

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності суднового двигуна шляхом модернізації системи повітропостачання.

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22
_____ **Недяк С.О.**
(підпис)

Керівник роботи:
доцент кафедри ІМ та ТМ, к.т.н., доцент
_____ **Познанський А.С.**
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати вдосконалення системи внутрішнього охолодження наддувочного повітря двигуна 6ЧН22,5/30 для буксиру «Lady Pamela», шляхом використання випарного охолодження наддувочного повітря. В якості базового був обраний двигун 6ЧН22,5/30 потужністю 1000 кВт.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ. Проведено аналіз системи охолодження двигуна. Розглянуто основні шляхи оптимізації системи повітропостачання. Визначені параметри двигуна з урахуванням застосування випарного охолодження компресора. Була спроектована та розрахована система подачі води. Проведені розрахунки форсунки для впорскування води.

У роботі проведено розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні двигуна, запропоновано заходи щодо зниження небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал з обслуговування дизеля. Розглянуто питання охорони навколишнього середовища й забруднення, які виникають при експлуатації дизеля.

Магістерська робота виконана українською мовою на 93 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

ABSTRACT

The master's thesis presents the results of improving the internal charge air cooling system of a 6-cylinder four-stroke with supercharging 22.5/30 engine for the tugboat "Lady Pamela" by using evaporative cooling of the charge air. The 6-cylinder four-stroke with supercharging 22.5/30 engine with a capacity of 1000 kW was chosen as the base.

In the work, the calculations of the working cycle of the internal combustion engine are performed. An analysis of the engine cooling system was carried out. The main ways of optimizing the air supply system are considered. The parameters of the engine are determined, taking into account the use of evaporative cooling of the compressor. The water supply system was designed and calculated. Calculations of the nozzle for water injection have been carried out.

In the work, the calculation of the supply and exhaust ventilation in the machine and boiler room of the engine was carried out, and measures were proposed to reduce dangerous and harmful factors affecting diesel engine maintenance personnel. Issues of environmental protection and pollution that arise during diesel operation are considered.

The master's thesis is written in Ukrainian on 93 sheets of calculation and explanatory notes. 10 literary sources were used. The graphic part is presented on 5 drawings of A1 format.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ	8
1.1 Загальні відомості про судно	8
1.2 Опис конструкції головного двигуна	10
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 22,5/30 ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ЙОГО ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ	15
2.1 Основні напрямки розвитку середньооборотних судових двигунів	15
2.2 Особливості використання випарного охолодження наддувочного повітря	28
2.3 Тепловий розрахунок головного двигуна при роботі з звичайною системою повітропостачання	36
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна	47
2.5 Розрахунок розходів води, масла та повітря	49
РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ДВИГУНА 6ЧН 22,5/30 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ВИПАРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ	51
3.1 Визначення параметрів двигуна з урахуванням застосування випарного охолодження компресора	51
3.2 Визначення зміни економічності двигуна при використанні випарного охолодження компресора	61
3.3 Проектування системи внутрішнього охолодження наддувочного повітря	70

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		<i>Недяк С.О.</i>						
<i>Перевірив</i>		<i>Познанський А.С.</i>					4	93
<i>Н. контр.</i>		<i>Познанський А.С.</i>				<i>61-ТЕМмаг-22</i>		
<i>Затвердив</i>		<i>Нестеренко В.В.</i>						

3.4 Висновок по розділу	73
-------------------------	----

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	75
--	----

4.1 Охорона праці	75
-------------------	----

4.2 Охорона навколишнього середовища	83
--------------------------------------	----

ВИСНОВКИ	86
-----------------	----

ЛІТЕРАТУРА	87
-------------------	----

ДОДАТКИ	88
----------------	----

1. Загальний вигляд машинного відділення Ф-А1
2. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 22,5/30 Ф-А1
3. Загальний вигляд двигуна 6ЧН22,5/30 Ф-А1
4. Схема системи подачі води Ф-А1
5. Форсунка для впорскування води Ф-А1

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Температура наддувочного повітря перед двигуном повинна бути близькою до температури навколишнього повітря в літній період (приблизно 15...20 °С). Не виключено, що подальше зниження температури наддувочного повітря також може мати сприятливий вплив на економічність, ресурс та екологічні показники двигуна. Для формування остаточної думки з питання оптимального межі зниження температури наддувочного повітря потрібні додаткові дослідження. Забезпечити зазначені температури в літній період практично неможливо при використанні для цього звичайних рекуперативних систем охолодження. Зрозуміло, що найвдаліші рекуперативні системи охолодження можуть знижувати температуру наддувочного повітря до температур, на 10...20 К більших, ніж температури навколишнього середовища. Це досягається шляхом застосування спеціальних підходів до проектування систем охолодження, зокрема, шляхом створення «маловитратних» систем. У той же час досить поширеними залишаються системи, в яких наддувочне повітря охолоджується значно гірше. За інших рівних умов температура наддувочного повітря знижується при підвищенні теплових ККД охолоджувачів наддувочного повітря і працюючих в парі з ними розсіювачів теплоти (радіаторів або водоводяних охолоджувачів). При зміні режиму роботи двигуна і температури навколишнього середовища температура наддувочного повітря перед двигуном може регулюватися у бік підвищення. Можливості такого регулювання мають бути забезпечені конструкцією схеми системи охолодження і в даний час забезпечуються майже для всіх застосовуваних схем [2].

У відповідності зі сказаним вище існує проблема створення систем охолодження з використанням інших принципів відводу теплоти для

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечення більш глибокого охолодження наддувочного повітря. Зокрема, дебатується застосування систем охолодження з використанням холодильних циклів. Найбільш простими системами такого роду можуть бути системи з повітряними розширювальними машинами або турбодетандерні системи охолодження. Доцільність застосування подібних систем проблематична і вимагає проведення подальших досліджень.

Із збільшенням глибини охолодження повітря при інших рівних умовах маса і габарити системи охолодження можуть збільшуватись, що створює зрозумілі проблеми. При жорстких обмеженнях на масу і габарити системи охолодження (наприклад, для військової техніки) може існувати споріднена проблема забезпечення номінальної потужності двигуна в умовах екстремально високих температур навколишнього середовища і при інших несприятливих параметрах (наприклад, в умовах пустелі або високогір'я).

Мета даної магістерської роботи – розробити умови по поліпшенню паливної економічності головних двигунів буксира «Lady Pamela» шляхом використання випарного охолодження наддувочного повітря.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальні відомості про судно

Проектований двигун встановлюється на буксирі (головний проект «Lady Pamela»). Дане судно призначене для плавання в тропічних широтах і має наступні основні характеристики:

- довжина найбільша – 55,75 м;
- довжина між перпендикулярами – 50,517 м;
- ширина – 11,89 м;
- висота корпусу по міделю – 5,5 м;
- сидання з вантажем – 4,68 м;
- водотоннажність – 2400 т;
- Частота обертання гвинтів – 140 хв⁻¹.

Енергетична установка двохвальна, має чотири двигуни, загальною потужністю 4000 кВт (5440 л. с.), по два двигуни на один вал.

Швидкість ходу судна в повному вантажу при нормальному стані моря для судна-прототипу 11 вузлів.

Загальний вигляд судна і його машинного відділення приведений на рис. 1.1.

ЕУ судна відноситься до дизель-редукторних і двохвальних. На кожен вал працюють два двигуни через загальний редуктор. До кожної пари двигунів приєднано по валогенератору, які відбирають потужність для приводу електромеханізмів судна на ходу.

Машинне відділення має носове розташування.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

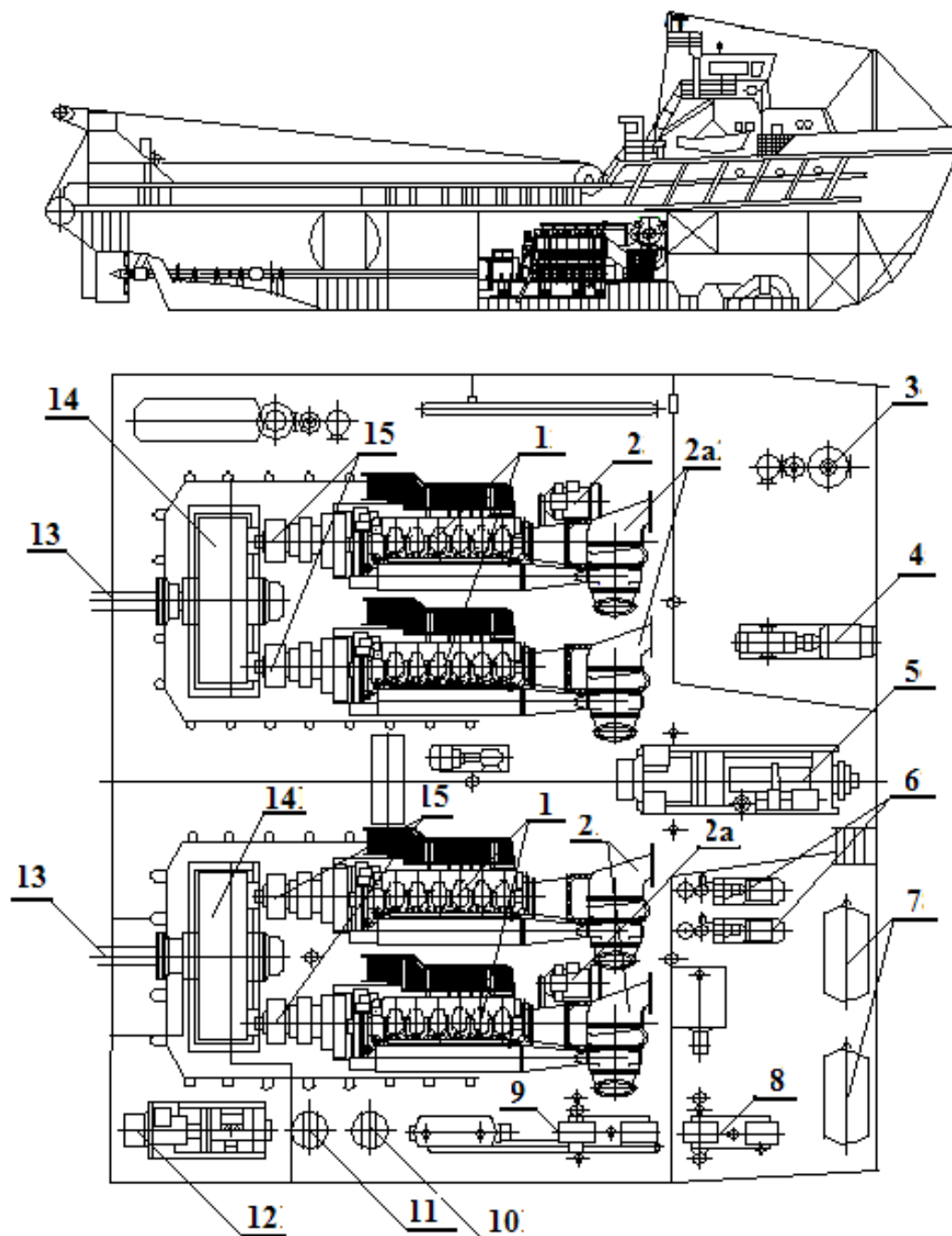


Рис. 1.1 – Загальний вигляд судна і його машинного відділення: 1 – головні двигуни; 2 – валогенератори; 2а – турбокомпресори; 3 – насос прісної води; 4 – електрокомпресор; 5 – допоміжний дизель-генератор; 6 – електронасоси; 7 – балони стислого повітря; 8 – сепаратор; 9 – охолоджувач; 10 – цистерна для прісної води; 11 – цистерна для забортної води; 12 – електрокомпресор пускового повітря; 13 – валопровід; 14 – редуктор; 15 – резино-пневматичні муфти

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

Дизель-редукторний агрегат встановлений в трюмі машинного відділення на фундаментах, пов'язаних з набором днища корпусу. Для зручності обслуговування двигунів навколо них є достатні площі, на які можна покласти великі деталі, витягнені з двигуна для ремонту. Наявність редуктора дозволяє використовувати двигуни на гребний вал при частотах обертання, які відповідають найбільшому ККД гвинта, крім того, покращуються експлуатаційні характеристики установки. При зниженні швидкості частину двигунів можна вимикати, тоді інші будуть працювати більш ефективно.

Валогенератори приєднані до двох головних двигунів, розташованих з боку бортів судна. Замикання двох ГД на один редуктор забезпечує рівномірний відбір потужності кожним валогенератором від обох двигунів. Один валогенератор споживає потужність 288 кВт. Допоміжний дизель-генератор потужністю 240 кВт встановлюється в тому ж МВ, по ДП судна біля носової переборки.

