha = 1,6$

Збільшення ефективного ККД η_e з 0,35 до 0,4 збільшує p_e в 1,14 рази, але не міняє характер відносного росту p_e (рис. 1.2).

Точніше ефект охолодження наддувочного повітря в поверхневих

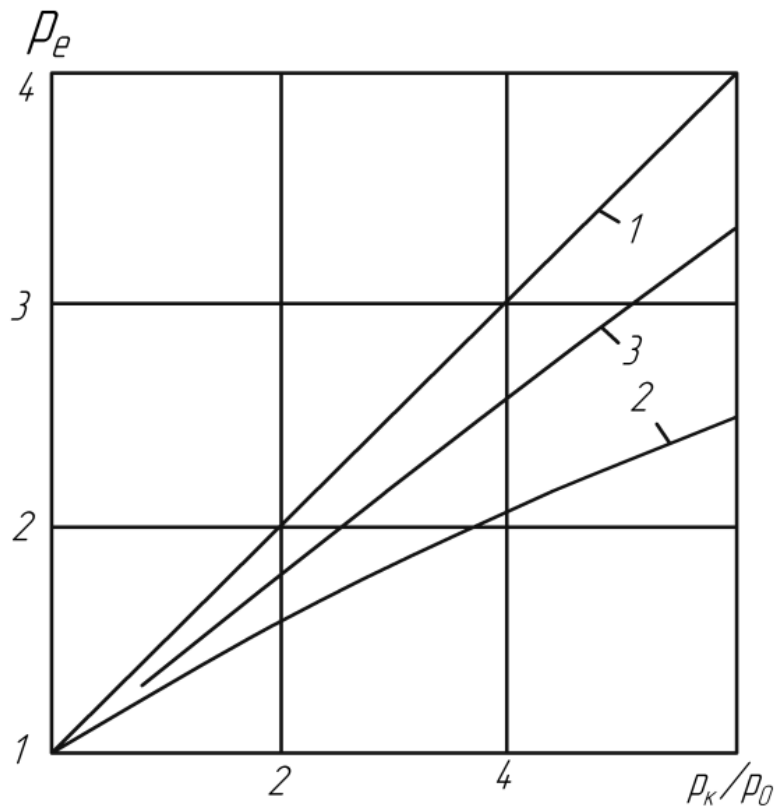


Рисунок 1.2 – Зміна p_e в залежності від p_k/p_0 :

1 – при охолодженні до $T_x = T_0 = 298$ К ; 2 – без охолодження; 3 – з постійним значенням $\eta_e = 0,7$

охолоджувачах з метою збільшення щільності повітряного заряду циліндрів ρ можна оцінити відношенням:

$$\rho = \frac{\frac{p_k - \Delta p_x}{R(T_k - \Delta T_x)}}{\frac{p_k}{RT_k}} = \frac{p_k - \Delta p_x}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k - \Delta T_x} = \frac{p_x}{p_k} \cdot \frac{1}{\frac{T_x}{T_k}} = \frac{G_{\text{ВНХ}}}{G_{\text{ВН}}} = G_{\text{ВНХ}}, \quad (1.6)$$

де Δp_x – перепад тиску повітря в охолоджувачі, МПа ;

ΔT_x – перепад температури повітря в охолоджувачі, К;

G – витрата повітря, кг/с.

Індекси «вн» відносяться до двигуна з наддувом, а «внх» - до двигуна з наддувом і охолодженням наддувочного повітря.

Очевидно, що застосування охолоджувача повітря виправдане тільки у випадку, коли:

$$\frac{T_k - \Delta T_x}{T_k} < \frac{p_k - \Delta p_x}{p_k}, \quad (1.7)$$

При двоступінчатому наддуві і проміжному охолодженні величини $p_k - \Delta p_x = p_x$ і $T_k - \Delta T_x = T_x$ повинні замінюватись величинами тиску і температури повітря перед поршневою частиною з урахуванням ступінчатого стиску і проміжного охолодження.

Зміна значення $G_{внх}$ в залежності від величин втрати тиску Δp_x і зниження температури повітря ΔT_x для різних значень p_k і $\eta_k = 0,8$ представлено на рис. 1.3 Розрахунки показали, що при зміні p_k в межах від 0,13 до 0,25 МПа величина $G_{внх}$ змінюється. На рис. 1.3 можна виділити область, в якій охолодження наддувочного повітря термодинамічно виправдано, і область, яку умовно доцільно назвати «забороненою».

До останньої належить ділянка, в межах якої $G_{внх} \leq 1$. Ця ділянка невелика, оскільки відсутність відносного зростання повітряного заряду можливо тільки при високих опорах охолоджувача і одночасно низьких перепадах температур $\Delta T_x < 20$ К. Якщо ж врахувати затрати енергії на переміщення повітря і води в охолоджуючому пристрої, то отримуємо уточнену границю забороненої області. З цією метою в нижній половині графіка на (рис 1.3) побудована залежність відносних затрат потужності на функціонування систем охолодження повітря від перепаду температур ΔT_x .

Так як відносна зміна індикаторної потужності $N_i + N_{арп} / N_i$ майже пропорційна зміні відносної величини повітряного заряду циліндра, то, дзеркально відобразивши графік нижньої половини рисунка на його верхню

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

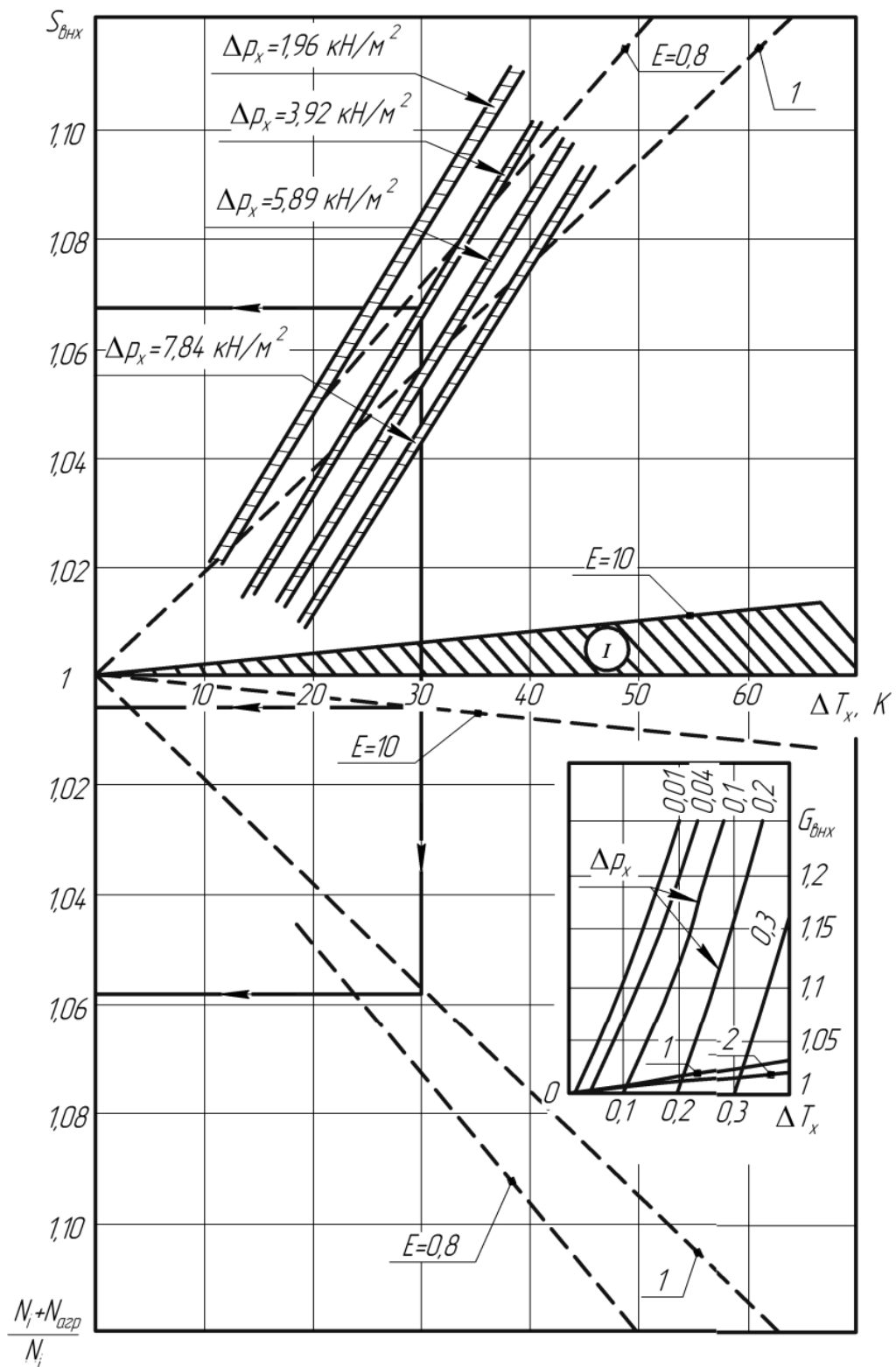


Рисунок 1.3 – Зміна $G_{\text{внх}} = f(\Delta T_x, \Delta p_x, p_k)$ і $G_{\text{внх}} = f_1(\overline{\Delta T_x}, \overline{\Delta p_x})$:

1 – $T_K/E = 40$; 2 – $T_K/E = 30$; штрихові лінії – лінії постійних значень

$E = G_{\text{вср}} \Delta T_x / N_{\text{агр}}$; $N_{\text{агр}}$ – потужність, яка затрачається на переміщення повітря

і води через охолоджувач

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170136.000.03MP.ПЗ

Арк.

14

половину, отримаємо розмежування поля $G_{\text{внх}} = f(\Delta T_x, \Delta p_x)$ на область, в якій виправдано охолодження наддувочного повітря, і «заборонену» область 1, в якій втрати на охолодження повітря такі, що виграшу в ефективній потужності двигуна не буде.

Результати експериментальних і розрахункових дослідів показують, що потужність комбінованого двигуна внутрішнього згорання збільшується на 2-4% при пониженні температури наддувочного повітря на кожні 10К (при $T_k = 300 - 400\text{K}$).

Зі зростанням p_e збільшується ефективність охолодження повітря, а при степені збільшення тиску в компресорі $\pi_k \geq 3$ охолодження стає необхідним, так як швидкість зростання щільності повітря (при високих значеннях π_k) починає суттєво відставати від швидкості зростання тиску наддувочного повітря. Крім того, при наддуві без охолодження повітря погіршується термодинамічний цикл через появу необхідності обмеження максимального тиску згорання.

1.2 Огляд систем охолодження наддувочного повітря

Всі відомі способи охолодження наддувочного повітря в комбінованих двигунах можна розбити на дві групи:

- охолодження всередині циліндрів поршневої частини;
- охолодження поза циліндром.

Охолодження в циліндрах поршневої частини засноване на зниженні температури стисненого повітря при його розширенні. Ефективність охолодження повітря всередині циліндрів поліпшується при його поєднанні з охолодженням поза циліндром.

Для охолодження наддувочного повітря поза циліндром використовуються наступні способи:

- поверхневе охолодження в рекуперативних теплообмінниках;
- випарне охолодження за рахунок впорскування рідини в наддувочне

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

повітря;

– водоконтактне охолодження за рахунок теплообміну при безпосередньому контакті з рідиною;

– турбодетандерне охолодження;

– використання теплоти вихідних газів для попереднього охолодження повітря;

– охолодження з використанням автоматичного органу управління (АОУ).

Найбільш поширене охолодження наддувочного повітря в поверхневих охолоджувачах рекуперативного типу, в яких по одну сторону поверхні циркулює стиснене повітря, а по іншу - охолоджуюча рідина (головним чином вода або атмосферне повітря).

Поверхневі охолоджувачі з водою в якості холодильного агента застосовуються на багатьох вітчизняних тепловозних комбінованих двигунах.

На двигуні 12ДН23/30 (14Д40) пасажирського тепловоза М62 охолоджувач повітря поміщений між першою і другою ступенями наддуву. У цьому випадку проміжне охолодження зменшує, крім того, роботу стиснення і відповідно витрати потужності на привід компресора другого ступеня наддуву.

На двигунах фірми Нордберг та інших встановлюються два охолоджувача по охолоджувачу на кожен ступінь наддуву. Економія потужності на стиснення наддувочного повітря тим помітніше, чим вище π_k і нижче η_k .

На двигунах типу ДН20,7/2х25,4 (10Д100) охолоджувач повітря розміщений за компресором другого ступеня наддуву. При такому розташуванні охолоджувача не використовуються переваги, пов'язані зі зменшенням витрат потужності на наддув, але з'являється можливість скорочення охолоджуючої поверхні завдяки великому температурному напору і щільності повітря. Як показує практика, розміщення охолоджувача між компресорами першого і другого ступенів наддуву отримало досить широке поширення.

Дещо ізольовано розвивалися рекуперативні охолоджувачі систем повітропостачання комбінованих двигунів, в яких охолоджуючим агентом

					0032.170136.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

служить атмосферне повітря. Поки відомо застосування таких охолоджувачів тільки на тепловозах. Пояснюється це тим, що вода на тепловозі, використовувана для охолодження наддувочного повітря, має порівняно високу температуру, так як, в свою чергу, охолоджується атмосферним повітрям.

Заміна води, як охолоджуючого теплоносія, повітрям дещо спрощує систему повітропостачання двигуна. Із системи виключається водяний насос і його привід, замість двох охолоджувачів (двигуна і другого для охолодження води повітрям) залишається тільки один повітро-повітряний охолоджувач. Найвищий температурний напір між охолоджуваним і охолоджуючим повітрям використовується повністю тільки в одному теплообміннику. Такий охолоджувач, наприклад, був розроблений для двигуна 6ЧН31,8/33 (ПД1М) тепловоза ТЭМ2. Атмосферне повітря, що протікає в охолоджувачі і охолоджуючи зовні плоско-трубчасту поверхню теплообміну, подається ежектором, що використовує енергію випускних газів.

На Коломенському тепловозобудівному заводі ім. В. В. Куйбишева, починаючи з 1949 р, проводилися роботи з використання випарного охолодження наддувочного повітря (випаровуванням в ньому розпиленої води). У 1955-1956 рр. випарне охолодження досліджувалось на двигуні Миррліс TL3, який обладнаний турбокомпресором НЕПІР TS 90 і охолоджувачами фірми Броун – Бовери.

Як показали досліди, на тепловозному двигунів типу ДМ23/30 при розпилюванні води перед вхідним патрубком компресора процес стиснення в ньому наближається до ізотермічного. Для порівняння там же показано протікання процесу стиснення в системі повітропостачання тепловозного двигуна 16ДГ123/30 (Д15) з поверхневим охолоджувачем.

Детальне дослідження роботи турбокомпресора з випарним охолодженням повітря показало, що параметри навіть непристосованого до стиснення двохфазного робочого тіла компресора поліпшуються. При дослідженні на стенді у вхідному патрубку компресора відцентровою форсункою розпилювалась різна

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

кількість води і підтримувалася постійною температура засмоктуваного повітря.

Кількість води, яка випаровується визначали за відносною вологістю повітря на виході з компресора, а також на підставі зіставлення кількості тепла, потрібного на нагрівання і випаровування розпиленої на вході в компресор води, з різницею теплоємності повітря на виході з компресора без уприскування і з уприскуванням води. Необхідність такого подвійного контролю пов'язана з наближеністю розрахунків в обох випадках.

Випробовування показали, що температура повітря на виході з компресора падає майже пропорційно кількості розпиленої води. В якості охолоджуючої рідини використовується: вода, спирт, аміак. При роботі компресора з номінальною частотою обертання подача води в кількості 1% витрати повітря приводила до пониження температури T_k за компресором приблизно на 24К. При подачі води в кількості до 1,6% температура повітря знижується на $\Delta T = 40\text{К}$.