1.2 Опис конструкції головного двигуна

Двигуни цього сімейства входять в модельний ряд двигунів нового покоління фірми YANMAR. Вони створювалися на основі накопиченого досвіду експлуатації дизелів ранніх випусків. Основні завдання розробки полягали в спрощенні операції по експлуатації й технічному обслуговуванню, досягненню високої економічності і можливості роботи на низькоякісних важких паливах. Фірма стверджує, що ресурс двигунів між переробками складає 20-25 тис. годин. Для двигунів даного класу ці цифри є високими. Малі вібрації, низькі рівні шуму і емісії вихлопу є також не менш важливими завданнями.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						10
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

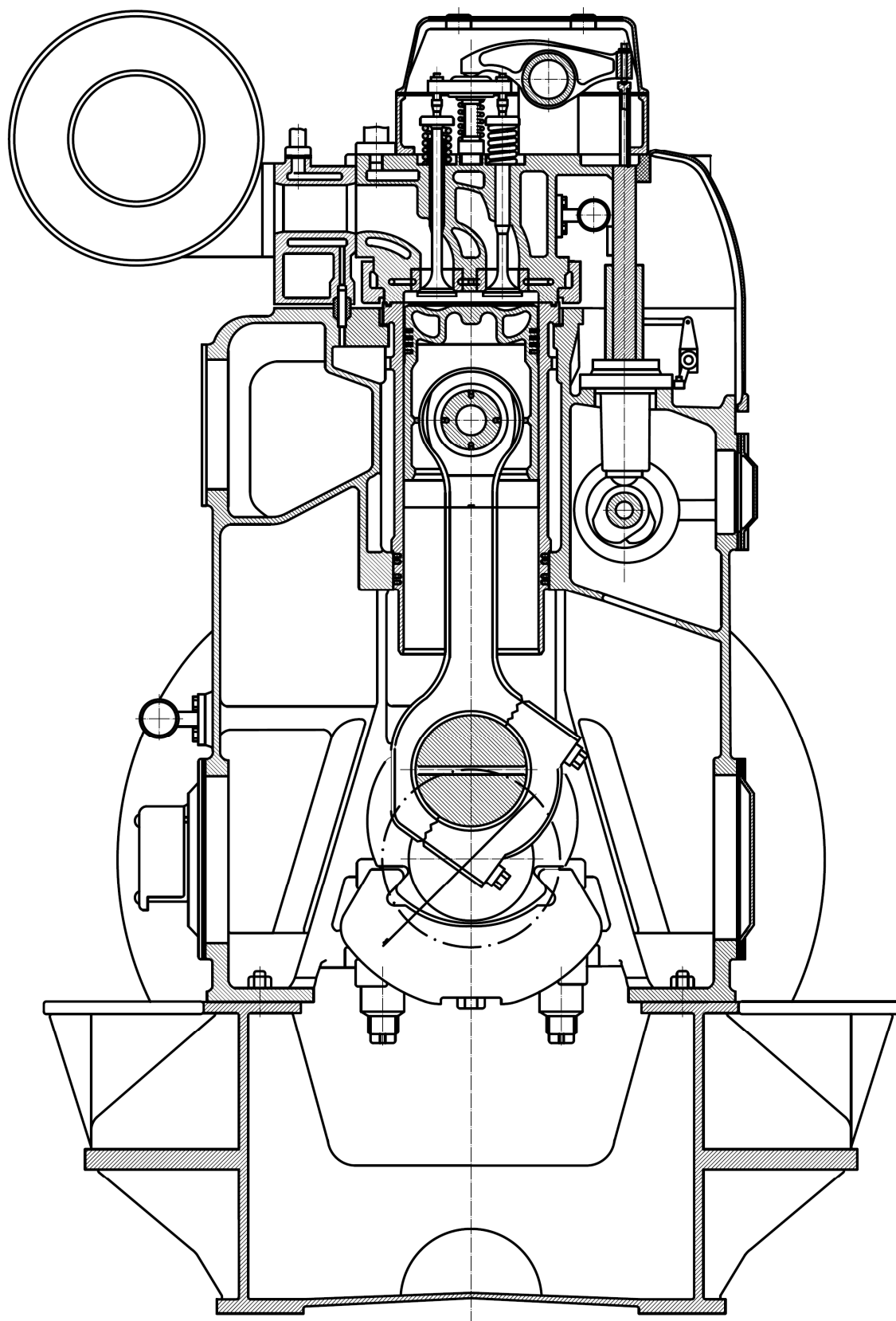


Рис. 1.2 – Повздовжній розріз двигуна 6ЧН 22,5/30

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ

Аркуш

11

Двигун типу 6ЧН 22,5/30 є дизельним, чотиритактним, 6 циліндровим нереверсивним, з турбонаддувом, проміжним охолодженням і з прямим уприскуванням палива, рядний.

У конструкцію двигуна закладений принцип інтеграції окремих компонентів модуль з метою скорочення числа конструктивних елементів і, тим самим скорочення витрат часу на збірку, технічне обслуговування і ремонт. Новизною є наявність фронтальної литої коробки, в якій розташовані обслуговуючі двигун допоміжні агрегати (насоси, охолоджувачі, терморегулюючі клапани і ін.)

Фундаментна рама виконання єдина. Одночасно виконує функції масляного піддону. До суднового фундаменту кріпиться за допомогою еластичних антивібраторів.

Блок-станина є литим моноблоком. Враховуючи, що блок-станина відлита з чавуну, всі її компоненти за допомогою анкерних зв'язків і поперечних шпильок знаходяться в заздалегідь стислому стані при передачі зусиль від кришок циліндрів до колінчастого валу випробовують виключно напругу стискування, що сприятливо позначається на міцності.

Тут корисно нагадати, що чавун відмінно працює на стискування, але володіє малою міцністю під дією розтягуючої напруги. Рамові підшипники підвісного колінчастого валу мають потужну підтримку у вигляді анкерних зв'язків верхній кінець яких закріплені в потужній проміжній полиці станини. Кришки підшипників розміщуються в тих, що вертикальних напрямляють станини і стримуються гідравлічно затягуваними шпильками. Вкладиші підшипників тришарові.

Втулка циліндра відлита відцентровим способом із спеціального чавуну, вставляється в отвір в станині і спирається на неї низькорозташованим фланцем. Завдяки цьому верхня охолоджувана частина втулки знаходиться над станиною, порожнина охолодження утворюється

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

між цією частиною втулки і сорочкою, виконаною у вигляді кільцевого утворення в нижній частині кришки циліндра.

Частина втулки, розташована нижче за опорний фланець, не охолоджується і це дозволяє підтримувати в ній досить високі температури і тим самим, уникнути низько температурної корозії. Відсутність води в станині унеможливорює обводнення масла при витіках. Для зниження заполірування робочої поверхні втулки і витрати масла у верхню частину встановлюється антиполірувальне кільце. Ущільнення відмінюваних поверхонь втулки і кришки забезпечується через проміжне чавунне кільце.

Кришка циліндра відлита з чавуну спільно з інтегрованою з нею частиною ресивера наддувочного повітря. Вогневе днище товсте і витримує високі механічні навантаження (максимальний тиск згорання досягає 180 бар), але для виключення появи в ній високої температурної напруги його охолодження здійснюється по розташованих в них каналах. У кришці встановлюються 2 впускних та 2 випускних клапана. Кріпиться кришка до станини чотирма шпильками.

Поршень складений – юбка відлита з сферичного чавуну, голівка сталева кована і охолоджується маслом, що поступає в свердління в шатуні. Усередині голівки тепловіддача реалізується методом збовтування, що виникає при зміні прискорень при русі поршня. Відведення масла з голівки здійснюється через спеціальне свердління в картер. Поршень забезпечується двома компресійними і одним маслоз'ємним кільцем. Компресійні кільця мають бочкоподібну форму і хромове покриття робочих поверхонь, що забезпечують відмінне ущільнення при мінімальному зносі.

Шатун сталевий, кований, двотаврового перетину. Вкладиші тришарові з приробленим покриттям. Новим є використання тришарової втулки головного підшипника замість втулки, що традиційно застосовувалася, зі свинцевої бронзи. Каналізація масла в шатуні традиційна.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Клапани виготовлені з термо- і корозійностійкої сталі, на тарілках і сідлах є наплавлення. Для запобігання утворенню відкладень на робочих поверхнях передбачений механізм повертання клапанів.

Система охолодження складається з низько- і високотемпературного контурів. Обидва контури - і низько-, і високотемпературний - охолоджуються прісною водою. Вода в низькотемпературному контурі проходить через циркуляційний насос низької температури, який прокачує воду через другий рівень ОНП, а потім через охолоджувач масла. Вода високотемпературного контура, проходить через циркуляційний насос високої температури, а потім через перший рівень ОНП до входу її у водяну охолоджуючу сорочку і кришку циліндра. Нарешті, вода виходить з двигуна разом з водою низької температури. Вода низької і високої температури виходить з двигуна через окремі триходові термостатичні клапани (термостати), які регулюють температуру води.

Паливна апаратура включає паливний насос золотникового типа з регулюванням по кінцю подачі і форсунку багатодірчасту, неохолоджувану. Паливні трубки високого тиску одягнені в захисний кожух, що виключає проникнення витіку палива за межі кожуха. Витіки можуть виникати як при ослабленні штуцерних з'єднань трубки форсунки, так і при її розриві, що особливо небезпечно, оскільки струмені палива і туман, що утворюється, з часток палива можуть попасти на гарячі деталі і запалитися. На жаль, подібні випадки пожеж бували неодноразово.

Регулювальник гідромеханічний або електронний з гідравлічним сервомотором.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 22,5/30 ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ЙОГО ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ

2.1 Основні напрямки розвитку середньообертових судових двигунів

Середньообертові двигуни займають понад 25 % від загальної потужності встановлених на судах дизелів; в берегових електроенергетичних установках вони грають переважуючу роль. У процесі вдосконалення їх конструкції двигунобудівні фірми виходили з вимог забезпечити [10]:

- високу питому потужність (кВт/кг і кВт/л). Малі зноси, високу надійність і моторесурс при роботі на важких паливах;
- чистоту вихлопу, що задовольняє вимогам «Правил ІМО -2000»;
- низькі експлуатаційні витрати, які включають вартість витрачається палива і масла, витрати на техобслуговування і запасні частини;
- низьку вартість і трудомісткість у виробництві, монтажі на судні і в процесі технічного обслуговування.

Реалізація цих вимог привела практично до створення середньообертових двигунів нового покоління, що істотно відрізняються від двигунів більш ранніх моделей, як по конструкції, так і по організації робочого процесу [3].

Була продовжена форсировка робочого процесу з використанням газотурбінного наддуву. Сучасний рівень середнього ефективного тиску судових середньообертових дизелів становить 2,1-2,9 МПа.

Фірмою «Вяртсиля» істотно переглянута організація наддуву, що дозволяє одночасно використовувати переваги імпульсного наддуву і наддуву при постійному тиску. Фірма МАН спільно з японським ліцензиатором адаптували широко використовувану в малообертових

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

дизелях систему постійного наддуву стосовно до 4-х тактним машинам і стала її застосовувати у своїх останніх моделях. Перехід з раніше застосовувався імпульсного наддуву на систему постійного наддуву надає наступні переваги:

- більш високий ККД ГТК;
- більше проста і надійна конструкція вихлопних трубопроводів;
- досягається більш рівна температура газів за циліндрами і забезпечується більший запас по помпажу компресора.

Але одночасно губляться такі переваги імпульсного наддуву, як краще забезпечення двигуна повітрям на малих навантаженнях.

Ця обставина не могла не враховуватися, так як більшість середньообертових двигунів використовуються в якості головних на поромках, круїзних судах, буксирах, траулерах і в якості допоміжних дизель-генераторів. Для них значну частку часу складають малі та середні навантаження, а також, перехідні режими.

Зазвичай робота на малих навантаженнях і, особливо, на перехідних режимах супроводжується погіршенням згоряння палива і димним вихлопом, пов'язаними з погіршенням розпилювання палива, падінням тиску наддуву і порушенням повітропостачання. Тому першочергове завдання полягало в тому, щоб забезпечити стабільну і економічну роботу двигунів не тільки на режимах повних або близьких до них навантажень, але і на перерахованих режимах.

Відомо, що 4-х тактні двигуни, як правило, розташовують значним резервом енергії вихлопних газів і це змушує в ряді випадків вдаватися до байпасування газів перед ГТК. Ця обставина було використано фірмою МАН. Шляхом перенастроювання робочого апарату газової турбіни на оптимум в зоні часткових навантажень була збільшена її потужність в цьому діапазоні на шкоду ККД і потужності на повному навантаженні. Компенсація втрати потужності на повному навантаженні в цьому випадку

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

досягається збільшенням подачі газів на турбіну шляхом скорочення їх байпасування. Щоб не втрачати ККД турбокомпресора на повному навантаженні, можна зазначену перенастроювання здійснювати в процесі роботи двигуна. Для цього використовувати сопловий апарат з змінною геометрією. При роботі на малих навантаженнях використовувати сопловий апарат з малим прохідним перетином, а при переході на повні навантаження - використовувати апарат з великими прохідними перетинами.

Для турбін радіального типу фірма МАК розробила конструкцію з двома сопловими апаратами - один для часткових навантажень і другий для навантажень від 80 % і вище (рис. 2.1). Ці два апарати розміщуються в корпусі турбіни і переміщаються пневматично залежно від зміни положення рейки паливних насосів.

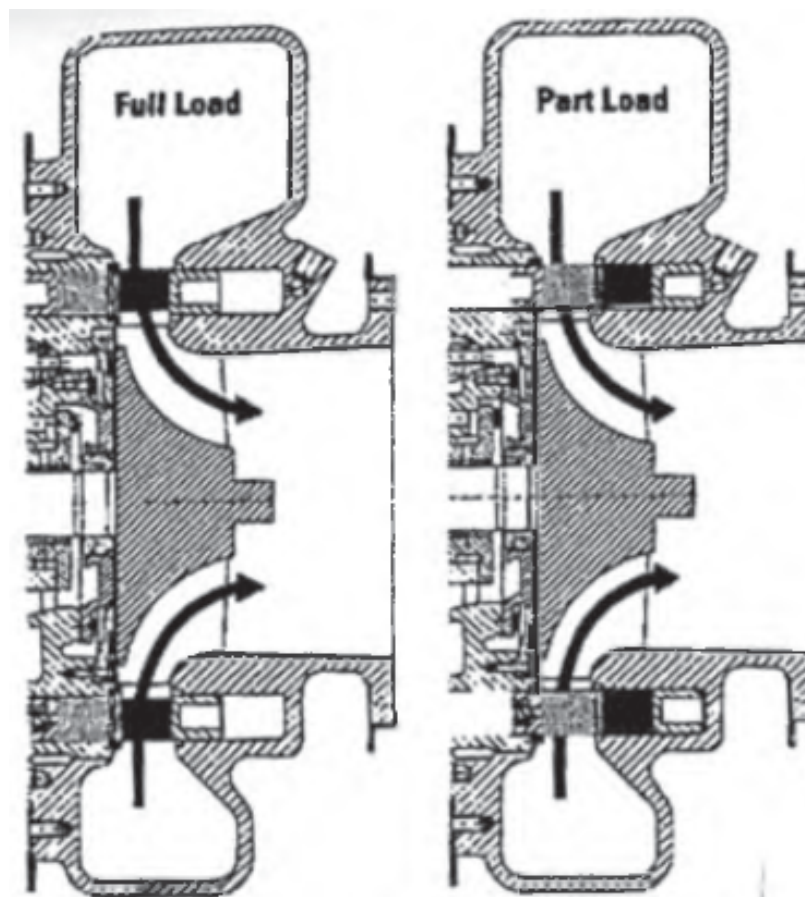


Рис. 2.1 – Змінний сопловий апарат ГТК

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

У результаті було досягнуто покращення згорання палива на часткових навантаженнях, збільшився створюваний крутний момент і на 5 % зменшилася витрата палива. Ще раз відзначимо, що це рішення дозволило уникнути компромісу попереднього варіанту, коли на догоду малих навантажень доводилося йти на зниження ккд на повних навантаженнях. Відзначаємо в останні роки посилення норм емісії у вихлопних газах сажистих частинок (димність вихлопу) і оксидів азоту (NO_x) змусило двигунобудівників шукати шляхи радикального вдосконалення процесів згорання палива, не обмежуючись раніше окремо здійснюваним і заходами щодо поліпшення повітропостачання, паливоподачі і пр. Фірма Катерпиллар першою перейшла до інтегрованої системи, коли окремі удосконалення взаємопов'язані й взаємодоповнюють один одного. Подібна система отримала найменування ACERT. Поряд із впровадженням системи електронного управління двигуном, в основному, оптимізуючої фази подачі палива в циліндри при зміні швидкісного режиму, у завдання електроніки була включена завдання управління фазами відкриття і закриття впускних клапанів. Це дозволило оптимізувати надходження надувочного повітря залежно від режиму двигуна, температури і тиску повітря, температури в системі охолодження та ін., що істотно поліпшило якість згорання палива і чистоту вихлопу. З метою поліпшення повітропостачання на перехідних режимах, коли різко міняються навантаження і обороти двигуна, що встановлюється на двигун один турбокомпресор був замінений на два менших розмірів і відповідно з меншими масами. Це сприяло зниженню інерційності при наборі оборотів ГТК і, тим самим, - більш швидкому зростанню тиску наддуву і кількості подається в циліндри, що необхідно, коли подача палива різко збільшується і при нестачі повітря двигун починає диміти. Система ACERT була поширена і на двигуни МАК, виробництво яких здійснюється об'єднаним концерном «Caterpillar Motoren - МАК». У середньообертових двигунах МАКМ43 були вдосконалені ГТК, підняті

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

тиску уприскування і введено управління фазами паливоподачі. З метою поліпшення сумішоутворення були внесені зміни в конфігурацію камери згоряння. Також, організовано управління фазами відкриття і закриття впускного клапана, здійснюване за допомогою переміщення важелів приводу клапанів щодо кулачних шайб клапанів і паливного насоса. З переходом на малі навантаження ролик важеля приводу паливного насоса, що сидить на валу з ексцентриками при повороті вала переходить на крутіший ділянка профілю, швидкість руху плунжера зростає, а з нею збільшуються тиску уприскування, одночасно раніше починається подача палива (див. рис 1-2).