Аналогічні результати отримуються при визначенні величини ΔT формулою:

$$\Delta T = \frac{G_{\omega}}{G_{\nu}} \left(\frac{q + \vartheta}{c_p} \right), \quad (1.8)$$

де G_{ω} – витрата розпиленої води;

G_{ν} – витрата повітря;

q – теплота, яка затрачається на нагрівання води до температури насичення;

ϑ – прихована теплота випаровування;

c_p – теплоємність повітря при постійному тиску.

Повне випаровування води без 100%-го насичення повітря вологою мало місце у всьому діапазоні зміни витрати повітря від мінімального (обмеженого помпажом), до максимального при ступені підвищення тиску в компресорі від 1,6 до 2,2, витраті води до 1,6% витрати повітря і при температурі навколишнього

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

середовища 23 – 25К.

Очевидно, що при збільшенні температури навколишнього середовища і при більш високих степенях підвищення тиску ефективність охолодження повітря зростає, оскільки збільшується кількість вологи, яка виявиться можливою для уприскування в компресор (під час випробувань випарного охолодження безпосередньо на тепловозному двигунів 16ДН23/30 кількість води, що випарувалась тільки в агрегатах наддуву доходило до 2,5% витрати повітря).

Степінь підвищення тиску в компресорі при випарному охолодженні вище на 3-5% в порівнянні з величиною π_K без охолодження. Одночасно на 3-5% збільшується ККД компресора, який досягає 75%. Так як частота обертання ротора компресора в дослідях залишалася постійною, і, отже, постійною була робота, яка витрачається на стиснення повітря, то при однаковому збільшенні тепломісткості в зоні більш низьких температур при випарному охолодженні степінь підвищення тиску виходив більший, ніж при стисненні більш високих температур.

Результат міг би бути ще кращим, якщо б проточна частина компресора була спроектована з урахуванням необхідності стиснення двохфазного робочого тіла і зокрема, з урахуванням зменшення питомого обсягу суміші повітря і води на початку її випаровування і збільшення питомого обсягу суміші повітря і водяної пари при подальшому нагріванні суміші від стиснення, а також з урахуванням гальмуючого впливу на потік крапель води, які не випарувались.

У ході досліджень двигунів випарне охолодження використовувалося для оцінки можливості подальшого їх форсування по p_e метою імітування зміни температури зовнішнього повітря, а також для оцінки ефекту охолодження наддувочного повітря при з'ясуванні необхідності установки поверхневих охолоджувачів для зниження теплонапруженості двигунів. У всіх випадках отримували підвищення індикаторного ККД комбінованого двигуна внаслідок збільшення масової витрати повітря.

Поряд зі збільшенням індикаторного ККД при використанні випарного

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

охолодження наддувочного повітря вдавалося отримати і зростання механічного ККД шляхом спалювання великих порцій палива і отримання великої ефективної потужності при тих же частотах обертання колінчастого вала і практично при тих же механічних втратах.

Зниження температури випускних газів при випарному охолодженні наддувочного повітря було приблизно в 1,5–2,5 рази більше зниження температури в наддувочному колекторі або в продувному ресивері (залежно від типу двигуна). Таким чином мало місце зниження теплонапруженості не тільки деталей поршневої частини, а й лопаток газових турбін. У зв'язку з цим видається важливим той факт, що турбокомпресор, що має тільки газовий зв'язок з поршневою частиною і розрахований на роботу без випарного охолодження наддувочного повітря, не знижує частоти обертання ротора після введення випарного охолодження при тій же ефективній потужності двигуна. Це пояснюється тим, що зменшення роботи на стиск при випаровуванні вологи в стиснутому повітрі знижує навантаження газової турбіни.

Крім того, працездатність суміші пари, продуктів згорання і повітря при одній і тій же температурі вище, ніж працездатність суміші чистих продуктів згорання і повітря. Тому навіть зниження температури випускних газів поршневої частини на 60–80К мало знижує працездатність випускних газів при випарному охолодженні. Практично при подачі води значення π_k навіть зростає.

Застосування випарного охолодження повітря в комбінованих двигунах дозволяє економити кольорові метали і кошти на виготовлення двигуна, оскільки виключаються поверхневі охолоджувачі.

Незважаючи на зазначені позитивні якості, випарне охолодження не набуло широкого поширення. Це пояснюється рядом причин. До теперішнього часу результати експлуатаційних та стендових випробувань не стабільні. Незрозумілим здавалось питання про надійність роботи комбінованого двигуна в цілому, зокрема про стабільність властивостей мастила при роботі з зволженим наддувочним повітрям. Важливим є також і те, що для залізничного транспорту

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

поповнення запасів води в дорозі незручно і пов'язано з можливістю потрапляння дуже жорсткої і навіть нечистої води, а возити значні запаси води на тепловозі недоцільно.

Тривалі стендові випробування двигуна типу ЧН30/38 дозволили встановити, що охолодження наддувочного повітря за допомогою випаровування води практично не впливає на швидкість старіння масла в системі змащення комбінованого двигуна у випадку, якщо подача води в залежності від навантаження регулюється так, що забезпечується повне її випаровування до попадання в циліндри двигуна. Присутність же в наддувочному повітрі крапель води, які не випарувались прискорює старіння масла подібно до того, як це відбувається при попаданні води безпосередньо в систему змащення.

Слід відмітити, що все частіше стали застосовувати епізодичне вприскування води в компресори для боротьби з відкладенням в проточній частині (що також відноситься до позитивних властивостей випарного охолодження).

В системі додатково встановлені плунжерний водяний насос високого тиску, з'єднаний з валом двигуна з можливістю відключення від нього, датчик температури наддувочного повітря, датчик швидкості обертання вала двигуна і автоматичний орган управління подачею води до форсунки.

Система охолодження наддувочного повітря працює таким чином (рис. 1.4).

Атмосферне повітря компресором 3 агрегатами наддуву 2 стискається і по повітропроводу 4 подається у впускний колектор 5 двигуна 1. Температура наддувочного повітря вимірюється датчиком 8, сигнал від якого подається в АОУ 10. Для охолодження наддувочного повітря при його температурі вище допустимої по сигналу датчика 8 АОУ 10 включає керовану муфту 14, з'єднуючи вал плунжерного насоса 7 з валом двигуна 1, і відкриває запірний клапан 15.

Вода з бака 13 надходить в плунжерний насос 7 і по трубопроводу 11 під високим тиском подається в форсунку 6. Вода форсункою 6 в розпиленому

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

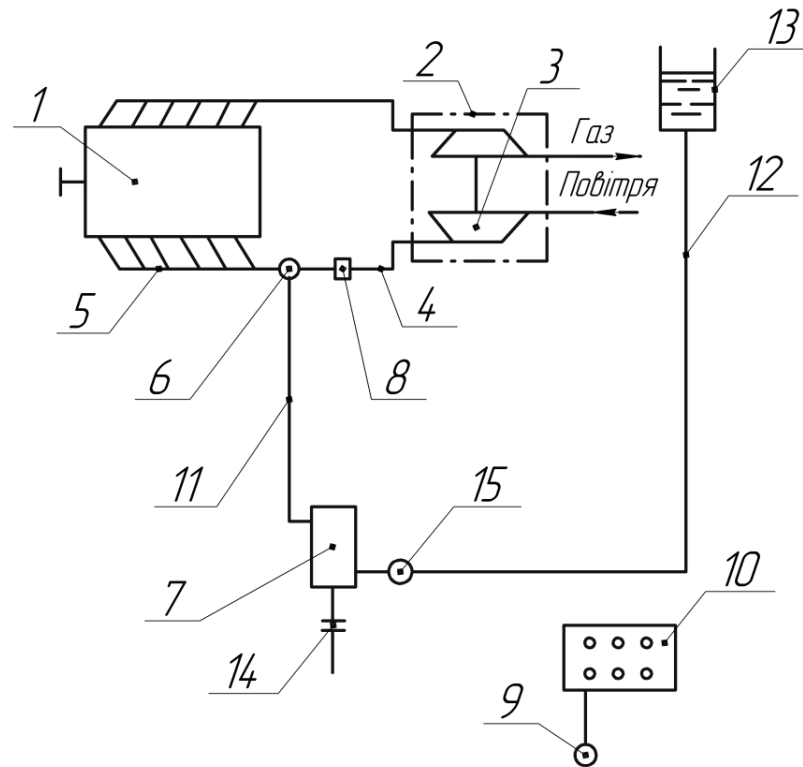


Рисунок 1.4 – Принципова схема системи охолодження наддувального повітря ДВЗ:

1 – двигун; 2 – агрегат наддуву; 3 – компресор; 4 – повітропровід; 5 – впускний колектор; 6 – форсунка; 7 – плунжерний водяний насос; 8 – датчик температури наддувального повітря; 9 – датчик швидкості обертання вала двигуна; 10 – автоматичний орган управління; 11,12 – трубопровід; 13 – водяний бак; 14 – муфта; 15 – запірний клапан

вигляді вприскується в наддувочне повітря і в ньому випаровується, відбираючи від нього теплоту, в результаті чого температура наддувального повітря знижується. Циклова подача води до форсунки 6 регулюється положенням рейки плунжерного насоса 7, яке змінюється АОУ 10 по сигналу датчика 9 швидкості обертання вала двигуна.

При температурі наддувального повітря нижче допустимої його охолодження припиняють. По сигналу датчика 8 АОУ 10 вимикає керувану муфту 14, від'єднання вал плунжерного насоса 7 від валу двигуна 1, і закриває запірний клапан 15. При цьому плунжерний насос 7 відключається і вода

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

форсункою 6 в наддувочне повітря не подається.

При контактному охолодженні наддувочне повітря безпосередньо контактує зі струменями води. Недоліками методу є: можливість потрапляння води в циліндри двигуна, велика витрата води і необхідність додаткових витрат потужності на прокачування води. Перевагами даного методу є можливість економити кольорові метали і кошти на виготовлення двигуна, оскільки виключаються поверхневі охолоджувачі.

Потужність двигуна з наддувом може бути істотно підвищена за рахунок турбодетандерного охолодження наддувочного повітря. Кордон досяжного мінімуму температури наддувочного повітря визначається температурою охолоджуючого середовища. За практичними і економічними міркуваннями (оскільки розміри охолоджувача наддувочного повітря обмежені) температура наддувочного повітря на режимі повного навантаження двигуна завжди помітно вища, ніж температура охолоджуючого середовища на вході в охолоджувач наддувочного повітря. Використання турбодетандерного охолодження також дає можливість зменшити температуру наддувочного повітря нижче межі, визначеної температурою охолоджуючого середовища.

Вперше було застосоване на двигунах фірми «Купер – Бессемер» (США), що використовуються в тропічних умовах.

Основним елементом турбодетандерної системи є турбіна (турбодетандер), в якій повітря, розширюючись, охолоджується. Потужність, що отримується при цьому, використовується для додаткового стиснення наддувочного повітря.

Турбодетандерна система дозволяє здійснювати глибоке охолодження повітря, проте вона ускладнює конструкцію ДВС і збільшує його масу і вартість.

Схема двигуна з турбодетандерним охолодженням, при якій другий турбокомпресор включений в якості так званого турбодетандера послідовно з першим турбокомпресором, зображена на рис. 1.5. Для того щоб зберегти прийнятні умовні позначення для станів на вході і виході компресора і турбіни, нумерація станів на цій схемі не відповідає напрямку потоку. Повітря, що

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

ККД охолоджуючої турбіни $\eta_{Г ад} = 0,785$.

Користування номограмою поясним за допомогою прикладу. Для степеня розширення газів в турбіні T $p_3 / p_4 = 2,0$ і температури випускних газів, яка рівна 923K (650°C) знаходиться степінь підвищення тиску в компресорі K $p_2 / p_1 = 2,90$. Нехтуючи втратами в охолоджувачі X_1 маємо $p_3 / p_1 = p_2 / p_1$. Якщо тиск наддуву p_8 в 2,4 рази більше, ніж тиск впуску p_1 то відношення степеня підвищення тиску в компресорі $K_{ТД}$ до степеня розширення повітря в турбіні $T_{ТД}$ складає $\pi_{K_{ТД}} / \pi_{T_{ТД}} = 0,83$. Якщо, крім того, припустити, що температури T_5 і T_7 рівні, то для степеня розширення в турбіні $T_{ТД}$ $p_7 / p_8 = 1,48$, а для степеня підвищення тиску в компресорі турбодетандера $p_6 / p_5 = 1,23$, вважаючи, що в охолоджувачі X_2 повітря охолоджується до температури $t_7 = 55^\circ\text{C}$ (температура охолоджуючого середовища на вході $40\text{--}45^\circ\text{C}$), знайдемо зниження температури в охолоджуючій турбіні $t_7 - t_8 = 28\text{K}$. Звідси температура наддувочного повітря виходить рівною $t_8 = 55^\circ - 28^\circ = 27^\circ\text{C}$, також значно нижча температури охолоджуючого середовища $40\text{--}45^\circ\text{C}$.

Зниження температури, що досягається в охолоджуючій турбіні, буде тим більше, чим більше тиск повітря перед турбодетандером перевищує тиск наддуву. Таким чином, ефективність застосування турбоохолоджувача залежить від того, на скільки може бути підвищена потужність турбокомпресора за рахунок збільшення тепло перепаду, який спрацьовує в газовій турбіні T ; при цьому збільшений підпір випускних газів за двигуном не повинен звести нанівець вигравш, досягнутий при охолодженні і, отже, збільшенні кількості заряду повітря.

Внаслідок більш високого підпору випускних газів при турбодетандерному охолодженні спочатку утрудняється продування, а при подальшому підвищенні тиску p_3 зменшується і кількість заряду. І те й інше діє в напрямку, протилежному збільшенню заряду за рахунок зниження температури наддувочного повітря при турбодетандерному охолодженні. При певній величині

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

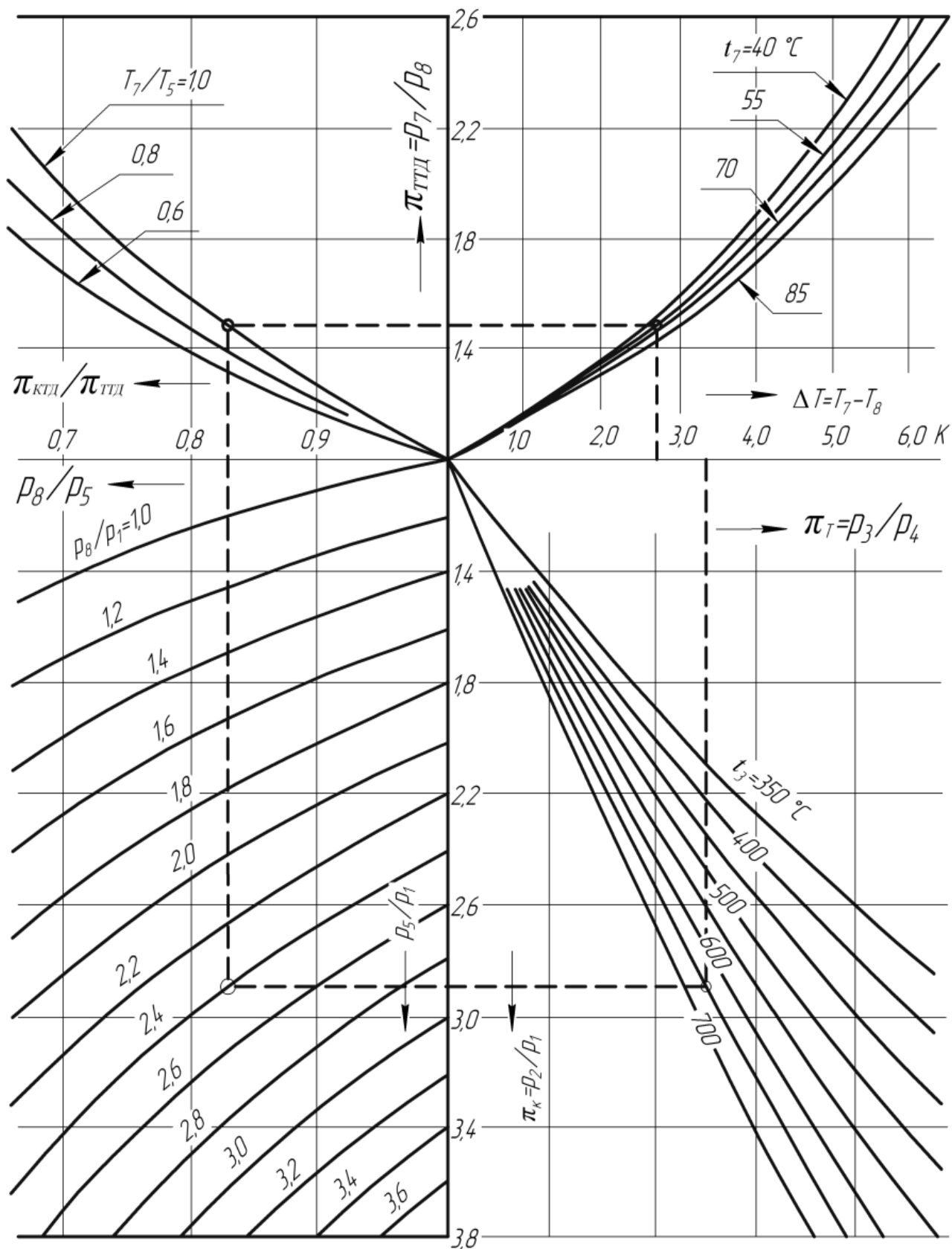


Рисунок 1.6 – Номограма для визначення пониження температури в охолоджуючій турбіні

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170136.000.03MP.ПЗ

підпору стає неможливим досягнення збільшення кількості заряду, а отже, і підвищення потужності. Зворотний вплив підвищеного підпору на кількість свіжого заряду в циліндрі залежить і від випускної системи.