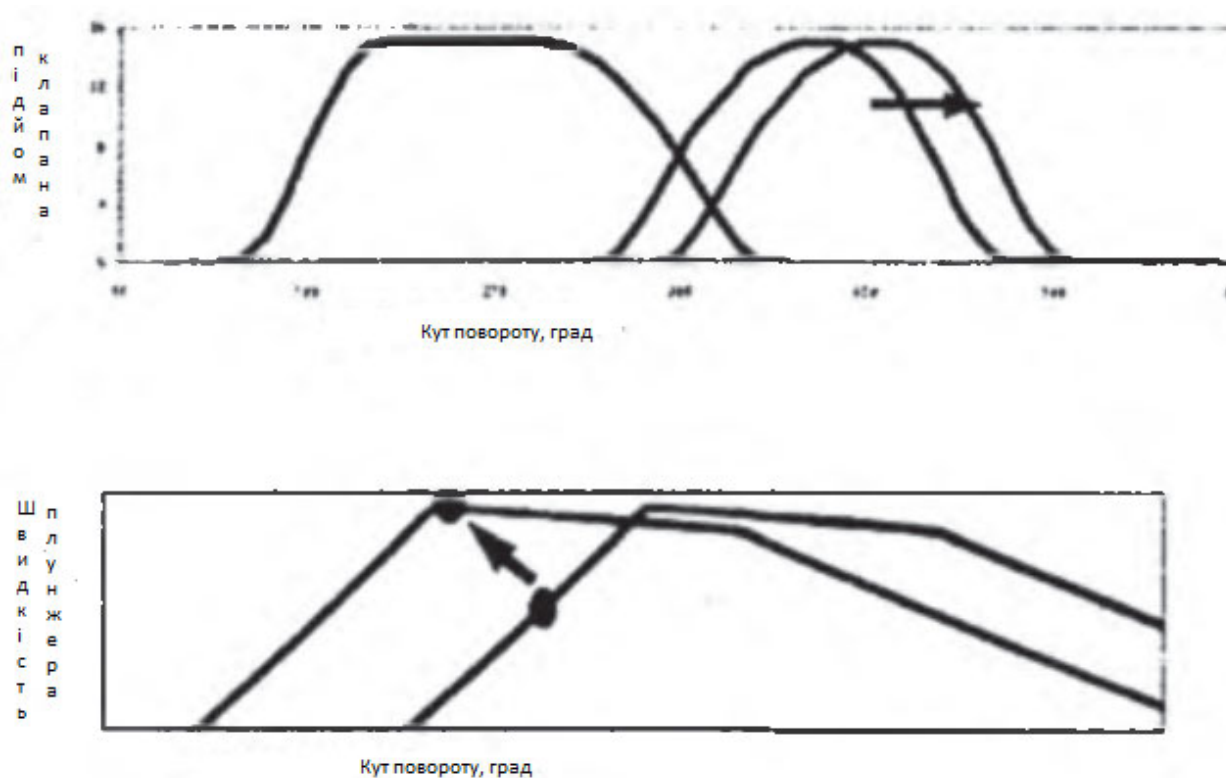


Рис. 2.2 – Зміна фаз газорозподілу та швидкості плунжера ПНВТ

На цьому ж малюнку (угорі) показані криві підйому і посадки впускного клапана. З переходом на малі навантаження фази відкриття і закриття клапана міняються на більш пізні, що, за твердженням фірми, забезпечує більш ефективне стиснення повітря в робочих циліндрах. З

ростом тиску впорскування досягається більш тонке розпилювання палива і більш повне його згорання. Випробування на двигуні М43 показали, що в діапазоні 2-10 % навантаження емісія NO_x знизилася на 35 %, видиме димлення відсутня. Наступна проблема, яку двигунобудівниками довелося вирішувати, полягала в тому, що температури повітря і газів в камері згорання на часткових режимах істотно нижче і це несприятливо відбивається на затримці займання. Затягування займання призводить до неповного згорання і іншим, пов'язаним з цим наслідків. Тому Вяртсиля і ряд інших фірм при переході двигуна на навантаження менше 45% вдаються до відключення охолодження надувного повітря і включають його підігрів. Причиною неповного згорання палива, що супроводжується димленням на вихлопі, зазвичай виявляється при різких накинуща навантажень, є інерційність ГТК, не встигає збільшити подачу повітря слідом за збільшенням подачі палива. Сьогодні для прискорення розкручування ротора ГТК стали подавати на лопатки компресора стиснене повітря, використовуючи для цього додатково встановлювані сопла і лямбда-регулятори (рис. 2.3).

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

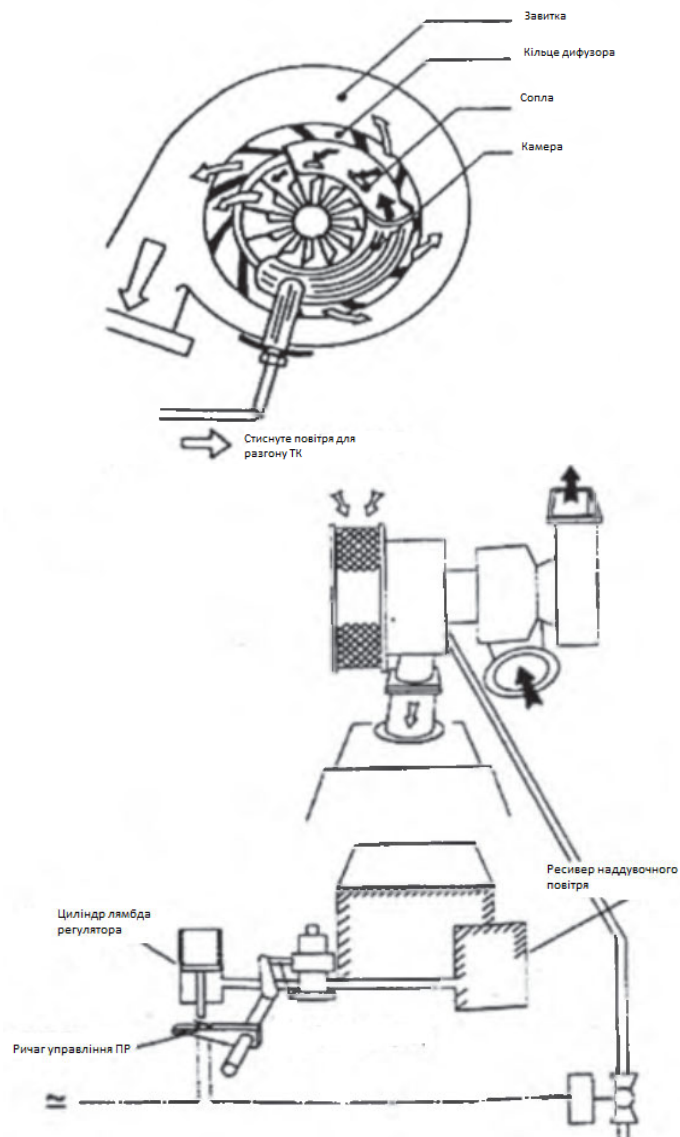


Рис. 2.3 – Регулятор розгону ГТК на перехідних режимах набросу навантаження

При збільшенні навантаження регулятор числа оборотів прагне перемістити паливну рейку в бік збільшення подачі палива. Однак, тиск наддуву ще низьке, подача повітря недостатня і поршень сервомотора лямбда-регулятора обмежує рух паливної рейки і одночасно включає соленоїд клапана, що відкриває подачу стисненого повітря на лопатки компресора ГТК. Надходження повітря на ГТК припиняється з зростанням його оборотів і тиску наддуву.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Давно вже перед двигунобудівниками стояло завдання - перевести середньообертові двигуни на важкі палива, щоб на судні могло використовуватися єдине паливо. Це диктувалося істотно нижчою вартістю важких палив в порівнянні з дизельними (приблизно в два рази). Якщо спочатку рішення цього завдання здавалося малоймовірним, то сьогодні всі провідні фірми її успішно вирішили.

Якщо при перекладі потужних малообертових двигунів на важкі палива основні заходи зводилися до організації належної підготовки палив, то рішення цього завдання стосовно до середньообертових двигунів зажадало ще і радикальних перетворень в організації робочого процесу.

Насамперед були вдосконалені процеси сумішоутворення і згоряння. З цією метою була збільшена мілина розпилювання шляхом збільшення тиску уприскування палива до 120-150 МПа. Більш високі тиску впорскування близько 200 МПа виявляються невиправданими, оскільки різко зростають навантаження на соплові наконечники, що супроводжуються їх розривом. Із збільшенням навантажень на привід ПНВТ доводиться підсилювати розподільний вал і його шестерний привід.

Якщо при перекладі потужних малообертових двигунів на важкі палива основні заходи зводилися до організації паливообробки та підготовки палив, то рішення цього завдання стосовно до середньообертових двигунів зажадало радикальних перетворень в організації робочого процесу.

Важкі палива складаються з важких фракцій, що володіють більш тривалим періодом підготовки до згорання і меншими швидкостями горіння. При роботі двигуна на таких паливах особливо в зоні часткових навантажень, коли тиску і температури в кінці стиснення низькі, фіїл збільшується і згорання палива зміщується в бік запізнювання. Кількість палива, що накопичується в камері згорання за цей період, збільшується. Подальше самозаймання великої маси палива призводить до зростання

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

швидкостей наростання і величини тиску, що спричиняє ріст механічних навантажень, особливо, в підшипниках. Паливні струменя, що не вигорить по шляху, б'ють по стінках робочого циліндра. Зсув згоряння на лінію розширення призводить до падіння економічності роботи двигуна. Щоб прискорити фізичні і хімічні процеси підготовки до згорання необхідно було підняти тиску і температури в циліндрі в момент упорскування палива. При модернізації двигунів це було досягнуто збільшенням ступеня стиснення з 10,5-11 до 14-15,5. Відомо, що зі збільшенням ϵ підвищується термічний ККД циклу, що безсумнівно корисно, але одночасно із зростанням тисків у момент упорскування палива збільшується і максимальний тиск циклу, що тягне за собою зростання механічних напружень в елементах ЦПГ і кривошипно-шатунного механізму. Щоб уникнути зростання P_z конструктори вдалися до зміщення початку подачі палива (кута випередження) в сторону запізнювання при одночасному скороченні тривалості подачі таким чином, щоб ступінь підвищення тиску при згорянні не виходила за межі 1,1 і не збільшувалася догорання палива на лінії розширення. У двигуні Вяртсиля 46 кут випередження впорскування раніше становив $10-12^\circ$ після модернізації він був скорочений до $2-3^\circ$ до ВМТ. Скорочення тривалості подачі було забезпечено збільшенням діаметра соплових отворів і підвищенням швидкості руху плунжера ПНВТ шляхом перепрофілювання паливного кулака. Як видно з рис. 2.4 швидкість тепловиділення, а з нею і швидкість росту тисків у циліндрі із збільшенням ступеня стиснення істотно зменшуються. Робочий цикл сьогодні практично зведений до циклу з підведенням тепла при постійному тиску, з якого починалася історія дизелів. Тут важливо відзначити, що перехід від циклу зі

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

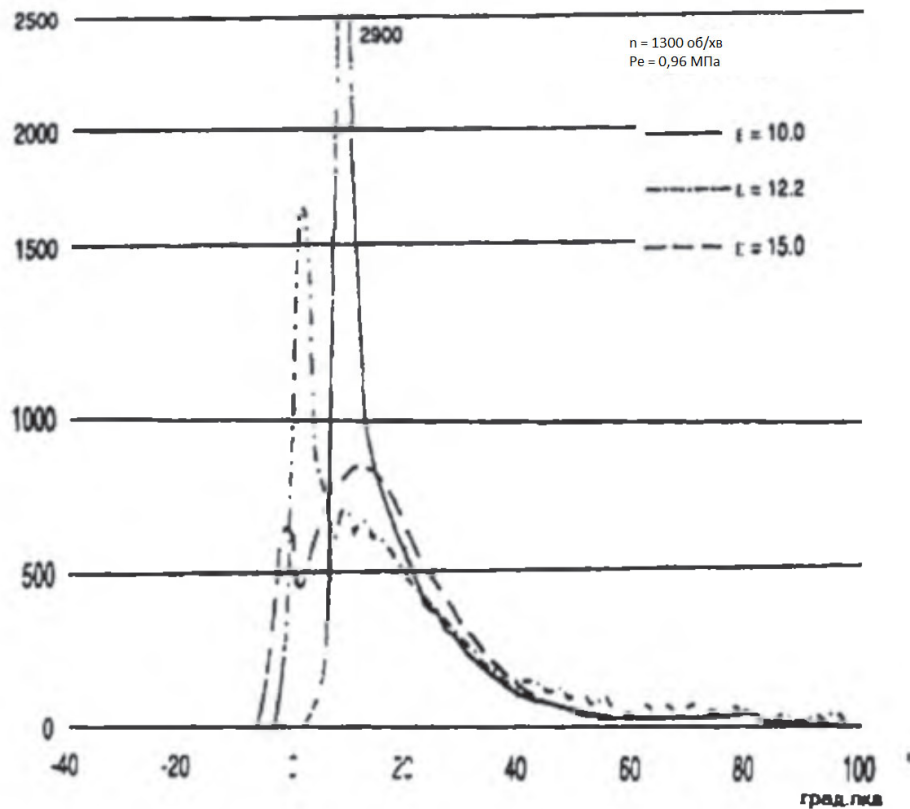


Рис. 2.4 – Вплив ступеня стиску на швидкість тепловиділення при згорянні змішаним підведенням тепла до циклу $P = \text{пост}$, повинен був привести до зниження економічності. Але одночасне збільшення ступеня стиснення і скорочення тривалості подачі при одночасному підвищенні тонкощі розпилювання палива дозволили конструкторам утримати його витрата на колишньому рівні і, при цьому, вирішити головне завдання - забезпечити ефективну роботу двигунів на важких паливах і зменшити утворення NO_x . У процесі доопрацювання дизелів ряд фірм збільшили ставлення ходу поршня до діаметру циліндра (до 1,5), це дозволило збільшити висоту камери згоряння і, тим самим, створити кращі умови для розвитку факела палива, сумішоутворення і згоряння. Одночасно зі збільшенням S/D знизили частоту обертання. Це знизило середню швидкість поршня і швидкість зношування ЦГГ. Форсировка двигунів і використання в них важких палив зажадали особливу увагу звернути на їх теплову напруженість, особливо, в зоні камери згоряння. З метою зниження температур і більш рівномірного їх розподілу (зниження температурних перепадів) охолодження деталей

камери згоряння було організовано за принципом канального, що дозволяє наблизити охолоджуючу рідину до теплових поверхнях. Це поряд зі зниженням температур, дозволило зменшити температурні перепади і викликані ними деформації і температурні напруги.