На рис. 1.7 показана залежність відношення середніх ефективних тисків при турбодетандерному охолодженні і при звичайному способі охолодження наддувочного повітря p_e / p_{e0} від відношення тиску $p_{\text{вип}} / p_{\text{вп}}$ для певного прикладу. Криві починаються при $p_e / p_{e0} = 1$ також двигун має охолодження наддувочного повітря без турбодетандера (або при відключеному). При підвищенні тиску $p_{\text{вип}}$ приріст потужності за рахунок застосування турбодетандерного охолодження збільшується приблизно до $p_{\text{вип}} / p_{\text{вп}} = 0,97$, при подальшому підвищенні підпору газів вираш в потужності знову зменшується. У цьому прикладі тиск наддуву $p_{\text{вп}} = 0,25$ МПа підтримувався постійним; постійними були і температура на виході із охолоджувачів наддувочного повітря 40°C (313К) і ККД турбокомпресора $\eta_{\text{ТК}} = 0,6$. При турбодетандерному охолодженні застосовувалися два охолоджувача наддувочного повітря (рис. 1.5). Охолоджувач X_1 не є неодмінно необхідним перед турбодетандером. Однак його відсутність робить деякий негативний вплив на ефект охолодження, так як компресор турбодетандера $K_{\text{ТД}}$ в цьому випадку повинен стискати повітря при більш високій температурі на вході, що відображається на балансі потужностей.

Розрахунок, відповідає для трьох значень коефіцієнта надлишку повітря для згоряння α : 1,5; 1,7 і 2,0; максимальне підвищення становить 10%. Витрата палива при турбодетандерному охолодженні трохи вища через меншу повноту петлі газообміну індикаторної діаграми при більш високому підпорі газів.

Як впливає з рис. 1.7, вплив ККД турбокомпресора і ККД турбодетандера дуже велике: $\eta_{\text{ТК}} = 0,7$ (значення, яке в даний час ще практично не досягнуто) підвищення потужності при турбоохолоджувачі досягло б 16%.

Дещо вище було б збільшення потужності, якби порівняння обох способів

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

підпору випускних газів, то тут перспективи застосування турбодетандерного охолодження з самого початку менш сприятливі, ніж при чотиритактному циклі. В цілому можна констатувати, що по сучасному рівню знань застосування турбодетандерного охолодження на дизелях є недоцільним. Витрати на другий агрегат (турбодетандер) і на другий охолоджувач наддувочного повітря для підвищення потужності лише на $\sim 10\%$ є занадто високими. Підвищення тиску наддуву, хоча і супроводжується зростанням максимального тиску згоряння і відповідними конструктивними змінами, значно простіше і дешевше. Тому турбодетандерне охолодження дизелів, незважаючи на те, що цей спосіб був запропонований вже давно і неодноразово випробовувався експериментально, практично ніколи не застосовувався.

Для попередньої оцінки впливу експлуатаційних факторів ($T_H, T_{w1}, \eta_K, \pi_K$) на величину T_S розглянуті три варіанти схемного рішення системи охолодження наддувочного повітря з використанням АОУ рис. 1.8: традиційна схема (схема а) з охолодженням повітря після компресора водою в охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП), схема з використанням автоматичного органа управління (АОУ) для охолодження проміжного теплоносія на вході в ОНП (схема б) і схема з попередніми охолодженням зовнішнього повітря за допомогою (АОУ) в охолоджувачі попереднього охолодження повітря (ОПОП) і традиційним ОНП (схема в).

Так, зростання величини T_H на 20К призводить до збільшення температури T_S з 339 до 360К, тобто на 21К, при значенні ступеня охолодження повітря $E = 0,75$ і з 329 до 350К при значенні $E = 0,82$ (схема а). Таким чином, зміна величини E практично не впливає на зміну T_S . У середньому підвищення температури T_H на 1К відповідає також підвищення температури T_S на 1К (рис. 1.9).

При охолодженні наддувочного повітря за допомогою АОУ (наприклад, згідно зі схемою б) ефективність охолодження ($\Delta T_S / \Delta T_{w1}$) в середньому

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

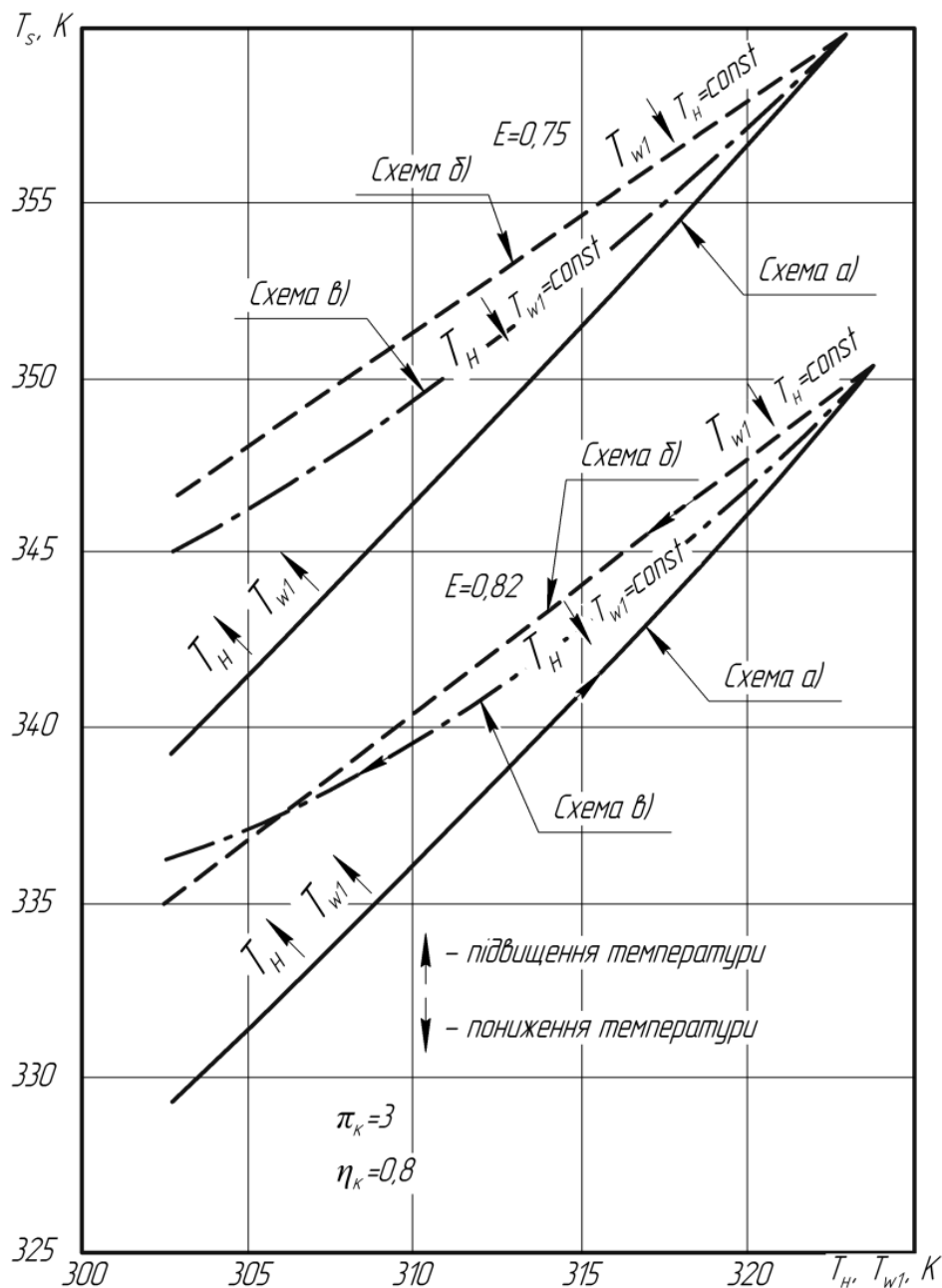


Рисунок 1.9 – Залежність температури повітря на вході в циліндри двигуна T_s від зміни температур повітря на вході в компресор T_H і охолоджуючої води T_{w1} для різних схем системи охолодження

простотою і надійністю в експлуатації, завдяки чому її постановка в дизельну установку не приводить до помітного її ускладнення. Схема ежекторної тепловикористовуючої установки попереднього охолодження повітря, що використовує теплоту вихідних газів ДВЗ, наведена на рис. 1.10.

Ежекторна ТХМ складається з паросилового та холодильного контурів.

відповідно температурі, відводячи теплоту від повітря на вході ТК ДВЗ. Ежектор поєднує функції детандера паросилового контуру (розширення пари відбувається в його соплі) і компресора холодильного контуру (підвищення тиску пари, всмоктуваного з В-ПО, відбувається в камері змішування і дифузори).

В системах охолодження ДВЗ використовуються різні теплообмінники. Всі вони, як правило, є рекуперативними. До рекуперативних відносять теплообмінники, в яких теплопередача відбувається через стінку, що розділяє теплоносії.

Пропонована класифікація ділить апарати за такими основними ознаками:

- по виду теплоносіїв;
- за схемою взаємного руху теплоносіїв в теплообміннику;
- за особливостями перемішування теплоносіїв в кожному наступному перетині по ходу теплоносіїв;
- по виду поверхні теплообміну;
- за загальною схемою конструкції теплообмінника.

По виду теплоносіїв розрізняють: повітря-повітряні і повітря-водняні.

За схемою взаємного руху теплоносіїв рис. 1.11 розрізняють теплообмінники протиточні (а), прямоточні (б), перехресноточні (в), з реверсивним потоком (г). Крім цих основних схем застосовують конструкції з багаторазовим перехресним потоком при загальному протivotоку (д), теплообмінники з багаторазовим реверсивним потоком (е) і ряд інших. Нерідко дійсна схема взаємного руху теплоносіїв не може бути віднесена чітко ні до одного з відомих і описаних варіантів або віднесена до них з певними відхиленнями.

За особливостями перемішування теплоносія в кожному наступному перетині по ходу теплоносія теплообмінники бувають з перемішуваними і не перемішуваними теплоносіями, причому кожне з названих вище визначень може ставитися або відразу до двох теплоносіїв, або кожен теплоносій може мати свій характер перемішування. Прикладом перемішувачого або змішувачого руху може

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

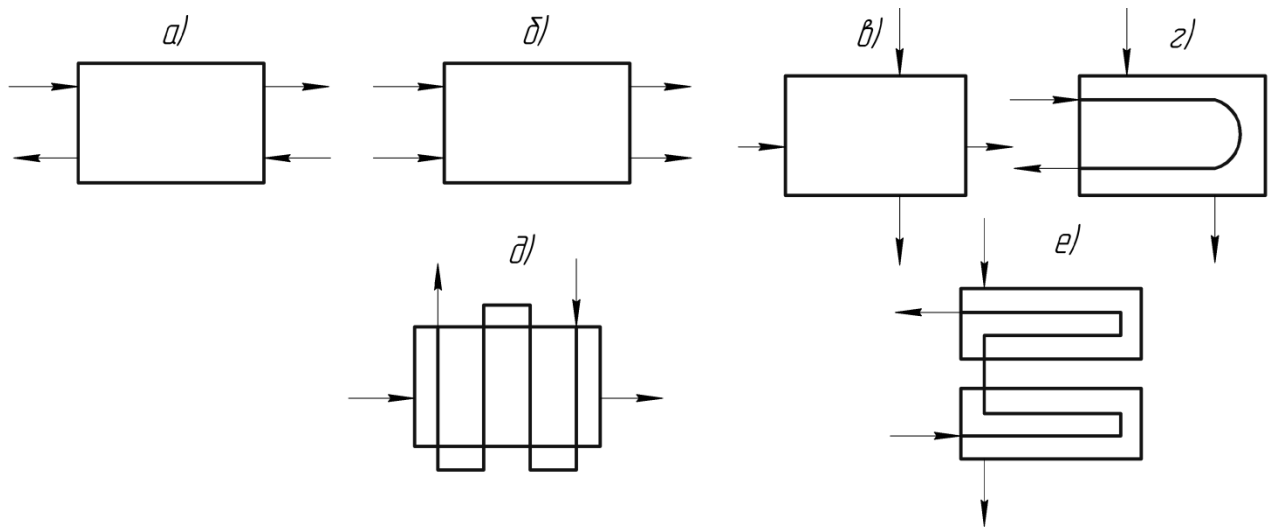


Рисунок 1.11 – Схеми взаємного руху теплоносіїв

бути потік повітря поперек пучка труб.

Тут за кожним рядом труб повітря повністю переміщується по всьому перетину теплообмінника. В результаті цього зміна температури повітря по ходу теплоносія залежить тільки від однієї координати – довжини теплообмінника по ходу руху повітряного потоку.

Перпендикулярно цим напрямком уздовж або поперек трубок в будь-якій точці перетину теплообмінника температура повітря теоретично однакова. Прикладом не змішаного руху теплоносія може бути потік води по трубках пучка перпендикулярно потоку повітря. У першому ряду трубок по ходу повітря вода буде нагріватися сильніше, оскільки повітря тут найгарячіше, а в подальших рядах трубок вода буде нагріватися слабкіше. В результаті в кожному перерізі водяного потоку, перпендикулярного пучку трубок, в тому числі і в перетині на виході з трубного пучка температура води різна в різних точках перетину, тобто температура води буде функцією не тільки координати, спрямованої уздовж по ходу течії потоку, але і координати, спрямованої по ходу течії повітря, перпендикулярно названому вище напрямку. Крім зазначеної особливості перемішування в межах ходу враховується також перемішування або не перемішування потоку між ходами. Зазначені особливості перемішувань і відповідного характеру зміни температур будуть впливати в кінцевому рахунку

на значення середньої по перетину температури і, відповідно, на ефективність охолодження в тому чи іншому теплообміннику. Ці особливості, пов'язані з характером перемішування потоків, повинні враховуватися вибором відповідних розрахункових залежностей при формуванні методики розрахунку кожного конкретного теплообмінника.

По виду поверхні теплообміну рекуперативні теплообмінники в основному ділять на трубчасті, пластинчасті і трубчасто-пластинчасті. Для докладної характеристики теплообмінника може використовуватися і більш ґрунтовна класифікація в цьому напрямку, при якій будуть визначені додаткові характеристики поверхонь теплообміну (ПТ). Останні, як правило, пов'язані з доповненнями до вже названих особливостей класифікації. Наприклад, можна дати таке визначення одного з можливих видів ПТ: «шаховий пучок з круглих труб з індивідуальним стрічковим оребренням».

За загальною схемою конструкції теплообмінники можна поділити на кожухотрубні, кожухокоробчаті, типу «труба в трубі», змієвикові, пакетнопластинчаті і деякі інші. Прикладом кожухотрубного теплообмінника може служити водо-водяний теплообмінник з корпусом (кожухом) у вигляді труби щодо великого діаметру, в якій розміщується трубний пучок з труб малого діаметру. Кожухокоробчатим можна назвати охолоджувач наддувочного повітря, в якому теплообмінний елемент (пакет або пучок) встановлено у коробчатому кожусі. Цей кожух має патрубки для підведення і відведення повітря, а його пакет забезпечений кришками з патрубками відведення-підведення води. Теплообмінник типу «труба в трубі» виконаний на зразок кожухотрубного, але тільки в його кожусі замість пучка труб встановлюється одна труба. Зазвичай такий теплообмінник має малий поперечний переріз при великій довжині корпусу. Пакетопластинчаті теплообмінники мають конструкцію, в якій з'єднання пластин в пакеті проводиться стяжними анкерами, що проходять через спеціальні отвори в зовнішніх кутах пластин. У такому теплообміннику дві зовнішні пластини зазвичай роблять потовщеними (вони виконують роль опорних плит).

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Інші пластини затискаються між ними. Різновидом таких теплообмінників може бути нерозбірна конструкція, в якій пластини з'єднуються зварюванням або паянням.

Змієвикові теплообмінники можуть бути виконані на основі трубчастого корпусу порівняно великого діаметру, в який вставляються змієвики, виконані у вигляді спіральних «дисків», утворених згинанням в одній площині труб щодо малого діаметру. Початок і кінець труби в кожному такому «диску» з'єднується із загальним для всіх «дисків» колектором.

Розглянемо повітря-водяні охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП). Найбільше поширення мають кожухокоробчаті конструкції, з теплообмінним елементом у вигляді трубного пучка (пакета) оребрених труб або пакета пластин, або трубчасто-пластинчастого пакета. Теплообмінний елемент розміщується в корпусі (кожусі) коробчастої форми. Корпус має патрубки для підведення і відведення повітря. Вода підводиться і відводиться через кришки, які прикріплені до теплообмінних елементів. З'єднання пучка і корпусу може бути розбірним і нерозбірним.

ОНП з трубчастим теплообмінним елементом зазвичай має одну або дві трубні дошки, в яких кріпляться кінці труб. Такий елемент вставляється в кожух у напрямку осей труб через отвір в одній з граней кожуха і кріпиться до неї за трубну дошку по периметру цього отвору. Друга сторона теплообмінного елемента при цьому може вільно переміщатися під дією теплових деформацій. Для теплообмінників не дуже великих розмірів можливо жорстке кріплення до кожуха за обидві трубні дошки з урахуванням відносно невеликих температурних деформацій. При великих розмірах можливість компенсації температурних деформацій вільним переміщенням одного з кінців теплообмінного елемента може бути необхідною.

Можливі схеми таких конструкцій представлені на рис. 1.12.

Слід вказати на деяку невизначеність взаємних переміщень країв теплообмінного елемента і корпусу, оскільки нагріваються і той, і інший,

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

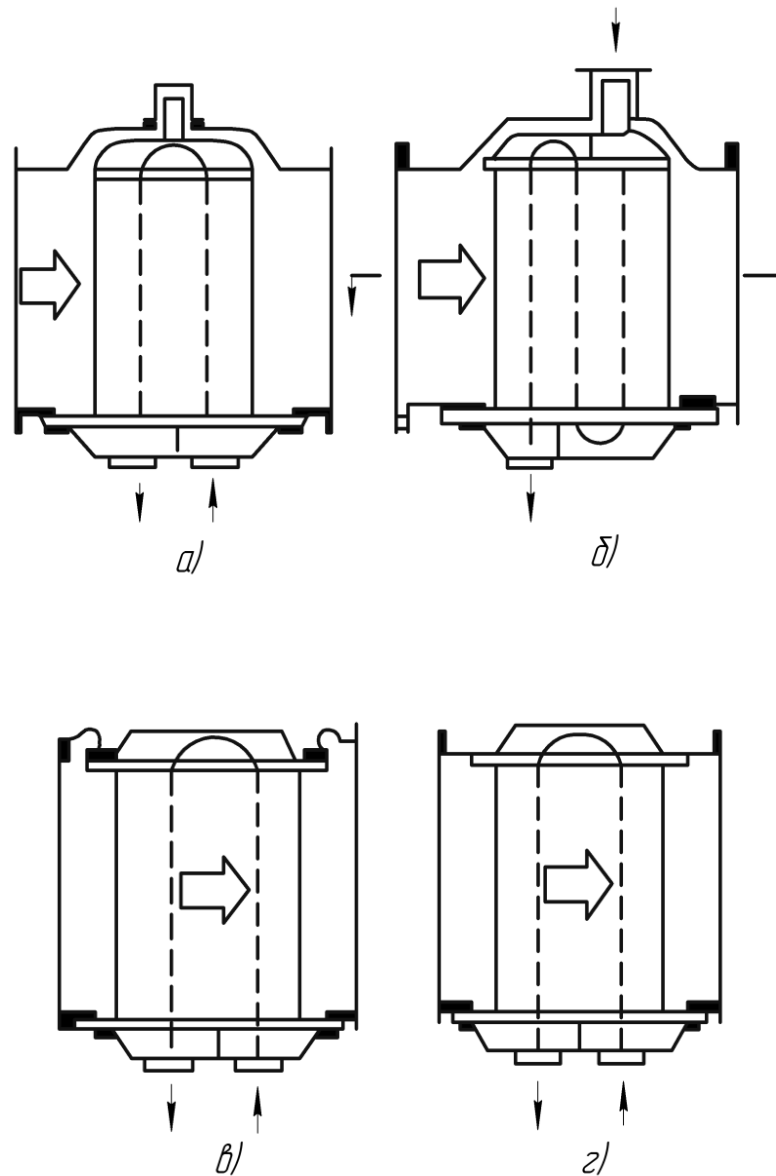


Рисунок 1.12 – Схеми розміщення трубного пучка ОНП в кожусі:

а – верхня дошка рухома, водяні патрубки знизу; б – те ж при водяних патрубках зверху і знизу; в – компенсація переміщень верхньої трубної дошки забезпечена пружною деформацією спеціальної вставки в корпусі; г – обидві дошки жорстко закріплені в корпусі

причому досить нерівномірно по різних перетинах і напрямках. У зв'язку з цим переважно виконання такого варіанту компенсаційного вузла, який забезпечував би відносно вільне переміщення деформованого краю по всіх можливих напрямках без втрати щільності по теплоносій і втрати міцності. До особливостей конструкції трубчастих ОНП слід також віднести використання

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

вставок - витискувачів з бічних сторін пучків. Ці елементи, зазвичай виконані у вигляді гофрованих листів металу, які повинні зменшувати протікання повітря 2 між корпусом і пучком.

Поверхня теплообміну в ОНП зазвичай виконується ребриста з боку повітря. Ребра застосовують в основному для збільшення площі поверхні тепловіддачі з того боку, де теплообмін проходить гірше. Крім функції збільшення площі ребрення несе функцію турбулізатора потоку повітря. Збільшення ступеня турбулентності потоку сприяє інтенсифікації теплообміну. Слід зазначити, що збільшення ступеня турбулентності веде не тільки до інтенсифікації теплообміну, але і до зростання втрат енергії на опір руху повітря, внаслідок чого падає тиск повітря за ОНВ.

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		38

2 РОЗРОБКА СХЕМНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ

Всі відомі способи охолодження наддувочного повітря в комбінованих двигунах можна розбити на дві групи: охолодження всередині циліндрів поршневої частини; охолодження поза циліндром.

Розглянемо найбільш розповсюджену систему охолодження наддувочного повітря (рис. 2.1).

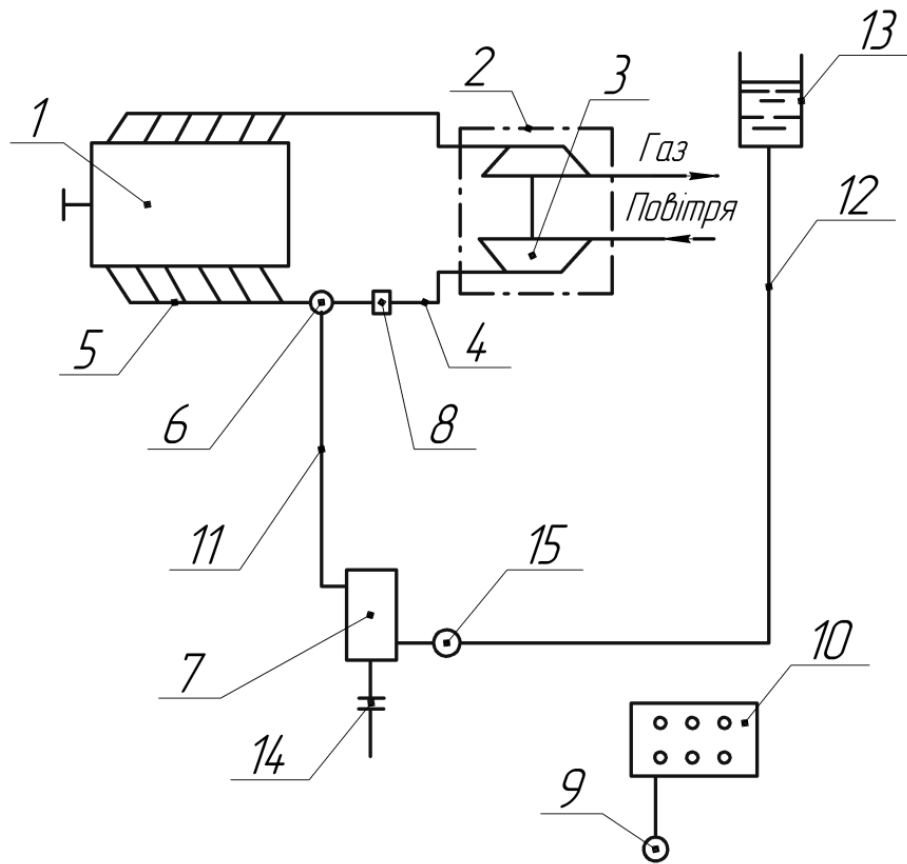


Рисунок 2.1 – Принципова схема системи охолодження наддувочного повітря ДВЗ:

- 1 – двигун; 2 – агрегат наддуву; 3 – компресор; 4 – повітропровід; 5 – впускний колектор; 6 – форсунка; 7 – плунжерний водяний насос; 8 – датчик температури наддувочного повітря; 9 – датчик швидкості обертання вала двигуна; 10 – автоматичний орган управління; 11,12 – трубопровід; 13 – водяний бак; 14 – муфта; 15 – запірний клапан

Система охолодження наддувочного повітря працює таким чином.

Атмосферне повітря компресором 3 агрегатами наддуву 2 стискається і по повітропроводу 4 подається у впускний колектор 5 двигуна 1. Температура наддувочного повітря вимірюється датчиком 8, сигнал від якого подається в АОУ 10. Для охолодження наддувочного повітря при його температурі вище допустимої по сигналу датчика 8 АОУ 10 включає керовану муфту 14, з'єднуючи вал плунжерного насоса 7 з валом двигуна 1, і відкриває запірний клапан 15.

Вода з бака 13 надходить в плунжерний насос 7 і по трубопроводу 11 під високим тиском подається в форсунку 6. Вода форсункою 6 в розпиленому вигляді вприскується в наддувочне повітря і в ньому випаровується, відбираючи від нього теплоту, в результаті чого температура наддувочного повітря знижується. Циклова подача води до форсунки 6 регулюється положенням рейки плунжерного насоса 7, яке змінюється АОУ 10 по сигналу датчика 9 швидкості обертання вала двигуна.

При температурі наддувочного повітря нижче допустимої його охолодження припиняють. По сигналу датчика 8 АОУ 10 вимикає керовану муфту 14, від'єднання вал плунжерного насоса 7 від валу двигуна 1, і закриває запірний клапан 15. При цьому плунжерний насос 7 відключається і вода форсункою 6 в наддувочне повітря не подається.

При контактному охолодженні наддувочне повітря безпосередньо контактує зі струменями води. Недоліками методу є: можливість потрапляння води в циліндри двигуна, велика витрата води і необхідність додаткових витрат потужності на прокачування води. Перевагами даного методу є можливість економити кольорові метали і кошти на виготовлення двигуна, оскільки виключаються поверхневі охолоджувачі.

Система охолодження (рис. 2.2) двигуна 1 містить контур охолодження масла двигуна, контур 5 охолодження води двигуна, водоповітряний теплообмінник охолодження наддувочного повітря.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

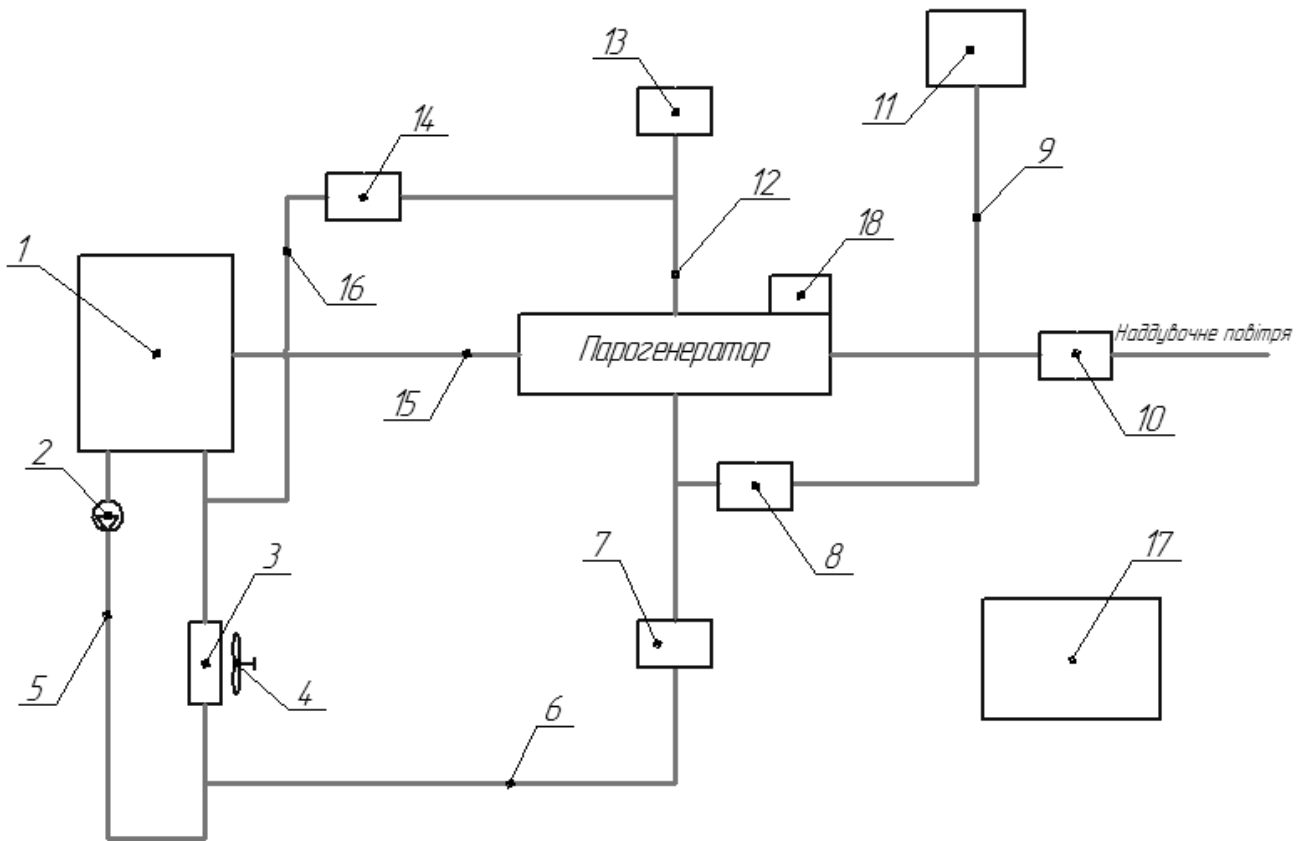


Рисунок 2.2 – Принципова схема системи ОНП з використанням парогенератора:

- 1 – двигун; 2 – водяний насос; 3 – повітро-водяний радіатор; 4 – вентилятор;
 5 – контур охолодження води двигуна; 6, 9, 12, 15, 16 – трубопроводи;
 7, 8, 13, 14 – керовані запірні клапани; 10 – датчик температури наддувочного повітря; 11 – водяний бак; 17 – автоматичний орган управління; 18 – датчик рівня води

Контур 5 охолодження води двигуна включає послідовно з'єднані водяний насос 2 і повітро-водяний радіатор 3, забезпечений вентилятором 4 обдування повітрям.