Особлива увага приділялася температурним полям:

- робочої поверхні втулки циліндра – щоб уникнути низькотемпературної (сірчистої) корозії вона не повинна опускатися нижче 130 °С і підніматися вище 160-180 °С. В останньому випадку буде мати місце інтенсивна полімеризація масла з утворенням лако- і нагаровикладів;
- поршня в зоні поршневих кілець - не вище 160 °С в цілях запобігання нагаровикладу в кепках і на внутрішній охолоджуваній поверхні головки;
- кришки циліндра в зоні розташування сідел вихлопних клапанів - не вище 450 °С, щоб уникнути високотемпературної (Na-V) корозії сідел і клапанів.

Алюмінієві поршні в більшості конструкцій були замінені на чавунні, виготовлені з високоміцного і зносостійкого чавуну з сферичним графітом, або на складові з головками, що виготовляються з жароміцної сталі. Велику увагу було приділено організації мастила ЦПГ.

Традиційно застосовувана в тронкових двигунах мастило розбризкуванням в двигунах «Вяртсиля» була замінена на примусову подачу масла в зазор між тронком і втулкою циліндра через канали в самому поршні. У двигунах «Зульцер - Z40» була введена примусове змазування циліндрів під тиском від лубрикатора. Ці рішення знизили зноси ЦПГ і зменшили витрата масла до 0,5-1 г/кВт×год, що на сьогоднішній день для тронкових двигунів є рекордно низьким.

Провідні судновласницький компанії в останнє десятиліття під знаком зниження експлуатаційних витрат систематично скорочують чисельність машинної команди, а це диктує необхідність зменшення обсягу робіт з

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		25

технічного обслуговування безпосередньо на судні і перенесення більшої частини цих робіт на берег. Цьому ж сприяє і напружене розклад рейсів, що приводить до скорочення стоянок в порту і, тим самим, що утрудняє виконання трудомістких робіт у ці періоди. Не можна не враховувати і спостережуване зниження кваліфікації судових механіків, для яких виконання ряду складних робіт з мотоочищення представляється досить складним і, у зв'язку з цим, нерідкі помилки. На підтвердження сказаного за даними морських страховиків більше 50% поломок у допоміжних дизелів припадає на перші 500 годин їх роботи після мотоочищення, при цьому основною причиною є людський фактор. Викладені обставини послужили підставою для радикальної зміни компоновальних схем двигунів нового покоління. Застосування модульних рішень, що передбачають інтегрування ряду раніше сполучених конструктивних елементів в окремі модулі - моноблоки, усунення зовнішніх трубопроводів і розміщення їх у моноблоках, заміна фланцевих або штуцерних з'єднань на самоуплотнюючі роз'єми типу plug - in («тато - мама») значно спростило операції з розбирання двигунів.

Типовим прикладом модульного рішення може служити ілюстрація, показана на рис. 2.5.

Тут навішені на двигун насоси охолодження і мастила, охолоджувачі, терморегулятори, масляний самоочищається фільтр і приєднані до них трубопроводи інтегровані в одну коробчатую конструкцію, що закріплюється на фронтвої частини остова двигуна. Вся циліндро-поршнева група, включаючи поршень з шатуном, втулку циліндра і кришку може бути демонтована як одне ціле.

Передбачається, що ці інтегровані елементи замінюються судовим персоналом на поставляються фірмою комплекти нові або заздалегідь відремонтовані в умовах ремонтного підприємства, що володіє

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

висококваліфікованим персоналом. Фірма MAN включає в число модульно замінних елементів також:

- турбокомпресор;
- ПНВТ;
- насоси охолоджуючої води;
- насос мастила.

Перехід на нову технологію дозволяє повернути двигун в його вихідне робочий стан і в цьому випадку фірма гарантує експлуатацію агрегату протягом 12000 годин до наступного ремонту.

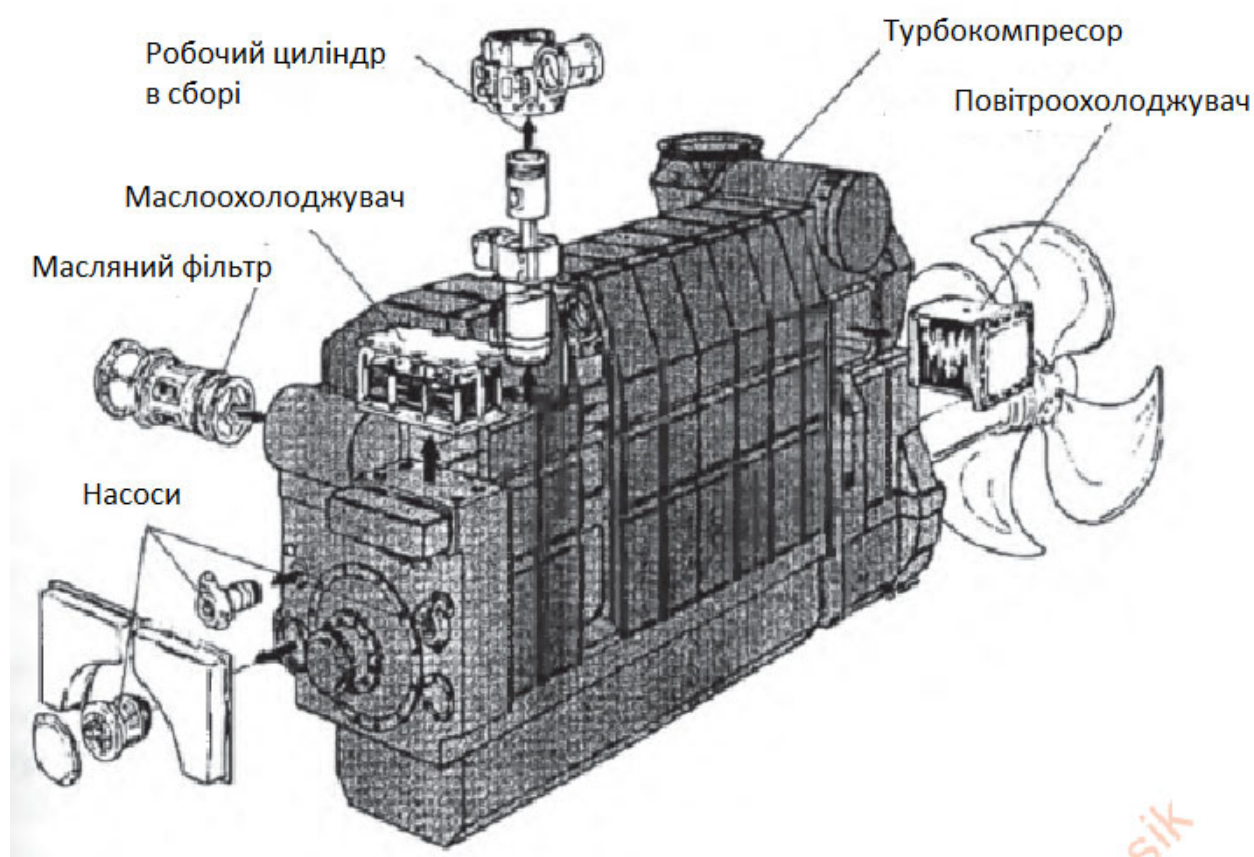


Рис. 2.5 – Модульна компоновка двигуна

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Особливості використання випарного охолодження наддувочного повітря

На Коломенському тепловозобудівному заводі ім. В.В. Куйбишева, починаючи з 1949 р., проводилися роботи по використанню випарного охолодження наддувочного повітря (випаром в ньому розпорошеної води).

У 1955—1956 рр. випарне охолодження досліджувалося на двигуні Міррліс TL3, обладнаному турбокомпресором НЕПІР TS 90 і охолоджувачами фірми Броун-Бовері.

Як показали досліди, на двигуні тепловоза типу ДН 23/30 при розпилюванні води перед вхідним патрубком компресора процес стискування в ньому наближається до ізотермічного (рис. 2.6). Для порівняння там же показано протікання процесу стискування в системі повітропостачання двигуна тепловоза 16ДН 23/30 (Д45) з поверхневим охолоджувачем. Детальне дослідження роботи турбокомпресора з випарним охолодженням повітря показало, що параметри навіть непристосованого до стискування двофазного робочого тіла компресора покращуються [4].

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						28
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

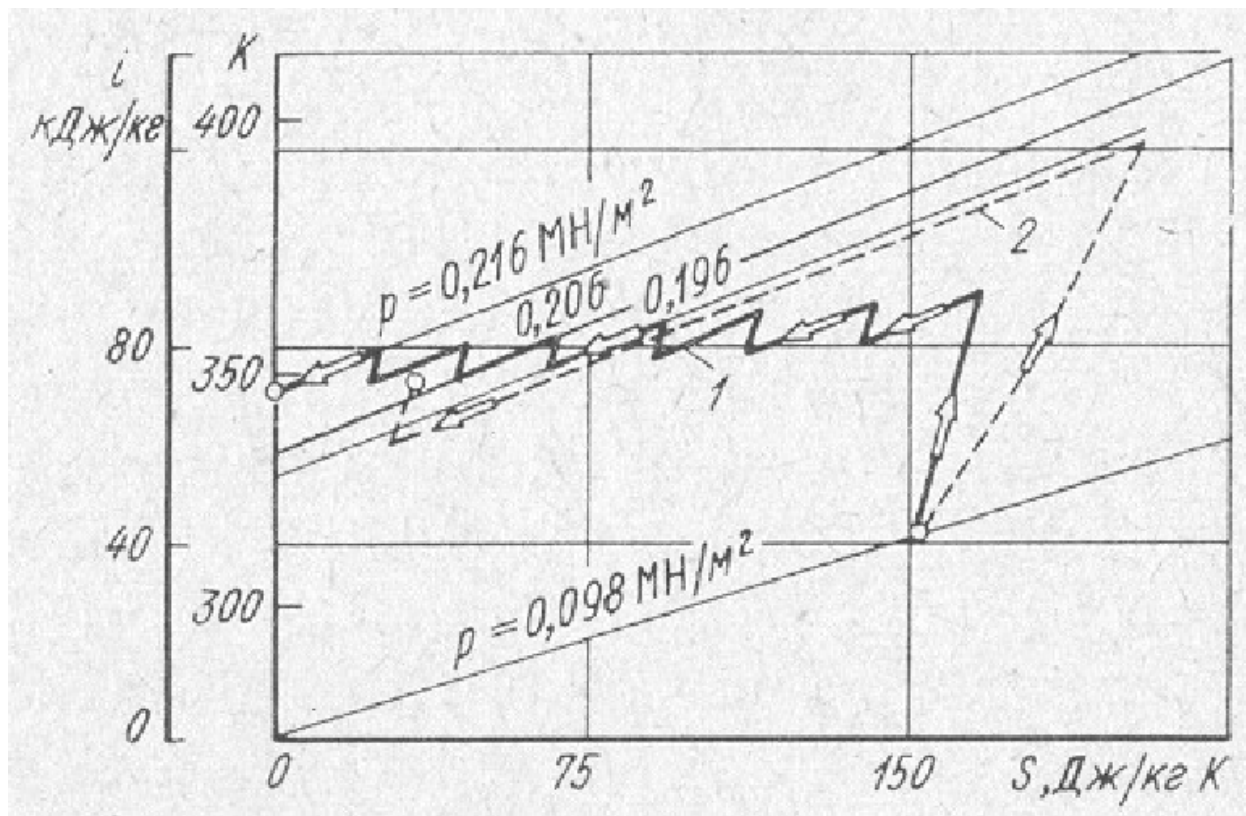


Рис. 2.6 – Приблизне протікання процесу стиску в іS-діаграмі: 1 – двоступінчаста система наддуву з використанням випарного охолодження наддувочного повітря; 2 – двоступінчаста система наддуву з поверхневим проміжним охолоджувачем

При дослідженні на стенді у вхідному патрубку компресора відцентровою форсункою розпилювалася різна кількість води і підтримувалася постійною температура засмоктуваного повітря.

Кількість вприсненої води, що випарувалася, визначали по відносній вологості повітря на виході з компресора, а також на підставі зіставлення кількості тепла, потрібного на нагрівання і випар розпорошеною на вході в компресор води, з різницею тепловмісту повітря на виході з компресора без уприскування і з уприскуванням води. Необхідність такого подвійного контролю пов'язана з наближеністю розрахунків в обох випадках 1.

Випробування показали, що температура повітря на виході з компресора падає майже пропорційно кількості води, що уприскує. При

роботі компресора з номінальною частотою обертання подача води в кількості 1 % витрати повітря приводила до зниження температури T_k за компресором приблизно на 24 К. При подачі води в кількості до 1,6% температура повітря знижувалася на $\Delta T = 40$ К.

Аналогічні результати виходять при визначенні величини ΔT по формулі

$$\Delta T = \frac{G_{\omega}}{G_{\epsilon}} \times \left(\frac{q + v}{c_p} \right)$$

де G_{ω} — витрата води, що розпилюється;

G_{ϵ} — витрати повітря;

q — теплота, що витрачається на нагрів води до температури насичення;

v — прихована теплота випару;

c_p — теплоємність повітря при постійному тиску.

Повний випар води без 100%-го насичення повітря вологою мав місце у всьому діапазоні зміни витрати повітря від мінімального (обмеженого помпажом), до максимального при мірі підвищення тиску в компресорі від 1,6 до 2,2, витрати води до 1,6% витрати повітря і при температурі довкілля 23-25 К.

Очевидно, що при збільшенні температури навколишнього середовища і при вищих мірах підвищення тиску ефективність охолодження повітря зростає, оскільки збільшується кількість вологи, яка виявиться можливою упорскувати в компресор (під час випробувань випарного охолодження безпосередньо на двигуні тепловоза 16ДН 23/30 кількість води, що випаровується, лише в агрегатах наддуву доходила до 2,5 % витрати повітря).

Міра підвищення тиску в компресорі при випарному охолодженні вище на 3-5% в порівнянні з величиною η_k без охолодження. Одночасно на 3-5% збільшується ККД компресора, який досягає 75 %. Оскільки частота обертання ротора компресора в дослідах залишалася постійною, і, отже,

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

постійною була робота, що витрачається на стискування повітря, то при однаковому прирості тепловмісту в зоні нижчих температур при випарному охолодженні міра підвищення тиску виходила більшою, ніж при стискуванні повітря в зоні вищих температур.

Результат міг би бути ще краще, якби проточна частина компресора була спроектована з врахуванням необхідності стискування двофазного робочого тіла і, зокрема, з врахуванням зменшення питомого об'єму суміші повітря і води на початку її випару і збільшення питомого об'єму суміші повітря і водяної пари при подальшому нагріві суміші від стискування, а також з врахуванням гальмівної дії на потік крапельок води, що не випарувалися.

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

Поряд із збільшенням індикаторного ККД при використанні випарного охолодження наддувочного повітря вдавалося отримати і зростання механічного ККД шляхом спалювання великих порцій палива і здобуття великої ефективної потужності при тій же частоті обертання колінчастого валу і практично при тих же механічних втратах.

Пониження температури випускних газів при випарному охолодженні наддувочного повітря було приблизне в 1,5-2,5 рази більше пониження температури в наддувочному колекторі або в продувальному ресівері (залежно від типу двигуна). Таким чином, мало місце зниження теплонапруги не лише деталей поршневої частини, але і лопаток газових

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						31
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

турбін. У зв'язку з цим представляється важливим той факт, що турбокомпресор, що має лише 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 стискування при випарі вологи в стискуваному 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 пониження температури випускних газів поршневої частини на 60-80 К 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 засоби на виготовлення двигуна, оскільки виключаються поверхневі охолоджувачі.

Не дивлячись на відмічені позитивні якості, випарне охолодження не набуло широкого поширення. Це пояснюється рядом причин. До теперішнього часу результати експлуатаційних і стендових випробувань не стабільні. Не зрозумілим здавалося питання про надійність роботи комбінованого двигуна в цілому, зокрема про стабільність властивостей змащувального масла при роботі із зволженим наддувочним повітрям. Важливим є також і те, що для залізничного транспорту поповнення запасів води в дорозі незручно, пов'язане з можливістю попадання дуже жорсткою і навіть нечистою води, а возити значні запаси води на тепловозі недоцільно.

Відомі результати короточасних випробувань ряду двигунів (16ДН 23/30, Петтер AVI, серія 2, 6L275-B фірми Шкода та ін), але зробити остаточні висновки на їх підставі не можна.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						32
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тривалі стендові випробування двигунів типу ДН 23/30 і ЧН 30/38 дозволили встановити, що охолодження наддувочного повітря за допомогою випаровування в ньому розпилюючою водою 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 надувного повітря невиварених крапель води прискорює старіння масла подібно до того, як це відбувається при попаданні води безпосередньо в систему змащення.

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

У ЦНДДІ проведено дослідження водоконтактних апаратів для охолодження і очищення надувного повітря. Контактне охолодження, як і випарне, відрізняється відсутністю проміжних поверхонь охолодження, так як при застосуванні водо-повітряних контактних апаратів струменя води безпосередньо пронизують потік повітря. У цьому випадку не виключається можливість захоплення крапель води і виносу їх в циліндри, але вона менше в порівнянні з можливістю захоплення крапель при випарному охолодженні. Зате витрата води і відповідно потужність на її прокачування збільшуються.

До числа нових методів зниження температури повітряного заряду циліндрів відноситься також охолодження стисненого в компресорах надувного повітря в турбодетандерах.

Розрахунки показують, що в системі повітропостачання комбінованого двигуна з турбодетандером за схемою, застосованої фірмою Купер-Бессемер, відносно високі витрати енергії на процес охолодження. Однак цей недолік з ростом величини p_e стає менш відчутним внаслідок зростання η_m можливого збільшення η_i . Особливо велике значення мають

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						33
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ККД компресорів і турбодетандера. Зміна витрат потужності на охолодження в залежності від ККД компресора і турбодетандера показано на рис. 2.7.

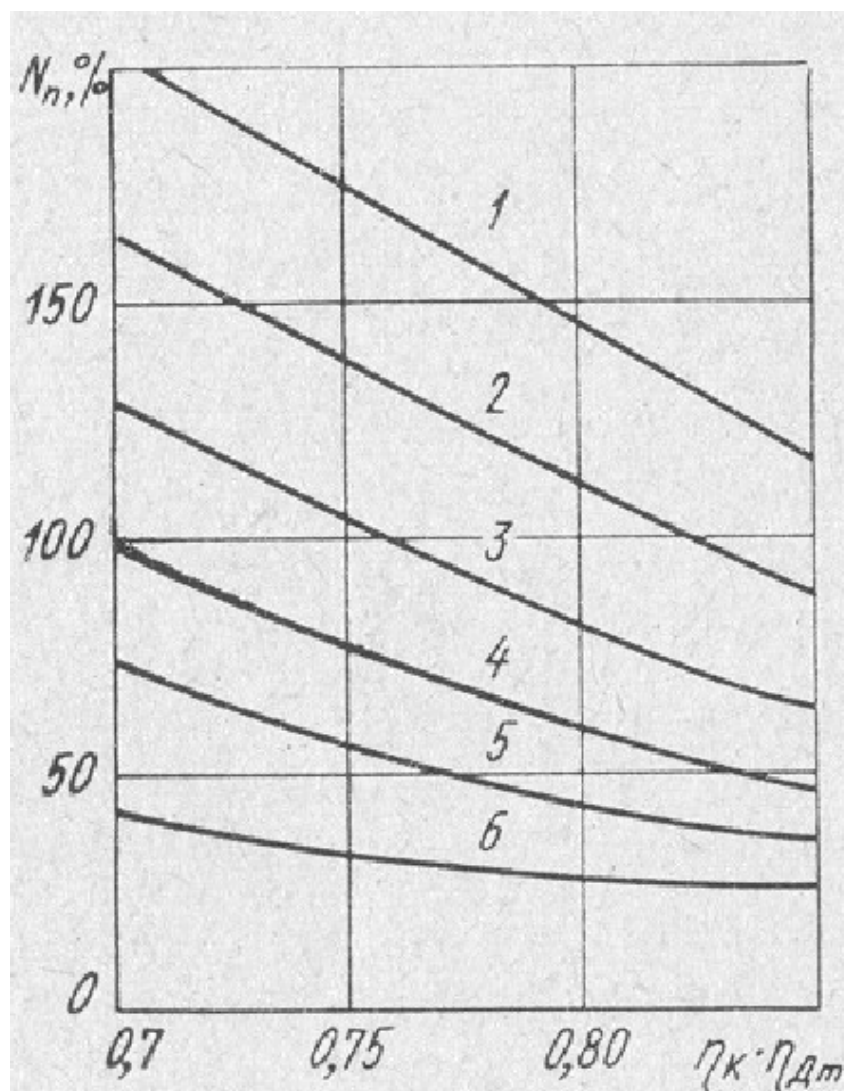


Рис. 2.7 – Відносні втрати N_n % в охолоджуючій пристрої при різних ККД компресора η_k та турбодетандера $\eta_{дт}$ у випадках охолодження наддувочного повітря: 1 – 343-283 К; 2 – 343-293 К; 3 – 343-303 К; 4 – 343-313 К; 5 – 343-323 К; 6 – 343-333 К

Слід зазначити, що агрегати охолодження надувного повітря потребують регулювання. В даний час регулювання здійснюється перепуском частини або усього охолоджуючого агента (наприклад, води) повз охолоджувач. Такий перепуск роблять за допомогою терморегуляторів.

У багатьох випадках доцільно передбачати можливість повного відключення пристроїв для охолодження повітря, що поступає в циліндри двигуна. У першу чергу це стосується систем без рекуперативних апаратів.

Особливо важливо мати регулювання на двигунах, які можуть експлуатуватися в районах з різкою зміною температури зовнішнього середовища або працювати тривало з малими навантаженнями і на холостому ході. При пуску і роботі з малими навантаженнями повітряний заряд циліндрів не тільки не потрібно охолоджувати, але в ряді випадків треба навіть підігрівати.

Досвід показав, що змішані системи охолодження повітря як з рекуперативними теплообмінниками, так і з турбодетандером, зокрема, володіють поки меншими можливостями регулювання ступеня охолодження надвудного повітря при зниженні температури навколишнього середовища в порівнянні зі звичайними системами повітропостачання (тільки з поверхневим охолоджувачами).

Метою даного проекту є модернізація двигуна з зменшенням питомої витрати пального. Для цього у двигуні зазнають радикальних змін системи повітрязабезпечення і охолодження. Для розрахунку цих систем треба мати результати розрахунку циклу, бо без цього неможна розрахувати витрату і параметри потоку повітря, а також тепловий баланс двигуна, який покладається в основу розрахунків системи охолодження та її агрегатів. Тож ми виконуємо розрахунки циклів для забезпечення зазначених вище потреб.

Для розрахунку циклу треба визначитися з його початковими даними та значенням основних визначальних параметрів циклу, який буде спроектований. У нашому випадку рахується два варіанти циклу: з звичайною системою повітропостачання та з системою, де є внутрішнє охолодження стиску у компресорі за рахунок впорскування води.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						35
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Тепловий розрахунок головного двигуна при роботі з звичайною системою повітропостачання

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати [1].

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 300$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 11$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 3,094$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,831$.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		37

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного [5].

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,05$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,9$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4-тактних двигунів $Z = 0,5$.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42664$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 5,32$.

Результати теплового розрахунку двигуна

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятих процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,532}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,831} \right] = 521,268$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_{wl}) = 521,268 - 0,95 \times (521,268 - 296) = 307,263$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						39
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{307,263 + 20 + 0,04 \times 700}{1 + 0,04} = 336,715$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,532 - 0,005 = 0,527$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,527 = 0,511$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{11}{11 - 1} \times \frac{0,511}{0,527} \times \frac{307,263}{336,715} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,936$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_l = 1,367$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,511 \times 11^{1,367} = 13,552$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 336,715 \times 11^{1,367 - 1} = 811,526$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{3,094}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,53$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,53} = 1,0207$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0207 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0199$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0207 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,969 = 1,019$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1514$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,05 \times 13,552 = 14,23$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,019}{1,05} \times \frac{1514}{811,526} = 1,812$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{11}{1,812} = 6,071$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,31$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,3$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1514 \times \frac{1}{6,071^{1,3-1}} = 882,167$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,23}{6,071^{1,3}} = 1,365$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{13,552}{11 - 1} \times \left[1,05 \times (1,812 - 1) + \frac{1,05 \times 1,812}{1,3 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{6,071^{1,3-1}} \right) - \frac{1}{1,367 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{11^{1,367-1}} \right) \right] = 2,586$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,586 \times 0,96 \times (1 - 0) = 2,483$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,527 \times 0,936}{3,094 \times 0,495 \times 307,263 \times 2,483} = 0,183$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,183 \times 42664} = 0,461$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,483 \times 0,9 = 2,234$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,461 \times 0,9 = 0,415$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,183}{0,9} = 0,2033$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,225^2 \times 0,3 \times 0,5 \times 2,234 \times 750 \times 6 = 1000,234$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{1000,234 - 1000}{1000,234} \times 100\% = 0,023\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,225^2}{4} \right) \times 0,3 \times \left(\frac{0,527 \times 10^6}{287 \times 307,263} \right) \times 0,936 \times 6 \times 0,5 \times \left(\frac{750}{60} \right) \times 1,05 = 2,628$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 2,628 + 0,2032 \times \frac{1000,234}{3600} = 2,684$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,95 \times 0,532 = 0,505$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 882,167 \times \left(\frac{0,505}{1,365} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 701,484$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (3,094 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 3,094 \times 0,495) = 1,536$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,536 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,536 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (3,094 - 1) \times 0,495}{1,536 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 3,094 \times 0,495}{1,536 \times 296,8}} = 287,625$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 701,484) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 701,484} = 1,383$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_\epsilon}{k_\epsilon - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,383}{1,383 - 1} \right) \times 287,625 \times 701,484 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,505}{0,101} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}}} \right] \times 0,98 \times 0,83 \times 2,684}{2,628 \times 287 \times 300 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,83}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 5,316$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \times P_0 = 5,316 \times 0,101 = 0,5317$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,5317 - 0,532}{0,5317} = -0,084\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

де Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, відводима від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, відводима від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт.

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі, кВт:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{1000}{0,415} = 2409,64$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів), кВт:

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} \times C_{p_{\Gamma}} \times (T_{3T} - T_o) = 2,686 \times 1038,6 \times (497,96 - 300) = 552,256$$

де $C_{p_{\Gamma}}$ - ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера, Дж/кг·К:

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Cp_r = \frac{K_r}{K_r - 1} \times R_r = \frac{1,383}{1,383 - 1} \times 287,625 = 1038,6$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни, К:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \times \left(\frac{1}{0,91 \times \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_r - 1}{K_r}} = 701,93 \times \left(\frac{1}{0,91 \times \frac{0,512}{0,1}} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}} = 456,19$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} \times (T_T - T_{3T}^{ad}) = 701,934 - 0,83 \times (701,934 - 456,19) = 497,96 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду), кВт:

$$Q_w = \frac{0,98 \times Q_\Sigma - Q_r - Ne}{1,1} = \frac{0,98 \times 2409,64 - 552,256 - 1000}{1,1} = 735,628$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло), кВт:

$$Q_m \approx 0,1 \times Q_w \approx 0,1 \times 735,628 = 73,563$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки) балансу), кВт:

$$Q_{н.б.} \approx 0,02 \times Q_\Sigma = 0,02 \times 2409,64 = 48,192$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки, кВт:

$$Q_\Sigma = Q_r + Q_w + Q_m + Q_{н.б.} + Ne = 552,256 + 735,628 + 73,563 + 48,192 + 1000 = 2409,64$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Розрахунок витрат води, масла та повітря

1. Розрахунок розходу води.