Водоповітряний теплообмінник охолодження наддувочного повітря виконаний у вигляді парогенератора і по повітряній стороні з'єднаний з турбокомпресором наддувочного повітря (не показаний) і трубопроводом 15 з двигуном 1. На вході повітря в теплообмінник встановлений датчик 10 температури наддувочного повітря.

Водоповітряний теплообмінник по водяній стороні з'єднаний

трубопроводом 9 з водяним баком 11 і трубопроводом 12 з атмосферою. Теплообмінник підключений трубопроводами 6 і 16 до контуру 5 охолодження води двигуна. На трубопроводах 6, 9, 12 і 16 встановлені керовані запірні клапани 7, 8, 13 і 14. Водоповітряний теплообмінник забезпечений датчиком 18 рівня води. Датчик 10 температури наддувочного повітря, керовані запірні клапани 7, 8, 13 і 14 і датчик 18 рівня води підключені до автоматичного органу управління (АОУ) 17. Лінії підключення зазначених датчиків і керованих клапанів до АОУ 17 не показані.

Система ОНП працює таким чином. Вода, що циркулює в контурі 5, з двигуна 1 насосом 2 подається в повітряно-водяний радіатор 3, де охолоджується повітрям, що поступає від вентилятора 4, і повертається в двигун 1.

Наддувочне повітря, що надходить від турбокомпресора в водоповітряний теплообмінник і далі по трубопроводу 15 в двигун 1, омиває зовні трубний пучок теплообмінника, заповнений водою.

Залежно від температури наддувочного повітря можливі три режими роботи водоповітряного теплообмінника:

- при температурі наддувочного повітря вище максимально допустимої наддувочне повітря охолоджують;
- при температурі наддувочного повітря нижче максимально допустимої але вище мінімально допустимої охолодження наддувочного повітря не потрібно;
- при температурі наддувочного повітря нижче мінімально допустимої наддувочне повітря підігрівають.

По сигналу датчика 7 температури (рис. 2.3) АОУ закриває запірні клапани 3 і 6 і відкриває запірний клапан 4. Водяна порожнина водоповітряного теплообмінника з'єднується з атмосферою, і теплообмінник працює як парогенератор. Наддувочне повітря в водоповітряному теплообміннику віддає теплоту воді, що заповнює трубний пучок, вода нагрівається до температури кипіння і випаровується. Утворюючись водяна пара по трубопроводу виходить в атмосферу. Наддувочне повітря, віддаючи теплоту воді, охолоджується до

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

температури 105°C - 110°C і надходить по трубопроводу в двигун Д.

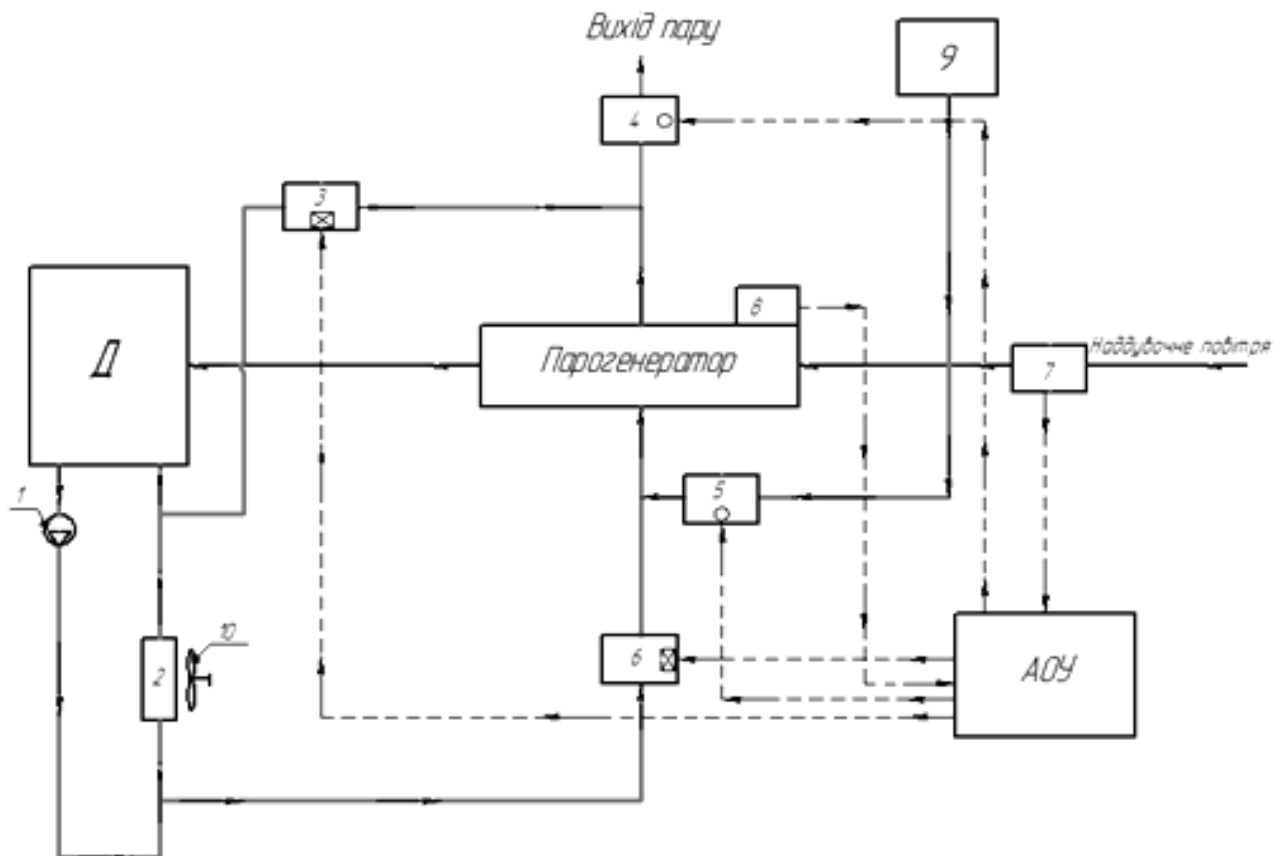


Рисунок 2.3 – Схема роботи системи ОНП при умові $t > \max_{\text{дон}}$:

1 – водяний насос; 2 – повітря-водяний радіатор; 3, 4, 5, 6 – керовані запірні пристрої; 7 – датчик температури наддувочного повітря; 8 – датчик рівня води; 9 – водяний бак; 10 – вентилятор

Рівень води в водоповітряному теплообміннику підтримують з водяного бака 9. При падінні рівня води датчик 8 рівня подає сигнал на АОУ, який відкриває запірний клапан 5 на трубопроводі і вода з бака 9 перетікає у водяну порожнину водоповітряного теплообмінника до встановленого рівня.

По сигналу датчика 7 температури наддувочного повітря (рис. 2.4) і датчика 8 рівня води АОУ закриває запірні клапани 4 і 5 на трубопроводах. Запірні клапани 3 і 6 на трубопроводах залишаються закритими. Температура води в водоповітряному теплообміннику стає рівною температурі наддувочного повітря і повітря без охолодження надходить у двигун Д.

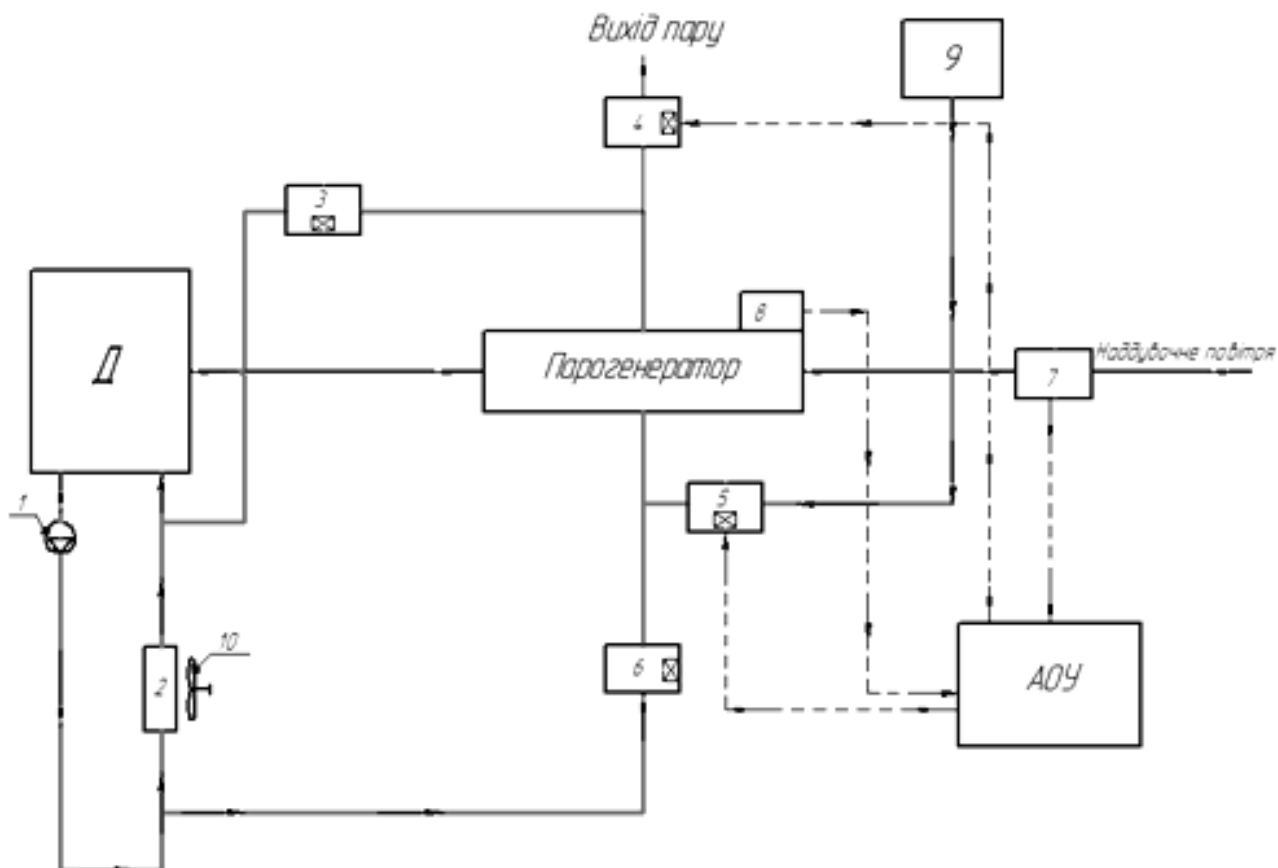


Рисунок 2.4 – Схема роботи системи ОНП при умові $\min_{\text{доп}} < t < \max_{\text{доп}}$:

1 – водяний насос; 2 – повітря-водяний радіатор; 3, 4, 5, 6 – керовані запірні пристрої; 7 – датчик температури наддувочного повітря; 8 – датчик рівня води; 9 – водяний бак; 10 – вентилятор

По сигналу датчика 7 температури наддувочного повітря (рис. 2.5) АОУ відкриває запірні клапани 3 і 6 на трубопроводах. Запірні клапани 4 і 5 на трубопроводах залишаються закритими.

Вода з двигуна Д, що подається насосом 1 в радіатор 2, частково по трубопроводу надходить в водоповітряний теплообмінник і по трубопроводу повертається в двигун. Температура води, що надходить в теплообмінник, вища температури наддувочного повітря.

Теплота від води передається повітря, і підігріте наддувочне повітря по трубопроводу надходить у двигун Д.

3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ

Вихідні дані

Витрата наддувочного повітря G_1 , кг/с	4,1
Витрата охолоджуючого теплоносія (води) G_2 , кг/с	26,9
Тиск наддувочного повітря на вході перед ОНП p_1 , МПа	0,235
Зовнішній діаметр сталеві трубки $d_{\text{зов}}$, м	0,012
Внутрішній діаметр сталеві трубки $d_{\text{вн}}$, м	0,01
Крок труб, які розташовані в шаховому порядку $S_1 = S_2$, м	0,0156
Середні швидкості руху повітря v_1 , м/с	10
Середні швидкості руху води v_2 , м/с	3
Матеріал	вуглецева сталь 20
Внутрішній діаметр корпусу D , м	0,5
Питома ізобарна теплоємність повітря c_{p1} , кДж/(кг · К)	1
Питома ізобарна теплоємність води c_{p2} , кДж/(кг · К)	4,19
Кільцевий зазор k , м	0,006

3.1 Математичне моделювання роботи системи при охолодженні наддувочного повітря

Визначаємо тепловідвід від повітря за формулою:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1' - T_1'') = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2' - T_2''), \quad (3.1)$$

де G_1, G_2 – витрати теплоносіїв, кг/с;

c_{p1}, c_{p2} – питома ізобарна теплоємність, Дж/кг · °С;

$T_1' - T_1''$ – різниця температури повітря до і після теплообмінника, °С;

$T_2' - T_2''$ – різниця температури води до і після теплообмінника, °С.

$$Q = 4,1 \cdot 1 \cdot (150 - 110) = 164 \text{ кДж/с.}$$

Середнє значення температур теплоносіїв визначається за формулою:

$$T_{1\text{сер}} = \frac{T_1' + T_1''}{2}; \quad (3.2)$$

$$T_{1\text{сер}} = \frac{150 + 110}{2} = 130^\circ\text{C};$$

$$T_{2\text{сер}} = \frac{T_2' + T_2''}{2}; \quad (3.3)$$

$$T_{2\text{сер}} = \frac{20 + 100}{2} = 60^\circ\text{C}.$$

Визначаємо коефіцієнти тепловіддачі α_1, α_2 і коефіцієнт теплопередачі k :

Основна складність визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 полягає в тому, що в формули входять величини, що залежать від температур зовнішньої і внутрішньої поверхонь стінок T_{w1} і T_{w2} , тому розрахунок ведуть методом послідовних наближень.