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w \times C_{p_w} \times (T_1 - T_2)$$

З нього

$$G_w = \frac{Q_w}{C_{p_w} \times \Delta T} = \frac{735,628}{4,187 \times 10,7} = 16 \text{ кг/с}$$

де Q_w – теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт,

C_{p_w} – теплоємність води, кДж/кг·К,

$\Delta T = T_2 - T_1$ – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К.

Перепад температур води на двигуні обирається у межах 1,5 ...15 К з урахуванням статистичних даних з розходів води по двигунах наближеної потужності та класу. Згідно з статистичними даними розхід води повинен бути рівним, т/г:

$$G_{wt} = \frac{N_e \times g_w}{1000}$$

де g_w – питома витрата води, кг/кВт·г.

Для двигунів середньообертових (СОД)

$g_w = 35 \dots 100$ кг/кВт·г. Відтоді

$$G_w = 35 \dots 100 \text{ т/г.}$$

Для нашого розрахунку $G_w = 16 \times 3,6 = 57,6$ т/г

Таким чином, обчислене значення розходу, яке дорівнює 57,6 т/г, задовольняє всім відомим умовам визначення розходу.

2. Розрахунок розходу мастила.

Згідно з рівнянням теплового балансу

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_M = G_M \times C_{p_M} \times \Delta T$$

З нього

$$G_M = \frac{Q_M}{C_{p_M} \Delta T} = \frac{73,563}{1,9 \times 4,8} = 8 \text{ кг/с}$$

де Q_M - теплота, що відводиться від двигуна мастилом, кВт

C_{p_M} – теплоємність мастила, кДж/кг·К

$\Delta T = T_2 - T_1$ – температурний перепад води на вході та виході з маслоохолоджувача, К.

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 1,58 К.

3. Розхід повітря визначений у розрахунку циклу. Згідно з ним

$$G_B = 2,629 \text{ кг/с}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ДВИГУНА 6ЧН 22,5/30 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ВИПАРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ

При застосуванні випарного охолодження компресора шляхом впорскування води на всмоктуванні забезпечується режим стискування повітря, наближений до ізотермічного. Через це збільшується ККД компресорної машини, зменшується температура повітря перед двигуном, а відповідно зростає економічність двигуна через зміни в компресорі та в охолодженні повітря. Всі ці зміни можуть бути розраховані, що й виконується у наступних розділах [6].

3.1 Визначення параметрів двигуна з урахуванням застосування випарного охолодження компресора

Вживання випарного охолодження в цілому характеризується як перспективний спосіб поліпшення ряду параметрів сучасних ДВС. З приведених в названих джерелах відомостей відомо, що процес стискування повітря у відцентровому компресорі з випарним охолодженням (за допомогою впорскування води на всмоктуванні) наближається до ізотермічного. Для двигуна з вільним турбонаддувом при незмінній потужності і використанні випарного охолодження оберти ротора турбокомпресора зазвичай трохи знижуються, тиск трохи зростає. В принципі, можливо як незначне зростання, так і убивання цих параметрів. Адіабатний ККД компресора зростає, витрата палива при постійній потужності двигуна знижується. Зниження температури повітря за компресором сприятливо впливає, теплова напруга деталей знижується. Зниження температури повітря за компресором сприятливо впливає на теплову напругу деталей циліндро-поршневої групи двигуна. Таким чином,

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

вживання випарного охолодження має позитивні наслідки при тому, що інженерні засоби його забезпечення практично не розроблені.

При чималому об'ємі відомостей з даного питання багато що в нім залишається неясним. Роботи по практичному впровадженню цього способу не продовжуються, а його використання далі експериментальних досліджень не пішли.

Для реального використання ефекту випарного охолодження в ДВЗ (і навіть для кількісної оцінки доцільності його вживання) необхідні добре розроблені методики, які дозволили б виконувати розрахунки, оптимізацію і конструювання систем випарного охолодження, що реалізуються. Існуючі методики, що відповідають таким вимогам.

В основі подібних методик повинен лежати чіткий і ясний опис основних процесів, що відбуваються в турбокомпресорі і двигуні. Такий опис встановлюється на основі спільного аналізу експериментального дослідження процесу і його математичного моделювання.

Моделювання процесу стискування з випарним охолодженням може бути побудоване на основі наступних даних.

У компресорі стискується повітря, для якого відомі:

G , кг/с – розхід повітря;;

p_1 , Па – тиск повітря на вході;

p_2 , Па – тиск повітря на виході;

T_1 , К – температура повітря на вході;

T_2 , К – температура повітря на виході;

T_{w1} , К – температура води на вході;

φ_1 – відносна вологість повітря на вході;

У прийнятій системі розрахунків як температура повітря за компресором T_2 приймається температура сухого термометра, відповідним чином встановленого за нагнітальним патрубком.

По компресору відомі:

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

n_T , об/мин – частота обертання ротора;

$D_{o,M}$ – діаметр ступиці на вході;

$D_{H,M}$ – зовнішній діаметр колеса на вході;

$D_{1cp,M}$ – середній квадратичний діаметр на вході;

D_2 , м – зовнішній діаметр колеса компресора;

Z_K – число лопаток колеса.

У розрахунках пропонується визначити:

- показник політропи стискування n ;
- потужність теплового потоку, відведеного в процесі стискування (або потужність потоку відведеної теплоти) Q_H , Вт;
- величину енергії газодинамічних втрат ΔL_T , Вт;
- кількість води, що випарувалася в процесі охолодження рівня G_i , кг/с;
- величину адіабатного ККД компресора при використанні випарного охолодження $\eta_{адо}$.

Перед початком моделювання вологого процесу за пропонованою нижче методикою рекомендується виконати моделювання процесу сухого стискування в рівні даного компресора для можливого уточнення ряду параметрів. Далі пропонується виконати моделювання процесу стискування в цьому ж компресорі з внутрішнім охолодженням за рахунок випаровування води, що подається на всмоктування. Моделювання пропонується як для випадку аналізу результатів експериментів з впорскуванням води на всмоктування в рівень відцентрового компресора, так і для випадку прогнозування можливих наслідків впорскування води в компресор. При виконанні такого моделювання слід врахувати можливість існування двофазного потоку і відповідно наявність крапель води в повітрі за компресором.

При виконанні подальших розрахунків зручно мати методику визначення параметрів вологого повітря, яка виключала б необхідність

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

вживання для цього різних діаграм. При відомій температурі сухого і мокрого термометрів t і t_m на всмоктуванні в компресор можна встановити відносну вологість повітря і його вологомісткість, використовуючи систему залежностей (3.1)-(3.5):

$$t_m = t - \frac{r_m \times (d_m - d)}{1005 + 1960 \times d}; \quad (3.1)$$

$$r_m = (2500 - 2,3t_m) \times 10; \quad (3.2)$$

$$d = \frac{0,622 \times \varphi \times P_n}{P - \varphi \times P_n}; \quad (3.3)$$

$$d_m = \frac{0,622 \times P_m}{P - P_m};$$

(3.4)

$$P_{\text{нас}} = -5,07740 \times 10^{-9} \times t_T^6 + 4,22067 \times 10^{-6} \times t_T^5 + 1,15974 \times 10^{-4} \times t_T^4 + 3,52416 \times 10^{-2} \times t_T^3 +$$

$$+ 1,19919 \times t_T^2 + 47,4505 \times t_T + 594,538,$$

(3.5)

де d – вологомісткість повітря при виміряній або прийнятій відносній вологості;

d_m – вологомісткість насиченого повітря при температурі мокрого термометра;

r_m – прихована теплота паротворення при температурі мокрого термометра;

P – тиск вологого повітря;

$P_{\text{нас}}$ – тиск насиченої пари води при температурах сухого або мокрого термометрів (P_n або P_m , залежно від температури, що приймається);

t_T – температура сухого або мокрого термометра (t або t_m відповідно).

Систему можна вирішити відносно φ ітераційним способом. Для цього при відомих t і t_m знаходяться P_n і P_m по (3.5) і r_m з (3.2), потім слід визначити d_m з (3.4), задатися φ у першому наближенні і знайти d . Після

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		54

цього знайти t_m з (3.1) і порівняти це значення з відомим по виміру. В разі неспівпадання змінювати φ до збігу експериментального і розрахункового значень t_m . Використовуючи цю ж систему, можна подібним способом визначити t_m , якщо з експерименту відомі t і φ на всмоктуванні. При цьому перебраним параметром буде t_m .

Визначимо параметри компресорного рівня в режимі «сухого» стискування. Для цього, маючи в своєму розпорядженні конструктивні параметри колеса компресора і вимірявши частоту обертання ротора, знаходимо окружну швидкість колеса

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n_r}{60}.$$

При відомій окружній швидкості можна визначити повну внутрішню роботу компресора:

$$L_i = (\mu + \alpha_{тв}) u_2^2,$$

де μ – коефіцієнт циркуляції;

$\alpha_{тв}$ – коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію колеса.

Для коліс типу «радіальна зірка» μ визначається по формулі

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_k} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{лсп}}{D_2} \right)^2}}.$$

Коефіцієнт $\alpha_{тв}$ лежить в межах 0,04–0,08 і підбирається з умови рівності між собою потужностей потоків відведеної теплоти Q_n , визначуваних різними способами:

$$Q_n = L_i - C_p \times (T_2 - T_1); \quad (3.6)$$

$$Q_n = r_2 \times d_2 - r_1 \times d_1 + C_{pw} \times (T_{m2} - T_{w1}) \times (d_2 - d_1) + \frac{G_\phi - G_n}{G} \times C_{pw} \times (T_{m2} - T_{w1}), \quad (3.7)$$

де C_p , C_{pw} – ізобарні теплоємності вологого повітря і води, Дж/кг·К;

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

r_1, r_2 – прихована теплота паротворення при парціальному тиску водяної пари в суміші на вході і виході відповідно;

G_ϕ і G_i – витрати води, що була впорснута і випаруваної, кг/с;

T_{m2} – температура мокрого термометра на виході з компресора;

T_{w1} – температура води, що впорскуто; індекси 1 відносяться до умов входу в компресор, 2 – виходу.

По (3.6) кількість відведеної теплоти знаходиться на підставі рівняння тепло збереження (рівняння збереження енергії в тепловій формі), а по (3.7) на підставі відведення тепла за рахунок фазового перетворення (перший член), за рахунок підігрівання води, що впорснута, перед подальшим випаром (другий член) і за рахунок віднесення теплоти невивпарованої води (третій член). При сухому режимі $Q_n = 0$. Якщо T_2 відоме з експерименту, то α_{TB} можна знайти на підставі (6) за умови, що всі члени цього рівняння відомі, за виключенням α_{TB} :

$$0 = (\mu + \alpha_{TB}) \times u_2^2 - Cp \times (T_2 - T_1).$$

Надалі встановлене значення α_{TB} пропонується вважати незмінним.

Кількість енергії, що витрачається на газодинамічні втрати, визначиться із спільного вирішення рівняння Бернуллі і рівняння теплосберігання, на підставі чого виходить наступне вираження:

$$\Delta L_r = \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n}{n-1} \right) \times R \times (T_2 - T_1) + Q_n,$$

де n – показник політропи стиску.

Можливо також використовувати для цієї мети рівнозначне йому вираження:

$$\Delta L_r = L_i - \frac{n}{n-1} \times R \times (T_2 - T_1),$$

При відомих параметрах повітряного потоку на вході і виході показник політропи стискування визначається по формулі

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n = \frac{1}{\frac{Ln \frac{T_2}{T_1}}{1 - \frac{T_1}{Ln \Pi_k}}}.$$

При розрахунках ΔL_r питому газову постійну вологого повітря, його ізобарну теплоємність і показник адіабати можна визначити по формулах

$$R = \frac{287 + 462 \times d_{cp}}{1 + d_{cp}},$$

$$Cp = 1005 + 1960 \times d_{cp},$$

$$\frac{k}{k-1} = \frac{Cp}{R}.$$

Адiabатний ККД компресора для будь-якого режиму, у тому числі і для «вологого» обчислюється за формулою:

$$\eta_{ad} = \frac{\frac{k}{k-1} \times R \times T_1 \times (\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{Cp \times (T_2 - T_1) + Q_n}.$$

Основними результатами моделювання «сухого» режиму будуть значення α_{tv} , ΔL_r , n , η_{ad} . При переході до випарного охолодження значення параметра α_{tv} вважається незмінним, величина ΔL_r повинна змінюватися, але трохи, адіабатний ККД повинен зростати, але не більше ніж на 5,6%, а показник політропи стискування – знижуватися до 1,1...1,06. Облік вказаних закономірностей важливий для визначення і оцінки коректності результатів моделювання режимів з випарним охолодженням.

Визначимо параметри режиму з випарним охолодженням. Вологомісткість на виході з компресора d_2 в цьому випадку можна визначити з використанням тієї ж системи рівнянь, що і при визначенні d_1 . При цьому слід задатися відносною вологістю повітря на виході φ_2 , і визначити d_2 і T_{m2} з системи (3.1)-(3.5). Потім визначити теплоємність вологого повітря і приховану теплоту паротворення по формулах

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_p = 1005 + 1960 \times d ,$$

$$r = (2500 - 2,3 \times t) \times 1000 ,$$

а потім знайти Q_n з (3.6) і (3.7). У подальших наближеннях підбирати φ_2 так, щоб забезпечити рівність Q_n для обох розрахунків. При забезпеченні такої умови визначиться дійсне значення d_2 . Кількість води, що випарувалася, знаходиться з вираження:

$$G_n = (d_2 - d_1) \times G .$$

Після цього слід знайти витрати енергії на газодинамічні втрати ΔL_r , значення показника політропи стискування n і величину адіабатного ККД компресора $\eta_{\text{адо}}$ по вже приведених вище виразах. Це дасть практично всю необхідну інформацію для кількісної і якісної оцінки тих параметрів процесу стискування з випарним охолодженням, які істотні для вивчення цього питання і для його прогнозування на основі накопичених даних.

Прогноз вживання випарного охолодження для проектного компресора і двигуна з таким компресором також можна виконувати на базі пропонованої системи рівнянь. Для цього перед прогнозом, як мінімум, слід оцінити дві речі: пропорцію між витратами рідини, що впорскнуто і випарувалася, і закон зміни величини газодинамічних втрат в компресорі залежно від витрати води, що впорскнуто.

Методично прогнозну задачу зручно вирішувати в такій послідовності. Спочатку слід задатися величинами відносної вологості повітря на вході, а також на виході. При цьому φ_2 прийняти близькою до стану насичення. Далі задати витрату води через форсунку, приблизно рівний 0,05 витрати повітря. У подальших наближеннях його слід скоректувати по величині витрати води, що випарувалася, заздалегідь вважаючи, що він більше в 1,8-1,9 разу. Задані значення дозволяють встановити вологозберігання і температуру мокрого термометра повітря на вході і виході, використовуючи запроповану систему рівнянь. При цьому

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ітерації виконуються по значеннях температур мокрих термометрів. Далі підібрати показник політропи стискування в компресорі таким, аби різниця потужностей потоків відведеної теплоти ΔQ , обчислених різними способами, дорівнювала 0. При цьому встановлюються витрати води, що випарувалася, і води, що впорскує через форсунку, який задається більшим, ніж витрата води, що випарувалася, на підставі прийнятої пропорції. Значення окружної швидкості колеса компресора u_2 коректується до тих пір, поки величина газодинамічних втрат в компресорі ΔL_r не складатиме задане співвідношення зі встановленою для сухого режиму.

Заздалегідь можна вважати, що для мокрого режиму з насиченням вона може складати приблизно 0,98 від ΔL_r сухого режиму. Після корекції окружної швидкості виконувати повторні ітерації для всіх попередніх дій з врахуванням можливої зміни параметрів режиму після коректування u_2 . Таким чином, виконання описаного алгоритму дозволяє знайти значення показника політропи стискування n і нового ККД компресора при доведенні стану повітря на виході з компресора до насичення, а це є основою для визначення зміни параметрів двигуна при використанні випарного охолодження компресора.

Можна вважати, що надлишкова волога перед двигуном видалятиметься з повітря до рівня, близького до рівня довкілля. Розрахунки показують, що це може бути ефективно виконано в звичайному охолоджувачі наддувочного повітря, встановленому як завжди за компресором, можливо з подальшою установкою вологовідділення. В такому разі моделювання двигуна з випарним охолодженням компресора може бути виконане на підставі відомих, вживаних в цій області методик.

Прогнозування робиться шляхом використання готової програми. Нижче приведена таблиця результатів розрахунку за вказаною програмою.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків параметрів ТК–38 і витрат води на всмоктуванні

Найменування	Позначення	Розмірність	Значення
Ступінь підвищення тиску в компресорі	P_k		5,89
Окружна швидкість колеса	u_2	м/с	481,45
Показник політропи стиснення	n		1,087
Вологовміст повітря на вході	d_1	кг/кг	0,00518

Продовження таблиці 3.1

Найменування	Позначення	Розмірність	Значення
Вологовміст повітря на виході	d_2	кг/кг	0,074
Адіабатний ККД компресора	η_{ad}		0,94
Кількість енергії, що витрачається на газодинамічні втрати	ΔL_r	Дж/кгК	43880,22
Кількість тепла, відведеного в компресорі	Q_n	Дж/кгК	161868,69
Повна внутрішня робота компресора	Li	Дж/кгК	211844,39
Кількість води, що випарувалася	G_n	кг/с	0,202
Витрата води через форсунку	G_{ϕ}	кг/с	0,48
Відносна вологість повітря на вході	φ_1		0,25
Відносна вологість повітря на виході	φ_2		0,0024
витрата повітря	G	кг/с	2,93
Температура повітря на вході	T_1	К	300
Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	346,15
Тиск повітря на вході	P_1	Па	100000
Тиск повітря за компресором	P_2	Па	589000
Температура води на вході	T_{w1}	К	323

Таким чином, випарне охолодження приводить до підвищення адіабатного ККД компресора від 0,779 до 0,947. При цьому температура

повітря за компресором знижується від 521,5 К до 346,15 К. У компресорі при цьому випаровується 0,202 кг/с води, для чого вона подається на всмоктуванні з надлишком, у кількості 0,36 кг/с.

3.2 Визначення зміни економічності двигуна при використанні випарного охолодження компресора

Для розрахунку робочого процесу з використанням випарного охолодження компресора приймаємо за основу ті ж допущення і вихідні дані що і для попередніх розрахунків в розділі 2.3. Зміниться адіабатний ККД компресора та температура повітря за компресором. Баланс ефективної потужності двигуна і баланс між турбіною і компресором забезпечувався шляхом зміни значення коефіцієнта надлишку повітря.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[\Pi_k^{\frac{n_m - 1}{n_m}} \right] = 293 \times \left[5,575^{\frac{1,113 - 1}{1,113}} \right] = 357,179$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_{w1}) = 357,179 - 0,95 \times (357,179 - 296) = 305,981$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{305,981 + 20 + 0,04 \times 700}{1 + 0,04} = 335,482$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,589 - 0,005 = 0,584$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,584 = 0,568$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{11}{11 - 1} \times \frac{0,568}{0,584} \times \frac{305,981}{335,482} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,936$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_l = 1,367$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,568 \times 11^{1,367} = 15,078$$

Температура в кінці процесу стиску, К

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 335,482 \times 11^{1,367-1} = 808,979$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{3,519}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,741$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,741} = 1,0182$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0182 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0175$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0182 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,969 = 1,017$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1438$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,05 \times 15,078 = 15,831$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,017}{1,05} \times \frac{1438}{808,979} = 1,72$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{11}{1,72} = 6,394$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,31$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,308$$

Температура в кінці процесу розширення, К

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1438 \times \frac{1}{6,394^{1,308-1}} = 812,203$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{15,831}{6,394^{1,308}} = 1,399$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{15,078}{11 - 1} \times \left[1,05 \times (1,72 - 1) + \frac{1,05 \times 1,72}{1,308 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{6,394^{1,308-1}} \right) - \frac{1}{1,367 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{11^{1,367-1}} \right) \right] = 2,587$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,587 \times 0,96 \times (1 - 0) = 2,484$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,586 \times 0,936}{3,519 \times 0,495 \times 305,981 \times 2,484} = 0,179$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,179 \times 42664} = 0,47$$

Визначення ефективних показників

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,484 \times 0,9 = 2,235$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,47 \times 0,9 = 0,423$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,179}{0,9} = 0,1993$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,225^2 \times 0,3 \times 0,5 \times 2,235 \times 750 \times 6 = 1000,603$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{1000,603 - 1000}{1000,603} \times 100\% = 0,06\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,225^2}{4} \right) \times 0,3 \times \left(\frac{0,586 \times 10^6}{287 \times 305,981} \right) \times 0,936 \times 6 \times 0,5 \times \left(\frac{750}{60} \right) \times 1,05 = 2,933$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 2,993 + 0,1993 \times \frac{1000,603}{3600} = 2,988$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,95 \times 0,591 = 0,561$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 812,203 \times \left(\frac{0,561}{1,399} \right)^{\frac{1,308-1}{1,308}} = 655,206$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) = \\ = \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (3,519 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 3,519 \times 0,495) = 1,773$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} = \\ = \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,773 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,773 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (3,519 - 1) \times 0,495}{1,773 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 3,519 \times 0,495}{1,773 \times 296,8}} = 287,691$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 655,206) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 655,206} = 1,387$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{aligned}
 \Pi_k &= \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} \\
 &= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,387}{1,387 - 1} \right) \times 287,691 \times 655,206 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,561}{0,101} \right)^{\frac{1,387 - 1}{1,387}}} \right] \times 0,98 \times 0,831 \times 2,988}{2,933 \times 287 \times 300 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,937}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 5,575
 \end{aligned}$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 5,575 \times 0,101 = 0,5915$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,5915 - 0,591}{0,5915} = 0,078\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

Відповідно до зміни параметрів після стиснення температура повітря за компресором зменшується до 346,15 К. При однакових охолоджувачах

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		68

наддувочного повітря і однаковій температурі води, що охолоджує, це дозволяє довести температуру повітря в ресивері до:

$$T_s = T_k - \eta_{\text{нв}} \times (T_k - T_{\text{wl}}) = 346,15 - 0,97 \times (346,15 - 293) = 294,59$$

Дійсне пониження температури буде дещо меншим, бо охолоджувач у режимі з вологовипадінням буде мати знижений ККД. З розрахунків, які приведені далі, виходить, що температура повітря з ОНП буде складати 300,5 К.

Для двигуна без внутрішнього охолодження компресора $T_k = 521,58$ К. Відповідно:

$$T_s = T_k - \eta_{\text{нв}} \times (T_k - T_{\text{wl}}) = 521,58 - 0,97 \times (521,58 - 293) = 299,85$$

Таким чином, додаткового впливу на економічність двигуна за рахунок практично не буде.

Зниження питомої витрати палива за рахунок підвищення ККД турбокомпресора (за розрахунком, за інших рівних умов) склало:

$$203,3 - 199,3 = 4 \text{ г/кВт} \times \text{год.}$$

Таким чином, модернізований двигун матиме питому витрату палива

$$g_e = 199,3 \text{ г/кВт} \times \text{год.}$$

При цьому для забезпечення внутрішнього охолодження компресора потрібно буде розпилювати воду перед його колесом з витратою:

$$G_{\text{ф}} = 0,48 \text{ кг/с,}$$

що складає приблизно 12 % від витрати повітря через компресор і двигун.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Проектування системи внутрішнього охолодження наддувочного повітря

На спроектованому двигуні застосована система внутрішнього (випарного) охолодження повітря у компресорі (або система внутрішнього охолодження компресора), поєднана з зовнішнім охолодженням повітря за компресором. Для її роботи на двигуні потрібно мати систему подачі води на впорскування у компресор, систему відокремлення води з повітря за компресором (частково це робиться у ОНП, а частково за ним у вологовідокремлювачі) і систему зовнішнього (додаткового) охолодження води за компресором у ОНП.

Проектування системи подачі води

Для забезпечення роботи двигуна з внутрішнім охолодженням компресора у проекті спроектована система (рис. 3.1), що включає елементи впорскування води в компресор, охолодження повітря з видаленням вологи на поверхні охолодження, системи видалення вологи з повітря за охолоджувачем, елемента повернення видаленої води на впорскування та системи додаткового живлення водяного насоса водою з спеціальної ємності.

Робота системи відбувається таким чином. Вода під тиском 0,6 МПа впорскує через шість форсунок 3 на всмоктування в компресор 1, чим і забезпечується випарне охолодження процесу стискування в компресорі. Залежно від режиму роботи двигуна витрата води через форсунки може змінюватися шляхом відключення частини форсунок за допомогою

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

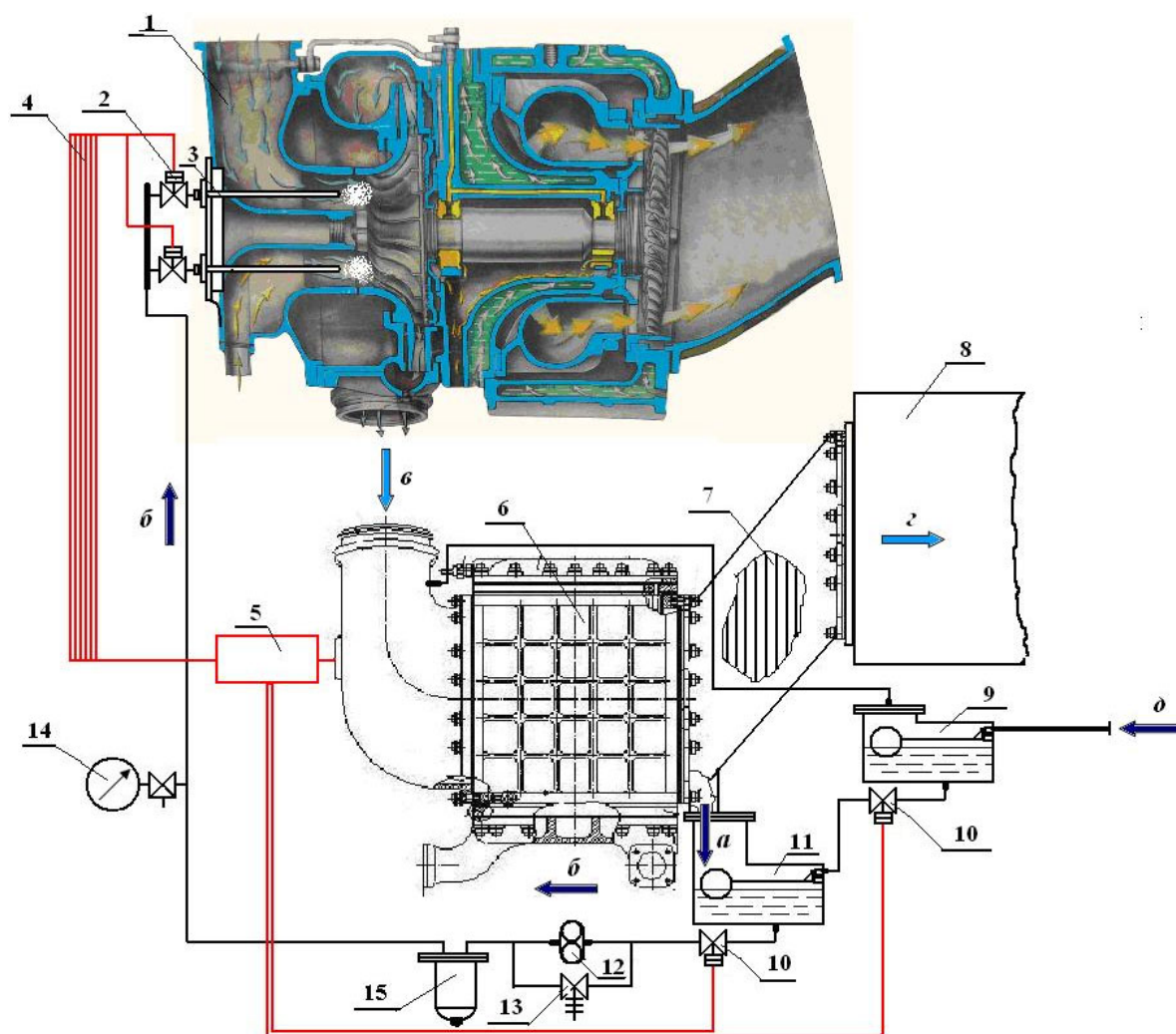


Рис. 3.1 – Система випарного охолодження компресора:

1 – турбокомпресор; 2 – електромагнітний клапан подачі води на форсунку; 3 – форсунка подачі води; 4 – канали управління; 5 – блок управління; 6 – охолоджувач наддувочного повітря; 7 – вологовідокремлювач; 8 – повітряний ресивер двигуна; 9 – витратний бак додаткової води; 10 – електромагнітний замочний клапан; 11 – витратний бак основної води; 12 – водяний шестерінчастий насос; 13 – перепускний редуційний клапан; 14 – манометр; 15 – фільтр; а – злив води після ОНП і вологовідокремлювача; б – подача води на випарне охолодження; в – повітря за компресором; г – повітря за ОНП і вологовідокремлювачем; д – подача додаткової води в бак 9

електромагнітних клапанів 2. Сигнал на відключення поступає з блоку управління 5, пов'язаного з повітряною порожниною ОНП (6) на вході.