Задаємо коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 , використовуючи рекомендації, які приведені в [6]; $\alpha_1 = 34$; $\alpha_2 = 15150$.

В першому наближенні коефіцієнт теплопровідності λ_w матеріалу трубок - вуглецева сталь 20, знайдемо із [5], при середній температурі гарячого і холодного теплоносіїв; $\lambda_w = 51,15 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$.

Знаходимо температури стінок T_{w1} і T_{w2} за рівняннями:

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3; \quad (3.4)$$

$$\frac{\Delta T_1}{R_{t,1}} = \frac{\Delta T_2}{R_{t,2}} = \frac{\Delta T_3}{R_{t,3}}, \quad (3.5)$$

де ΔT – перепад температур між гарячим і холодним теплоносіями, °С;

ΔT_1 – перепад температур між гарячим теплоносієм і стінкою °С;

ΔT_2 – перепад температур і стінці °С;

ΔT_3 – перепад температур між стінкою і холодним теплоносієм °С;

$R_{t,1}$ – термічний опір тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки,

$$\left(\text{м}^2 \cdot \text{К} \right) / \text{Вт};$$

$R_{t,2}$ – термічний опір теплопровідності стінки $\left(\text{м}^2 \cdot \text{К} \right) / \text{Вт}$;

$R_{t,3}$ – термічний опір тепловіддачі від стінки до холодного теплоносія,

$$\left(\text{м}^2 \cdot \text{К} \right) / \text{Вт}.$$

$$R_{t,1} = \frac{1}{\alpha_1}; \quad (3.6)$$

$$R_{t,2} = \frac{\delta}{\lambda_w}; \quad (3.7)$$

$$R_{t,3} = \frac{1}{\alpha_2},$$

де δ – товщина плоскої стінки, м.

Товщина стінки труби рівна:

$$\delta = 0,5 \cdot (d_{\text{ЗОВ}} - d_{\text{ВН}}); \quad (3.8)$$

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$\delta = 0,5 \cdot (0,012 - 0,01) = 0,001 \text{ м.}$$

У результаті спільного рішення рівнянь отримуємо:

$$T_{w1} = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{R_{t,1} + R_{t,2} + R_{t,3}} \cdot R_{t,1}; \quad (3.9)$$

$$T_{w2} = T_{w1} - (T_1 - T_{w1}) \cdot \frac{R_{t,2}}{R_{t,1}}. \quad (3.10)$$

$$T_{w1} = 130 - \frac{130 - 60}{\left(\frac{1}{34}\right) + \left(\frac{0,001}{51,15}\right) + \left(\frac{1}{15150}\right)} \cdot \left(\frac{1}{34}\right) = 60,2^\circ\text{C};$$

$$T_{w2} = 60 - (130 - 60) \cdot \frac{0,001/51,15}{1/34} = 60,2^\circ\text{C}.$$

По рівняннях визначаємо коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв α_1 і α_2 . Якщо розбіжність між отриманими і виданими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі більше 5%, то розрахунок повторюють для нових значень α_1 і α_2 .

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі повітря омиваючи зовні трубний пучок α_1 .

Із [5] при температурі T_1 знаходимо фізичні властивості повітря: λ, ν, P_r , а при температурі стінки T_{w1} визначаємо P_{rw} . При температурі $T_{1сер}$ фізичні властивості повітря: $\lambda = 3,43 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\nu \cdot 10^6 = 26 \text{ м}^2/\text{с}$, $P_r = 0,685$, а при температурі T_{w1} $P_{rw} = 0,696$.

Далі розраховуємо критерій Рейнольдса і визначаємо режим течії.

$$Re = \frac{w_1 \cdot d_{зоб}}{\nu}. \quad (3.11)$$

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re = \frac{10 \cdot 0,012}{26 \cdot 10^{-6}} = 4615.$$

При розвиненому турбулентному русі ($Re \geq 10^4$):

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (3.12)$$

де Pr і Pr_w – критерій Прандтля при визначеній температурі T_1 і при температурі стінки T_w .

$$Nu = 14 \cdot 0,685^{0,43} \cdot \left(\frac{0,685}{0,696} \right)^{0,25} = 11,85.$$

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, в даному рівнянні рівна середній температурі теплоносія $T_0 = T_{1\text{сер}} = (T_1' + T_1''/2)$, а визначальним розміром є зовнішній діаметр труби $R_0 = d_{\text{зов}}$.

При русі теплоносія в каналах складної форми в якості визначального розміру приймають еквівалентний діаметр $R_0 = d_{\text{екв}}$, який рівний:

для зовнішнього каналу проходу теплоносія в між трубному просторі кожухотрубного теплообмінника з числом трубок n :

$$d_{\text{екв}} = \frac{D^2 - d_{\text{зов}}^2 \cdot n}{D + d_{\text{зов}} \cdot n}, \quad (3.13)$$

де D – внутрішній діаметр кожуха, м;

$d_{\text{зов}}$ – зовнішній діаметр внутрішній трубок, м.

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

При русі теплоносія в вигнутих трубах (колінах, змійовиках) відбувається його додаткова турбулізація і, як наслідок, збільшення коефіцієнта тепловіддачі.

Для розрахунку тепловіддачі в вигнутих трубах необхідно число Нуссельта, розраховане за попередньою формулою помножити на поправочний коефіцієнт:

$$\varepsilon_{\Gamma} = 1 + 1,8 \cdot d_{\text{ЗОВ}} / R_{\Gamma}, \quad (3.14)$$

де R_{Γ} – радіус вигину, м.

При ламінарному режимі руху ($Re \leq 2300$) можливі два випадки:

а) При значеннях числа Релея $Ra < 8 \cdot 10^5$ вплив вільної конвекції можна не враховувати і коефіцієнт тепловіддачі для теплоносія, який рухається зовні трубок круглого перерізу, визначаються за рівнянням:

$$Nu = 1,55 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_{\text{ВН}} / l)^{1/3} \cdot (\mu / \mu_w)^{0,14}, \quad (3.15)$$

де μ і μ_w – динамічний коефіцієнт в'язкості текучого середовища при середній температурі теплоносія і при температурі стінки T_{w1} , Па · с.

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, в даному рівнянні дорівнює середній температурі теплоносія і стінки:

$$T_0 = 0,5 \cdot (T_{w1} + T_{\text{сеп}}). \quad (3.16)$$

Визначальний розмір дорівнює зовнішньому діаметру круглої труби $R_0 = d_{\text{ЗОВ}}$ або еквівалентному діаметру каналу $R_0 = d_{\text{ЕКВ}}$.

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

б) При значеннях числа Релея $Ra \geq 8 \cdot 10^5$ настає так званий в'язкісно - гравітаційний режим, при якому впливом вільної конвекції знехтувати не можна. В цьому режимі на тепловіддачу суттєво впливає і вимушений рух і вільна конвекція.

Коефіцієнт тепловіддачі при в'язкісно - гравітаційному режимі руху знаходять за рівнянням:

$$Nu = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (3.17)$$

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, в даному рівнянні дорівнює середній температурі теплоносія:

$$T_0 = T_{1сеп} \left(\frac{T_1' + T_1''}{2} \right) \quad (3.18)$$

Визначальний розмір рівний зовнішньому діаметру круглої труби $R_0 = d_{зов}$ або еквівалентному діаметру каналу $R_0 = d_{екв}$.

При цьому визначальна температура для розрахунку критерію Релея дорівнює середній температурі теплоносія і стінки:

$$T_0 = 0,5 \cdot (T_{w1} + T_{1сеп}) \quad (3.19)$$

При перехідному режимі руху теплоносіїв ($2300 < Re < 10^4$) безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі розраховують за формулою:

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$Nu = K_0 \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (3.20)$$

де K_0 – комплекс, який знаходять по табл. 3.1 в залежності від числа Рейнольдса.

Таблиця 3.1 – Залежність комплексу K_0 від числа Рейнольдса

$Re \cdot 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3,0	3,5	4,0	5	6	7	8	9	10
K_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі α_1 за формулою:

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{зov}}; \quad (3.21)$$

$$\alpha_1 = \frac{11,85 \cdot 0,0343}{0,012} = 33,87.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями коефіцієнтів тепловіддачі становить:

$$\Delta_1 = \frac{|\alpha_{1\text{при}} - \alpha_{1\text{отр}}|}{\alpha_{1\text{отр}}} \cdot 100; \quad (3.22)$$

$$\Delta_1 = \frac{|34 - 33,87|}{33,87} \cdot 100 = 0,37\%.$$

За таким самим порядком розрахунку, тільки міняючи фізичні властивості відповідного теплоносія знаходимо α_2 .

При температурі $T_{2\text{сер}}$ знаходимо фізичні властивості води:
 $\lambda = 65,9 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\nu \cdot 10^6 = 0,478 \text{ м}^2/\text{с}$, $P_r = 2,93$, а при температурі T_{w2}
 $P_{rw} = 2,93$

Далі розраховуємо критерій Рейнольдса і визначаємо режим течії:

$$R_e = \frac{3 \cdot 0,01}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 62761.$$

При розвиненому турбулентному русі ($R_e \geq 10^4$):

$$Nu = 0,021 \cdot 62761^{0,8} \cdot 2,93^{0,43} \cdot \left(\frac{2,93}{2,93}\right)^{0,25} = 229.$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі α_2 за формулою:

$$\alpha_2 = \frac{229 \cdot 0,659}{0,01} = 15136.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями коефіцієнтів тепловіддачі становить:

$$\Delta_1 = \frac{|15150 - 15136|}{15136} \cdot 100 = 0,09\%.$$

Коефіцієнт теплопередачі через стінку круглої труби розраховують за формулою:

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$k = \frac{1}{d_{\text{ср}} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_w} \ln \frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{зов}}} \right) + R_{\text{заг}}}, \quad (3.23)$$

де $d_{\text{ср}}$ – середній, внутрішній і зовнішній діаметр трубки, м;

$R_{\text{заг}}$ – термічний опір забруднень з обох сторін стінки (накип, сажа і інше),
 $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

При визначенні $d_{\text{ср}}$ необхідно враховувати наступне правило:

- якщо $\alpha_1 > \alpha_2$, то $d_{\text{ср}} = d_{\text{зов}}$;
- якщо $\alpha_1 \approx \alpha_2$, то $d_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (d_{\text{вн}} + d_{\text{зов}})$;
- якщо $\alpha_1 < \alpha_2$, то $d_{\text{ср}} = d_{\text{вн}}$.

Коефіцієнт теплопередачі для тонкостінних труб, для яких виконується умова $d_{\text{зов}}/d_{\text{вн}} < 2$ можна розраховувати по формулам теплопередачі через стінку. В цьому випадку похибка розрахунку не перевищує 4%.

$$\frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,012}{0,01} = 1,2 < 2.$$

Коефіцієнт теплопередачі через стінку розраховуємо за формулою:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}}, \quad (3.24)$$

де δ – товщина стінки, м.

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$k = \frac{1}{\frac{1}{33,87} + \frac{0,001}{51,15} + \frac{1}{15136}} = 33,78.$$

Товщина стінки труби визначається за формулою:

$$\delta = 0,5 \cdot (d_{\text{зов}} - d_{\text{вн}}). \quad (3.25)$$

Величину термічного опору $R_{\text{заг}}$ приймають за експериментальними даними або розраховують за формулою:

$$R_{\text{заг}} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad (3.26)$$

де δ_1 і δ_2 – товщини відкладень на внутрішній і зовнішній поверхнях стінки, м;

λ_1 і λ_2 – коефіцієнти теплопровідності відкладень на внутрішній і зовнішній поверхнях стінки, Вт/м·К.

Середній температурний напір (середню різницю температур) для прямої і протиточної схем руху теплоносіїв розраховують за формулами:

$$\Delta T = \Delta T_a = \frac{\Delta T_{\text{max}} + \Delta T_{\text{min}}}{2}, \quad \text{якщо } \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}} \leq 2, \quad (3.27)$$

$$\Delta T = \Delta T_{\text{л}} = \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}}}, \quad \text{якщо } \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}} > 2, \quad (3.28)$$

де ΔT_{max} і ΔT_{min} – максимальна і мінімальна різниця температур, °С;

ΔT_a – середньоарифметична різниця температур, °С;

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$\Delta T_{\text{л}}$ – середньо логарифмічна різниця температур, °С.

$$\Delta T_{\text{max}} = 150 - 100 = 50^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta T_{\text{min}} = 110 - 20 = 90^{\circ}\text{C}.$$

$$\frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}} = \frac{50}{90} = 0,55 \leq 2;$$

$$\Delta T = \Delta T_{\text{a}} = \frac{50 + 90}{2} = 70^{\circ}\text{C}.$$

На рисунку 3.1 представлені температурні графіки зміни температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну для різних схем руху теплоносіїв.

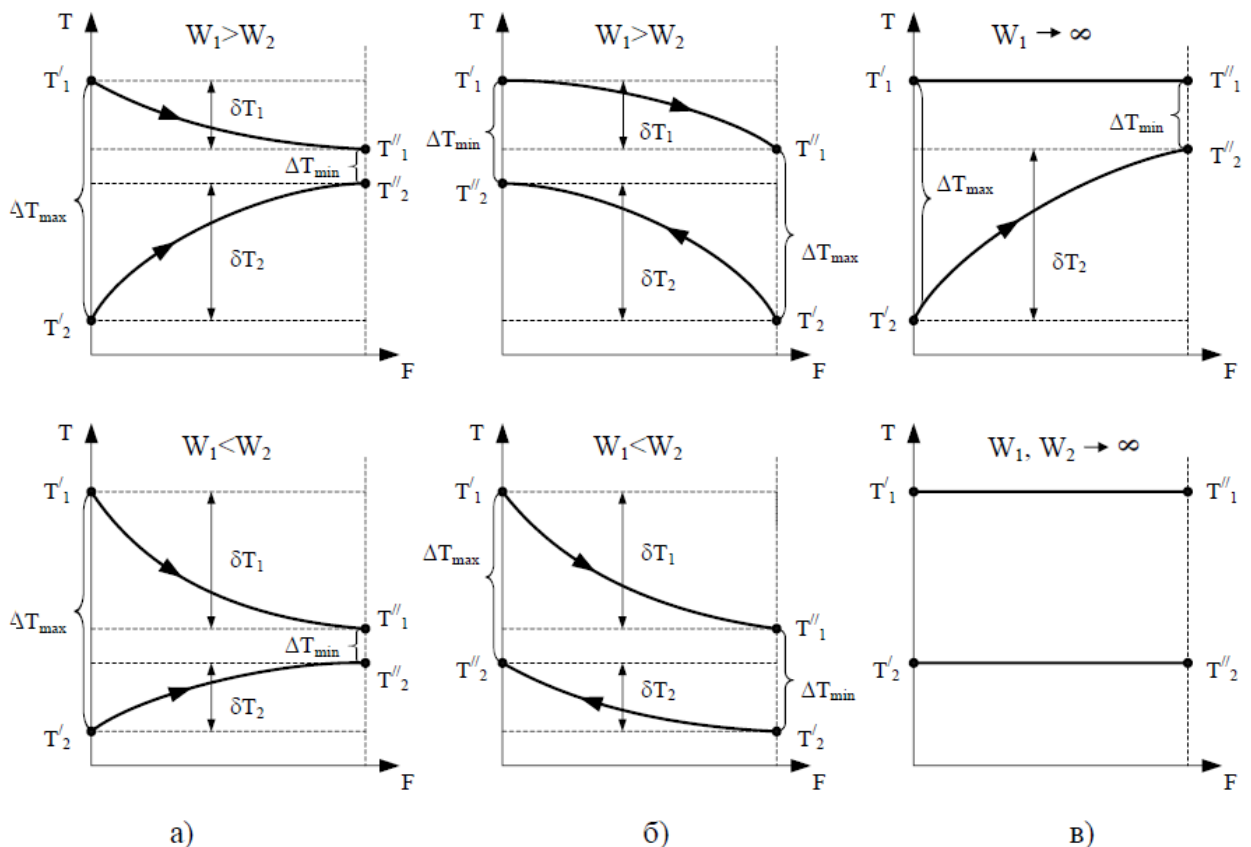


Рисунок 3.1 – Зміна температури первинного і вторинного теплоносіїв:

а) при протічанні; б) при протитічанні; в) при зміні агрегатного стану теплоносіїв

Для визначення середньої різниці температур при складному русі теплоносіїв будують температурний графік $T = f(F)$ для протитоку і ΔT , розраховану по формулах, які вказані вище множать на поправочний коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta T}$, який враховує особливості теплообміну при складному русі. При цьому самостійно приймається одна зі схем перехресного або складного руху теплоносіїв, наведених у довіднику [5] і по рисунку визначається $\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$, де комплекси P і R відповідно рівні:

$$P = \frac{\delta T_2}{T_1' - T_2'}; \quad (3.29)$$

$$R = \frac{\delta T_1}{\delta T_2}, \quad (3.30)$$

де δT_1 і δT_2 – зміна температури гарячого і холодного теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну (рис. 3.1), °С.

Рівняння теплового балансу для однофазних теплоносіїв можна записати у вигляді:

$$W_1 \cdot \delta T_1 = W_2 \cdot \delta T_2 \text{ або } \frac{\delta T_2}{\delta T_1} = \frac{W_1}{W_2}, \quad (3.31)$$

де W_1 і W_2 – витратні теплоємності (водяні еквіваленти) гарячого і холодного теплоносіїв, Вт/К.

Зміна температури однофазних теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну підпорядковується експоненціальним законом. При цьому з співвідношень

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

виходить обернено пропорційна залежність між водяними еквівалентами і змінами температури уздовж поверхні теплообміну (рис. 3.1):

- якщо $W_1 > W_2$, то $\delta T_1 < \delta T_2$;
- якщо $W_1 < W_2$, то $\delta T_1 > \delta T_2$.

Теплоносію з великим водяним еквівалентом відповідає менша зміна температури уздовж поверхні теплообміну і відповідно навпаки, теплоносія з меншим водяним еквівалентом відповідає більша зміна температури уздовж поверхні теплообміну.

При прямотоці опуклість температурних кривих спрямована завжди всередину графіка (назустріч один одному) (рис. 3.1, а).

При протитоковій схемі руху теплоносіїв (рис. 3.1, б) опуклість кривих зміни температури теплоносіїв спрямована в бік великого водяного еквівалента, тобто в сторону теплоносія з меншою зміною температури.

Рівняння теплопередачі в рекуперативному теплообмінному апараті має вигляд:

$$Q = k \cdot \Delta T \cdot F, \quad (3.32)$$

де Q – теплова потужність теплообмінника, Вт;

F – площа поверхні теплообмінну, м^2 .

Площа поверхні теплообміну F знаходиться з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta T}. \quad (3.33)$$

$$F = \frac{164 \cdot 1000}{33,78 \cdot 70} = 69,7 \text{ м}^2.$$

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Загальну кількість трубок визначаємо за [6].

Внутрішній діаметр корпусу D визначають за формулою:

$$D = (n_{\text{д}} - 1) \cdot s + n_{\text{д}} \cdot d_{\text{зов}} + 2 \cdot k, \quad (3.34)$$

де $n_{\text{д}}$ – число труб в діагоналі;

s – крок труб, м;

k – кільцевий зазор між крайніми трубами і корпусом, м.

Для цього з формули знайдемо кількість труб в діагоналі $n_{\text{д}}$:

$$n_{\text{д}} = \frac{D + s - 2 \cdot k}{d_{\text{зов}} + s}. \quad (3.35)$$

$$n_{\text{д}} = \frac{0,5 + 0,0156 - 2 \cdot 0,006}{0,012 \cdot 0,0156} = 18,2.$$

Із [6] вибираємо найближче менше значення $n_{\text{д}}$. Приймаємо розбивку по колах. Після цього знаходимо загальну кількість трубок; $n = 223$.

Знаходимо довжину труби в одному ході:

$$l_2 = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n}. \quad (3.36)$$

$$l_2 = \frac{69,7}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,01 \cdot 223} = 4,98 \text{ м.}$$

Живий перетин для проходу повітря:

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$f = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot v_1}. \quad (3.37)$$

$$f = \frac{4,1}{1,205 \cdot 10} = 0,34 \text{ м}^2.$$

Число труб, розташованих поперек потоку, дорівнює:

$$n_2 = \frac{f}{l_2 \cdot (S_2 - d_2)}. \quad (3.38)$$

$$n_2 = \frac{0,34}{4,98 \cdot (0,0156 - 0,012)} = 19.$$

Тоді число труб, розташованих уздовж потоку, складе:

$$n_1 = \frac{n}{n_2}. \quad (3.39)$$

$$n_1 = \frac{223}{19} = 12.$$

Повна довжина труби:

$$l = 2 \cdot l_2. \quad (3.40)$$

$$l = 2 \cdot 4,98 = 9,96 \text{ м.}$$

Витрати води розраховуємо за формулою:

$$Q_{\text{пов}} \cdot \eta_{\text{т.о}} = M_{\text{пари}} \cdot (i'' - i'); \quad (3.41)$$

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

де $\eta_{т.о}$ – ККД теплообмінного апарату;

$M_{\text{пари}}$ – маса пари, яка випаровується, кг/с ;

i'', i' – питома ентальпія сухої насиченої пари та киплячої води, кДж/кг .

$$M_{\text{пари}} = \frac{164000 \cdot 0,98}{(2537500 - 4190 \cdot 20)} = 0,065 \text{ кг/с} = 234 \text{ кг/год.}$$

3.2 Математичне моделювання роботи системи при підігріванні наддувочного повітря

Розрахунок проводимо методом послідовних наближень.

У першому наближенні приймаємо температуру гарячого теплоносія на виході з теплообмінника T_2'' .

Тоді порядок розрахунку середньої температури води та повітря, коефіцієнтів тепловіддачі α_1, α_2 та коефіцієнта теплопередачі k буде аналогічний, що і при охолодженні повітря.

Температуру води на виході із теплообмінника T_2'' знайдемо по формулі:

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}}. \quad (3.42)$$

Із [5] при середній температурі гарячого теплоносія, знаходимо щільність води ρ_2 і питому ізобарну теплоємність c_{p2} .

Площу поверхні теплообміну кожухотрубного теплообмінного апарату розрахуємо за формулою:

$$F = \pi \cdot d_{\text{роз}} \cdot l \cdot n, \quad (3.43)$$

де $d_{\text{роз}}$ – розрахунковий діаметр труби, м.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Розрахунковий діаметр труби визначаємо за формулою:

$$d_{\text{зов}} = 0,5 \cdot (d_{\text{вн}} + d_{\text{зов}}), \quad (3.44)$$

Водяний еквівалент холодного теплоносія рівний:

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2}, \quad (3.45)$$

Розбіжність між прийнятими і отриманими значеннями температури становить:

$$\Delta = \frac{|T_2''_{\text{при.}} - T_2''_{\text{отр.}}|}{T_2''_{\text{отр.}}} \cdot 100. \quad (3.46)$$

Якщо розбіжність між отриманими і виданими значеннями більше 5%, то розрахунок повторюють для нових значень.

Середнє значення температур теплоносіїв визначається за формулою:

$$T_{1\text{сер}} = \frac{30 + 60}{2} = 45^\circ\text{C};$$

$$T_{2\text{сер}} = \frac{65 + 64}{2} = 64,5^\circ\text{C}.$$

Тоді порядок розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі α_1, α_2 та коефіцієнта теплопередачі k буде аналогічний, що і при охолодженні повітря.

$$T_{w1} = 64,42^\circ\text{C}; \quad \text{Re}_1 = 6956; \quad \text{Nu}_1 = 20,6; \quad \alpha_1 = 47,9; \quad \Delta_1 = 0,19;$$

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$T_{w2} = 64,44^{\circ}\text{C}; \text{Re}_2 = 68965; \text{Nu}_2 = 243,4; \alpha_2 = 16138; \Delta_2 = 0,07; k = 47,72.$$

Знайдемо кількість труб в діагоналі n_D :

$$n_D = \frac{0,5 + 0,0156 - 2 \cdot 0,006}{0,012 + 0,0156} = 18,2.$$

Після цього із [6] знаходимо загальну кількість трубок $n = 223$.

Площу поверхні теплообміну кожухотрубного теплообмінного апарату розрахуємо за формулою:

$$F = 3,14 \cdot 0,5 \cdot (0,01 + 0,012) \cdot 12,3 \cdot 223 = 107 \text{ м}^2.$$

Водяний еквівалент холодного теплоносія:

$$W_2 = 26,9 \cdot (4,182 \cdot 1000) = 112872.$$

Температуру води на виході із теплообмінника T_2'' знайдемо по формулі:

$$T_2'' = 45 - (45 - 65) \cdot e^{-\frac{47,72 \cdot 94,6}{112872}} = 63,2^{\circ}\text{C}.$$

Розбіжність між прийнятим і отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta = \frac{|64 - 63,2|}{63,2} \cdot 100 = 1,26\%.$$

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Якщо розбіжність між отриманими і виданими значеннями більше 5%, то розрахунок повторюють для нових значень.

3.3 Математичне моделювання гідродинамічних процесів при роботі системи охолодження наддувочного повітря

Мета цього розрахунку теплообмінника полягає у визначенні витрат механічної енергії на переміщення теплоносіїв в апараті. При гідравлічному розрахунку теплообмінника необхідно враховувати опір тертя, місцеві опори і тепловий опір.

Останній опір обумовлений прискоренням потоку внаслідок зміни об'єму теплоносія при постійному перерізі каналу, що пов'язано зі зміною температури. Для крапельних рідин цим опором можна знехтувати.

Опір тертя при русі теплоносія в каналах визначається за формулою:

$$\Delta p_T = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho v_2^2}{2}, \quad (3.47)$$

де l і d – довжина і гідравлічний діаметр каналу;

ξ – коефіцієнт опору тертя.

$$\Delta p_T = 0,02 \cdot \frac{9,96}{0,01} \cdot \frac{983,2 \cdot 3^2}{2} = 88053 \text{ Па.}$$

При неізотермічному русі рідини величина коефіцієнта ξ залежить не тільки від критерію Re , але і від критеріїв Gr і Pr . Так, при турбулентному режимі течії маємо:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re_{ж}^{0,25}} \left(\frac{Pr_{ст}}{Pr_{ж}} \right)^{1/3}. \quad (3.48)$$

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$\xi = \frac{0,3164}{62761^{0,25}} = 0,02.$$

Місцевий опір визначають за формулою:

$$\Delta P_m = \xi \frac{\rho v^2}{2}. \quad (3.49)$$

$$\Delta p_m = 3 \cdot \frac{983,2 \cdot 3^2}{2} = 13273 \text{ Па.}$$

в якій коефіцієнт ξ залежить від виду місцевого опору (раптове звуження, поворот і т. п.). При поздовжньому омивання пучків труб уздовж осі опір підраховується за формулами для прямих каналів, де у формули підставляється еквівалентний гідравлічний діаметр:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4f}{u}. \quad (3.50)$$

При поперечному омивання пучків значення коефіцієнта опору визначається формулами:

$$\text{для шахових пучків при } \frac{x_1}{d} < \frac{x_2}{d}, \quad \xi = (4 + 6,6m) \text{Re}_{\text{ж}}^{-0,28}$$

$$\text{для шахових пучків при } \frac{x_1}{d} > \frac{x_2}{d}, \quad \xi = (5,4 + 3,4m) \text{Re}_{\text{ж}}^{-0,28}$$

$$\text{для коридорних пучків } \xi = (6 + 9m) \left(\frac{x_1}{d} \right)^{-0,25} \text{Re}_{\text{ж}}^{-0,26}$$

У цих формулах швидкість віднесена до найвужчого перетину пучка, фізичні властивості - до середньої температури потоку; m – число рядів у пучку в напрямку руху.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Тепловий опір можна порахувати як подвоєну різницю швидкісних напорів в кінці і на початку каналу:

$$\Delta P_{\text{тепл}} = 2 \left(\frac{\rho_2 v_2^2}{2} - \frac{\rho_1 v_1^2}{2} \right), \quad (3.51)$$

де ρ – щільність, кг/м³;

v – середня швидкість течії, м/с.

Загальний опір кожного теплоносія визначається як сума всіх видів опору в елементах теплообмінника:

$$\Delta P = \sum \Delta P_m + \sum \Delta P_M + \sum \Delta P_{\text{тепл}}. \quad (3.52)$$

$$\Delta P_2 = 88053 + 13273 = 101326 \text{ Па.}$$

Потужність, необхідна для переміщення кожного теплоносія в теплообміннику, визначається формулою:

$$N = \frac{\Delta P G}{1000 \rho \eta}, \quad (3.53)$$

де G і ρ – масова витрата і середня щільність теплоносія;

η – ККД пристрою (насоса) для переміщення теплоносія ($\eta = 0,4 \dots 0,6$).

$$N = \frac{101326 \cdot 26,9}{1000 \cdot 983,2 \cdot 0,5} = 5,56 \text{ кВт.}$$

Визначаємо гідравлічний опір теплоносія (для між трубного простору):

Коефіцієнт опору тертя:

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

$$\xi = (4 + 6,6 \cdot 12 \cdot 2) \cdot 4615^{-0,28} = 14,98.$$

Опір тертя при русі теплоносія в між трубному просторі:

$$\Delta p_T = 14,98 \cdot \frac{1,205 \cdot 10^2}{2} = 903 \text{ Па.}$$

Місцевий опір становить:

$$\Delta p_m = 5,5 \cdot \frac{1,205 \cdot 10^2}{2} = 331 \text{ Па.}$$

Загальний опір:

$$\Delta P_2 = 903 + 331 = 1234 \text{ Па.}$$

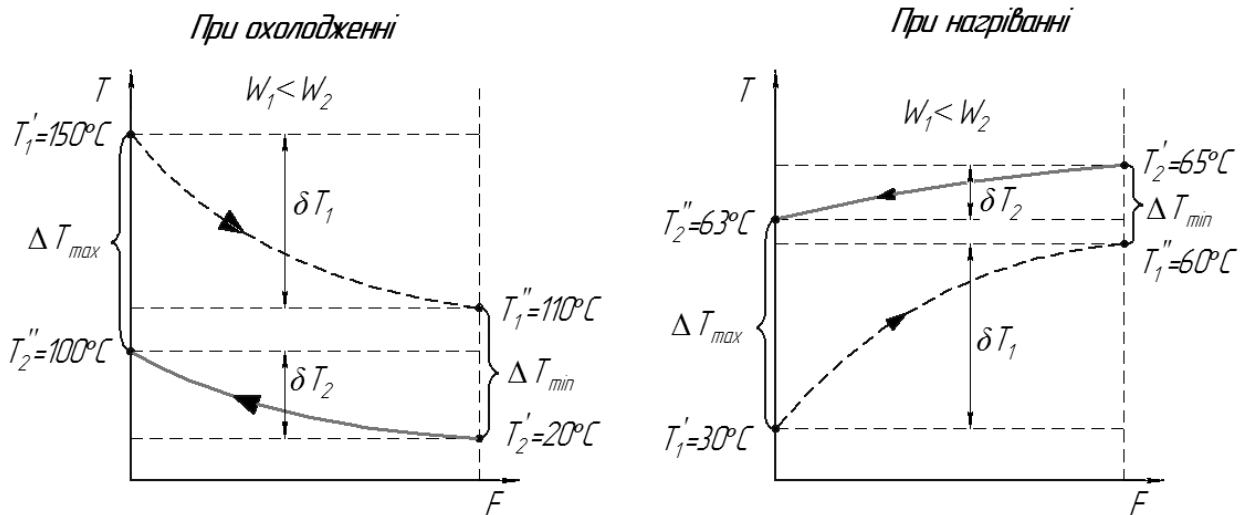
Потужність необхідна для переміщення теплоносія становить:

$$N = \frac{1234 \cdot 4,1}{1000 \cdot 1,205 \cdot 0,5} = 8,40 \text{ кВт.}$$

Гідродинамічний розрахунок для підігріву проводиться аналогічно попередньому.

Розрахувавши математичну модель роботи системи охолодження будемо залежності зміни температури первинного і вторинного теплоносіїв (рис. 3.2).

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68



Рисунокт 3.2 – Зміна температури первинного і вторинного теплоносіїв

Розрахунок математичної моделі роботи системи охолодження зводимо в табл. 3.2.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Таблиця 3.2 – Результати математичного моделювання процесів роботи системи охолодження наддувочного повітря

При охолодженні										
$t'_1, ^\circ\text{C}$	$t''_1, ^\circ\text{C}$	$t'_2, ^\circ\text{C}$	$t''_2, ^\circ\text{C}$	α_1	α_2	F, M^2	Re	$G, \text{кг/год}$	k	$N, \text{кВт}$
150	110	20	-	34	15136	70	4615 62761	234	34	8,4 5,6
140	110	20	-	33	15136	58	4660 62761	178	33	6,1 4,7
130	110	20	-	37	15136	38	4715 62761	119	36	4,8 3,4
120	110	20	-	38	15136	20	4973 62761	59	38	3,7 2,1
При нагріванні										
20	60	65	62	47	16138	124	7075 68965	-	47	13,4 11,5
30	60	65	63	48	16138	107	6956 68965	-	48	10,5 8,6
40	60	65	63	44	16138	94	6685 68965	-	44	8,5 6,6
50	60	65	64	45	16138	80	6611 68965	-	45	7,7 5,7

4 ОЦІНКА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ

Факторів, від яких залежить витрата палива є багато, але більша частина їх пов'язана з конструкцією двигуна. Тому зупинимось тільки на тих, які можуть бути змінені під час руху.

Таким чинником є насамперед співвідношення палива та повітря, що надходить в циліндр. Для будь-якого палива є певна пропорція повітря, яка необхідна для повного його згоряння, також кількість повітря, теоретично необхідного для повного згоряння певної кількості палива. Зазвичай суміш для максимальної потужності береться декілька більшою, також з деяким надлишком палива, в порівнянні з нормальною (теоретично правильною) сумішшю. Подальше збільшення суміші веде до втрати потужності, і суміш стає з точки зору економіки не вигідною, хоча і необхідною з інших причин (зменшення теплового навантаження, і т. д.); з іншого боку зменшення суміші веде спочатку до невеликої втрати потужності і одночасно до значного скорочення витрат; іншими словами витрата палива падає швидше, ніж потужність, і отже питома витрата палива буде нижчою на більш меншій суміші. Подальше зменшення суміші веде до швидкого падіння потужності і підвищенню питомої витрати палива.

Тому з точки зору економії палива бажана робота на малих сумішах, обмежується здатністю мотора до нормальної роботи, так як згоряння меншої суміші буде більш повільним і тепловий стан двигуна - підвищеним. Крім того при сильному зменшенні суміші порушується рівномірний розподіл її по циліндрах. Все ж, як показали випробування, можна отримати "значну економію у витраті палива при роботі двигуна на суміші, відрегульованої на незначне падіння потужності (числа оборотів).

Як пониження барометричного тиску, так і підвищення температури і вологості приводять до зменшення повітряного заряду і коефіцієнта надлишку повітря. Зменшення коефіцієнта надлишку повітря на режимах номінальної

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

потужності і близьких до нього призводить до зниження індикаторного ККД η_i двигуна, яке найбільш різко проявляється при зростанні температури повітря на всмоктуванні.

Очевидно, зниження індикаторного ККД при постійній подачі палива визначає падіння індикаторної і ефективної потужності двигуна та зростання індикаторної й ефективної витрати палива.

Середнім індикаторним тиском називають умовно постійний по величині надлишковий тиск, який здійснює за один хід поршня роботу, що дорівнює роботі газів за цикл.

Рівняння середнього індикаторного тиску:

$$p_{i_p} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1 - 1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (4.1)$$

де p_a – тиск на початку стиснення, МПа ;

ε – степінь стиску;

λ – степінь підвищення тиску;

ρ – степінь попереднього розширення;

n_1 – показник політропи стиснення;

n_2 – показник політропи розширення;

δ – степінь подальшого розширення.

Середній індикаторний тиск визначиться як:

$$p_i = p_{i_p} \phi_n, \quad (4.2)$$

де ϕ_n – коефіцієнт повноти діаграми. Він складає:

- для дизельних двигунів $\phi_n = 0,92$;

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

- для карбюраторних двигунів $\phi_n = 0,97$.

Середній ефективний тиск визначається за формулою:

$$p_e = p_i \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (4.3)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД.

Величина ефективної потужності двигуна залежить від середнього ефективного тиску, кВт:

$$N_e = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{\tau}, \quad (4.4)$$

де V_h – робочий об'єм одного циліндра, м³;

i – кількість циліндрів дизеля;

n – частота обертання колінчатого вала дизеля, с⁻¹;

τ – тактність дизеля.

Індикаторний коефіцієнт корисної дії – це відношення роботи, що виконана в циліндрах двигуна (індикаторної роботи) до кількості теплоти, яка уведена в циліндр з паливом.

$$\eta_i = R_{\Pi} \cdot \frac{\alpha \cdot L'_0 \cdot p_i \cdot T_s}{H_u \cdot \eta_v \cdot p_s}, \quad (4.5)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря;

L'_0 – співвідношення між кількістю повітря і палива при повному згорянні палива;

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

$R_{\text{П}}$ – газова стала повітря, $R_{\text{П}} = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$;

T_s – температура повітря перед впускними органами;

p_s – тиск повітря перед впускними органами;

η_v – коефіцієнт наповнення;

H_u – нижча теплота згоряння дизельного палива, $H_u = 42500 \text{ кДж/кг}$.

Ефективний ККД - це відношення енергії, що пішла на виконання корисної роботи на валу двигуна до енергії, яка уведена в двигун з паливом.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (4.6)$$

Питома індикаторна витрата палива – це відношення кількості палива, що введене в циліндри до індикаторної потужності, $\text{кг/кВт} \cdot \text{год}$.

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}. \quad (4.7)$$

Питома ефективна витрата палива визначається за формулою:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_{\text{мех}}}. \quad (4.8)$$

Годинна витрата палива дизелем визначається за формулою, кг/год :

$$B = g_e \cdot N_e. \quad (4.9)$$

Для номінального режиму дизеля 1А-5Д49 визначасмо середній індикаторний тиск:

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

$$p_{i_p} = \frac{0,235 \cdot 12,5^{1,39}}{12,5 - 1} \left[1,56 \cdot (1,2 - 1) + \frac{1,56 \cdot 1,2}{1,2 - 1} \left(1 - \frac{1}{10,4^{1,2-1}} \right) - \frac{1}{1,39 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,39-1}} \right) \right] = 1,49 \text{ МПа.}$$

$$p_i = 1,49 \cdot 0,92 = 1,37 \text{ МПа.}$$

Середній ефективний тиск становить:

$$p_e = 1,37 \cdot 0,87 = 1,2 \text{ МПа.}$$

Величина ефективної потужності двигуна становить:

$$N_e = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{1,19 \cdot 0,0137 \cdot 16 \cdot 16,67}{4} = 2200 \text{ кВт.}$$

Визначаємо індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0,287 \cdot \frac{2,13 \cdot 14,35 \cdot 1,37 \cdot 383}{42500 \cdot 0,95 \cdot 0,235} = 0,49.$$

Ефективний ККД двигуна становить:

$$\eta_e = 0,49 \cdot 0,87 = 0,43$$

Знаходимо питому індикаторну витрату палива:

$$g_i = \frac{3600}{42500 \cdot 0,49} = 0,173 \text{ кг/(кВт \cdot год).}$$

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

Тоді, питома ефективна витрата палива буде становити:

$$g_e = \frac{0,173}{0,87} = 0,199 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

Розрахункова годинна витрата палива дизелем становить:

$$B_p = 0,199 \cdot 2200 = 438 \text{ кг}/\text{год}.$$

Отже, провівши певні розрахунки і отримавши відповідну годинну витрату палива, можна провести порівняння з уже існуючою системою у якій паспортна годинна витрата палива становить $B_{\Pi} = 457 \text{ кг}/\text{год}$.

Ефективність запропонованої схеми становить:

$$E = \frac{|B_{\Pi} - B_p|}{B_p} \cdot 100\%; \quad (4.10)$$

$$E = \frac{|457 - 438|}{438} \cdot 100 = 4,34\%.$$

Визначаємо максимальну витрату води за добу у грошовому еквіваленті:

$$F_{\text{води}} = a \cdot G_{\text{води}} \cdot b, \quad (4.11)$$

де a – кількість годин у добі;

b – ціна води за 1 літр, грн.

$$F_{\text{води}} = 24 \cdot 234 \cdot 0,2 = 1125 \text{ грн}.$$

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Визначаємо залишок палива за добу у грошовому еквіваленті:

$$F_{\text{паливо}} = (B_{\text{п}} - B_{\text{р}}) \cdot c \cdot a, \quad (4.12)$$

де c – ціна дизельного палива за літр, грн.

$$F_{\text{паливо}} = (457 - 438) \cdot 50 \cdot 24 = 22800 \text{ грн.}$$

Отже, прибуток за добу у грошовому еквіваленті буде становити:

$$F_{\text{при}} = F_{\text{паливо}} - F_{\text{води}}, \quad (4.13)$$

$$F_{\text{при}} = 22800 - 11125 = 21675 \text{ грн.}$$

Проведені розрахунки по визначенню техніко-економічних показників роботи системи охолодження наддувочного повітря та аналіз витрат свідчать наявність техніко-економічного ефекту.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи за темою «Удосконалення системи охолодження наддувочного повітря тепловозних дизелів» проведено аналіз стосовно необхідності застосування охолоджувачів наддувочного повітря, в якому було визначено, що одним із основних шляхів досягнення високих показників комбінованих двигунів являється збільшення середнього ефективного тиску. Аналіз впливу різних факторів на величину середнього ефективного тиску з урахуванням можливих меж їх зміни показує, що найпростіше збільшення середнього ефективного тиску може бути досягнуте збільшенням відношення тиску і температури повітря в циліндрі на початку стиснення, практично пропорційного щільності повітряного заряду циліндрів. При цьому завжди раціональніше зменшувати температуру повітря в циліндрі, так як в цьому випадку максимальні теплові й динамічні напруження будуть менші, ніж у випадку досягнення тих же значень збільшенням тиску повітря в циліндрі. Отриманий ефект кількісно залежить від досконалості способу і будови пристроїв, які використовуються для охолодження повітря.

Проведений аналіз стосовно впливу температури наддувочного повітря на робочі процеси двигуна свідчить, що зниження барометричного тиску, так і підвищення температури і вологості приводять до зменшення повітряного заряду і коефіцієнта надлишку повітря. Зменшення коефіцієнта надлишку повітря на режимах номінальної потужності і близьких до нього призводить до зниження індикаторного ККД двигуна, яке найбільш різко проявляється при зростанні температури повітря на всмоктуванні. Зниження індикаторного ККД при постійній подачі палива визначає падіння індикаторної і ефективної потужності двигуна та зростання індикаторної й ефективної витрати палива. Зменшення температури повітря призводить до зниження коефіцієнта наповнення двигуна за рахунок збільшення, в основному, підігріву заряду в період впуску. Зміна температури зовнішнього повітря має призводити до зміни температури в кінці стиснення й до зміни періоду запізнювання запалення.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зниження температури знайденого в циліндр повітря зумовлює збільшення ваги повітряного заряду циліндрів, особливо в області високих навантажень. Суттєве зниження температури навколишнього середовища призводить до зростання потужності механічних втрат, зниженню механічного ККД.

При охолодженні наддувочного повітря істотно змінюється температура деталей циліндропоршневої групи двигуна. Охолодження наддувочного повітря пов'язано з додатковими витратами потужності на привід допоміжних агрегатів, які забезпечують необхідний тепловий режим роботи двигуна, а також зі збільшенням обсягу і маси силової установки.

При проведенні аналізу схем існуючих систем охолоджувачів наддувочного повітря, були визначені позитивні та негативні сторони кожної із схем, а також проведений аналіз стосовно роботи схем та пристроїв, які виконують цю роботу. Запропоновано принципову схему системи охолодження наддувочного повітря, яка б змогла чітко в залежності від певного режиму роботи забезпечувати чітке регулювання температури наддувочного повітря. Також проведено аналіз її роботи на відповідних режимах, та роботи пристроїв які забезпечують роботу даної схеми. Приведені позитивні та негативні сторони даної системи.

Проведені розрахунки по визначенню техніко-економічних показників роботи системи охолодження наддувочного повітря та аналіз витрат свідчать наявність не тільки про наявність економічного ефекту, а й поліпшення технічних параметрів дизеля.

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки): Учебник/А. Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. – М., Транспорт, 1980. – 384с.
2. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей/Д. А. Дехович, Г. И. Иванов, М. Г. Круглов, В. Г. Перфилов – М.: Машиностроение, 1973. – 296с.
3. Приведение мощности дизелей к стандартным условиям/С. И. Погодин – М.: Машиностроение, 1972. – 144с.
4. Савельев Г. М., Зайченко Е. Н. Турбокомпрессоры и теплообменники надувочного воздуха: Учебное пособие для институтов повышения квалификации. – Ярославль: Верх.-Волж. кн. изд-во, 1983. – 96с.
5. Сухов В. В., Казаков Г. М. Основы конструирования и расчёта теплообменных аппаратов. – Нижний Новгород: НГАСУ, 2009. – 60с.
6. Бухмиров В. В., Ракутина Д. В., Солнышкова Ю. С., Пророкова М. В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата/ФГБОУ ВПО Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина. – Иваново, 2013. – 124с.
7. Двигатели с турбонаддувом/Н. С. Ханин., С. В. Аболтин., Б. Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 336с.
8. Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С. Справочные материалы для решения задач по курсу Тепломассообмен/ГОУ ВПО Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина. – Иваново, 2009. – 102с.
9. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания = Aufladung von Verbrennungsmotoren: Перевод с немецкого/Под ред. д-ра техн. наук Н. Н. Иванченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, – 1978. – 264с.
10. Агрегаты наддува двигателей: учебное пособие/Ю. Р. Вахитов. – Уфа: УГАТУ, 2012. – 158 с.

					0032.170136.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

11. Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1978. – 239с.
12. Двигатели внутреннего сгорания. – В 3 кн. – Кн. 1: Теория ДОЗ рабочих процессов: Учеб./В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян в др.; Под ред. В. Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 368с.
13. Агрегаты наддува. Г. М. Кухаренок. – Минск: БНТУ, 2012. – 50с.
14. Левкович С. Л. Определение температуры надувочного воздуха после воздухоохладителя в тепловозе/Сб. Двигатели внутреннего сгорания.– Вып. 2. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1966.
15. Малинов М. С., Куликов Ю. А., Черток Е. Б. Охлаждающие устройства тепловозов. – М.: Машгиз, 1962, – 260 с.

					<i>0032.170136.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81