Зміна тиску в цій порожнині, а, відповідно, і режиму роботи двигуна, служить сигналом для включення всіх або частини водяних форсунок. Тиск води перед форсунками підтримується постійним за рахунок надлишкової продуктивності шестерінчастого насоса 12, виконаного з нержавіючої сталі і такого, що має пластикові шестерні.

При деякій надлишковій продуктивності насоса постійність тиску забезпечується роботою перепускного редукційного клапана 13, налаштованого на постійний тиск перед форсункою – 0,6 МПа. Регулювання цього клапана виконується за допомогою манометра 14. Вода на форсунки поступає з витратного бака основної води 11, у який зливається вся волога, що випала на теплообмінній поверхні ОНП, а також виділена з повітря за ОНП вологовідокремлювачем 7.

Ця вода поступає в бак 11 з кишені (приямка) за ОНП, виконаного на повітряному патрубку між ОНП і ресивером двигуна (по стрілці а). При витраті води через форсунки в кількості, що перевищує, що поступає по стрілці, а рівень води в баці 11 почне падати, що приведе до автоматичного відкриття поплавцевого клапана на вході додаткової води в цей бак, і додаткова вода почне поступати в нього з бака 9. Витрати води з цього бака також заповнюється із спеціальної ємкості по напірному трубопроводу (по стрілці д). Аби виключити вплив противотиску повітря на вступ води з цього бака в наступний, його надводний об'єм з'єднується трубою з повітряною порожниною перед ОНВ. Для відключення подачі води з обох баків у разі потреби служать електромагнітні клапани 10. Вода може відключатися на пусковому і часткових режимах при знижених температурах довколишнього повітря. Процес включення і відключення може бути автоматизований з використанням загального блоку управління 5.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Проектування форсунки

Для подачі води на всмоктування застосовується 8 форсунок.

Форсунка має завихрювальну камеру, що забезпечує кращий розпил.

Діаметр сопла форсунки розраховується по формулі, кг/год:

$$g_{\phi} = 38,8 \times d_{\phi}^{1,3} \times P_{\phi}^{0,52},$$

Згідно з розрахунками витрата води через одну форсунку становить, кг/год:

$$G_{\phi} = \frac{G_{\phi}}{8} \times 3600 = \frac{0,48}{8} \times 3600 = 216$$

Звідси діаметр сопла форсунки дорівнюватиме, мм:

$$38,8 \times d_{\phi}^{1,3} = \frac{G_{\phi}}{P_{\phi}^{0,52}}$$

$$d_{\phi} = \left(\frac{216}{8^{0,52} \times 38,8} \right)^{\frac{1}{1,3}} = 1,13$$

3.4 Висновок по розділу

В даному розділі був виконаний прогноз зміни параметрів компресору під впливом випарного охолодження. Згідно з прогнозом адіабатний ККД компресора збільшився від 0,779 до 0,947. Відповідно змінилася температура повітря на виході з компресора від 521,58 до 346,15. Такі зміни вплинули на роботу двигуна. Для обчислення цих змін був вдруге виконаний розрахунок циклу двигуна, на підставі якого встановлено зміну питомої економічності двигуна за рахунок застосування на ньому системи випарного охолодження компресора. Ця зміна складає 4 г/кВт*год.

Спроектована система внутрішнього і зовнішнього охолодження, з включенням усіх елементів, що мають забезпечити її роботу при звичайній

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

експлуатації двигуна. Згідно з розрахунками, на номінальному режимі роботи двигуна в літній час, при температурі повітря 40 °С і температурі охолоджуючої води 20 °С практично вся вода, що випаровується у компресорі, буде виділена на поверхні охолодження. Додаткова вода, що надається форсунками зверху тої кількості, що буде випарувана, буде знаходитися у повітрі за компресором у скрапленому вигляді, тож вона буде частково перехоплена поверхнею теплообміну, яка є досить ефективним вологовідокремлювачем, а додатково і практично повністю буде перехоплена вологовідокремлювачем. Таким чином, вся ця вода буде повернута на всмоктування компресора і система впорскування не потребує додаткового живлення водою.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74, Україна – учасник Конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден [7].

МКУБ – Міжнародний кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден та запобіганням забруднення; ПДНВ-78/95 – Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охороні праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДНВ.

Розділ А-VI/1. Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу А-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на судах);
- знання, що робити при падінні людини за борт;
- знання, що робити при виявленні пожежі або диму;
- знання, що робити при сигналі про пожежу або залишенні судна;
- знання місць збору й посадки, шляхів евакуації;
- уміння використовувати рятувальні жилети й знання місць їхнього зберігання;
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники;

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- уміння надати невідкладну медичну допомогу при нещасному випадку;
- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері й закриття;
- та початкова підготовка:
- способи особистого виживання;
- протипожежна безпека й боротьба з пожежею;
- надання першої медичної допомоги;
- особиста безпека й суспільні обов'язки.

Кожна підготовка повинна підтверджуватися кожні п'ять років

Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні

Судно в комплексі з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

Таблиця 4.1 - Потенційні небезпеки й шкідливі фактори на судні

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів	
1. Фізичні виробничі фактори:	
1.1. Шкідливі:	
- шум; - вібрація; - наявність електромагнітних полів; - підвищена загазованість; - підвищене виділення тепла; - підвищена вологість.	
1.2. Небезпечні:	
- небезпека вибуху; - небезпека виникнення пожежі; - небезпека ураження електрострумом; - відкрито рухаються й обертаються частини машин.	
2. Хімічні виробничі фактори:	
2.1. Шкідливі:	
- подразнюючі речовини: кислоти, луги, розчинники, кислі гази.	

2.2. Небезпечні:
- канцерогенні речовини: сполуки алюмінію, бензин, гас, 3,4-бенз(α)пирен (міститься у вихлопних газах двигунів).
3. Біологічні виробничі фактори:
3.1. Небезпечні:
- бактерії.

Заходи із забезпечення безпечних та нешкідливих умов праці на судні

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 121012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах із середньгеометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньгеометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		77

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м . Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газопроводів.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ.

Захист – на території з підвищеним рівне шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань. Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів індивідуального захисту – комбінезони і халати з металізованої тканини.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		78

Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСТ 121006-76 «Електромагнітні поля радіо частот. Загальні вимоги безпеки . Як уже було зазначено, судно належить до нового покоління, на усіх небезпечних зонах були передбачені відповідні етапи захисту від електромагнітних випромінювань.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище, ПДК діють на організм людини. По ДСТ 121005-76 установлені ПДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

Захист – вентиляція, а також газо-пилоуловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування.

Температура повітря, вологість, швидкість повітря. Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для підтримки гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь, огорожуючих приміщень. Щоб їхнього відпрівання вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C і не менше крапки роси.

Освітленість. У МВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частої переадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						79
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

не менш 25% установлених для робочого освітлення норм, а на сходинах трапа і проходах – не менш 5 лк. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів – 75 лк, на сходинах трапа – 20 лк.

Запобігання пожежі на судні. Головною метою боротьби з пожежею є – швидке взяття її під контроль та гасіння, яке можливе лише в тому випадку, коли вогнегасний засіб доставлений до пожежі швидко й в достатній кількості. Це можливо забезпечити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння.

Вуглекислий газ - широко розповсюджений засіб пожежогасіння на судах. Ліквідація пожеж у суднових приміщеннях вуглекислим газом здійснюється методом об'ємного гасіння. Для підвищення ефективності гасіння рекомендується герметизація приміщенні, у яких застосовується вуглекислота.

Будучи в 1,5 рази важчим за повітря, вуглекислий газ може проникати в місця, важко доступні для інших засобів пожежогасіння під плити машинних і котельних відділень, в обмежені простори вантажних трюмів, танків, паливних цистерн, спеціальних суднових комор, і т.д.

На судах вуглекислота зберігається в сталевих балонах місткістю

30-40 л, у яких вона перебуває в рідкому стані. Для суднових систем вуглекислотного пожежогасіння, що працюють при тиску порядку 12,5 МПа, прийнято використовувати стандартні балони місткістю 40 л, що містять по 25 кг вуглекислоти. Балони розміщують групами по 8–16 шт. у вертикальному положенні головками нагору. Вони повинні бути надійно закріплені в місцях, розташованих удалині від житлових і службових приміщень, тому що вуглекислота ставиться до задущливых газів і при високій концентрації в повітрі (22% і вище) небезпечна для життя.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						80
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

При виході з балонів і раптовому розширенні вуглекислота випаровується, перетворюючись у газ. При цьому обсяг її збільшується більш ніж в 500 разів. Частина вуглекислоти в результаті переохолодження переходить у твердий стан – сніжні пластівці, які, потрапляючи у вогнище горіння, миттєво перетворюються в газ. Вуглекислий газ, опускаючись до вогнища пожежі й обволікаючи палаючі речовини й предмети, витісняє повітря й знижує в такий спосіб зміст кисню в зоні горіння. У зв'язку із цим горіння припиняється. Ефективність пожежогасіння досягається при досить високій концентрації вуглекислоти в атмосфері приміщення (22-23%).

Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення, визначається за рівнянням

$$L_{\Pi} = \frac{\Sigma Q_{\text{над}}}{C_{\Pi} \times \rho_{\Pi} \times \Delta t}, \text{ м}^3/\text{год.},$$

де $\Sigma Q_{\text{над}}$ - сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, кДж/год.;

$C_{\Pi} = 1,01$ - питома теплоємність повітря, кДж/(кг×°C);

Δt - різниця температур повітря в МВ і зовнішнього, згідно санітарним нормам, °C;

ρ_{Π} - щільність повітря при зовнішній температурі, кг/м³

$$\rho_{\Pi} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_{\text{н}}}{273}}$$

де $\rho_0 = 1,293$ - щільність повітря при нормальних умовах, кг/м³;

$t_{\text{н}}$ - температура зовнішнього повітря, приймається в залежності від району плавання судна по ГОСТ 24389-80, °C.

Надлишкове тепловиділення визначаються за виразами для ДВЗ

$$Q_{\text{ДВЗ}} = 0,02 \times ge \times Ne^{\text{ДВЗ}} \times Q_{\text{ниж}}, \text{ кДж/год.},$$

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						81
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{двз}^1 = 0,02 \times 0,199 \times 4000 \times 42664 = 679210,9 \text{ кДж/год.},$$

де $Ne^{двз}$ – потужність двигуна, кВт;

g_e – питома витрата палива, кг/кВт×год;

$Q_{ниж}$ – нижча теплота згоряння, кДж/кг;

Щільність повітря при зовнішній температурі 20 °С

$$\rho_{п} = \frac{1,293}{1 + \frac{20}{273}} = 1,204 \text{ кг/м}^3;$$

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення

$$L_{п} = \frac{679210,9}{1,01 \times 1,204 \times 20} = 27927 \text{ м}^3/\text{год}$$

Кратність циркуляції

$$n = \frac{L_{п}}{V_{м}} = \frac{27927}{5700} = 4,9$$

де $V_{м}$ – об'єм машинного відділення.

Цей розрахунок виконаний з метою визначення необхідної кількості циркулюючого повітря в машинному відділенні згідно загальних санітарно-гігієнічних умов даної кількості циркулюючого повітря вистачає для підтримки метеорологічних умов на оптимальному рівні а встановленої потужності вентиляторів марки SMC8 – 100 дозволяють підтримувати необхідні параметри в межах 40...60 % при наявності повітряного опалення, у літню пору нормалізується. Для підтримки необхідних параметрів повітря у МКВ на судні застосована система приливно-витяжної вентиляції та опалення.

Мікроклімат у машинному відділенні визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, що виділяється від нагрітого повітря, устаткування та механізмів.

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидко стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура робочих поверхонь. Щоб уникнути їхнього вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C и не менше крапки роси.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Нормативно-правова та законодавча база охорони навколишнього, морського середовища

Екологічне законодавство - це структура, що об'єднує екологічні юридичні норми різного рівня і різної спрямованості. Ними можуть бути норми конституційні, звичайні, норми, орієнтовані на соціальні відносини різного змісту, з приводу охорони різних природних об'єктів. Його реалізація породжує відносно сталі правові відносини. Згідно з Конвенцією ООН по морському праву (1982 г.) організаційно-правові документи підрозділяються на:

- міжнародні;
- національні, для конкретних прибережних держав;
- регіональні, для обмежених морських районів;
- відомчі, що походять зі специфіки й відомчої приналежності суден.

(згідно з Конвенцією ООН по морському праву (1982 г)).

Міжнародна правова охорона навколишнього природного середовища ґрунтується на певних принципах, вироблених спільними зусиллями держав, міжнародних організацій і конференцій. Вони сформульовані в окремих рішеннях міжнародних організацій, документах конференцій, а також обов'язково викладені в національному законодавстві. В узагальненому вигляді до цих принципів належать пріоритетність екологічних прав

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		83

людини, суверенні права держави на природні ресурси в межах її території, вільний обмін міжнародною екологічною інформацією; взаємодопомога держав при надзвичайних обставинах (екологічних катастрофах тощо), неприпустимість екологічного благополуччя однієї держави внаслідок заподіяння екологічної шкоди іншій та ін [8].

Конвенція ОЙЛПОЛ-54 з поправками 1969 і 1971 років встановлювала основні вимоги по запобіганню забруднення моря нафтою, але залишалися не регламентованими інші можливі випадки забруднення моря іншими шкідливими речовинами, та відповідальність у випадку аварії на танкерах, що спричинила вилив нафтопродуктів.

У цей час головною міжнародною угодою, що обумовлюють запобігання забруднення навколишнього середовища суднами, є Міжнародна Конвенція по запобіганню забруднення моря із суден від 1973 р, змінена й доповнена відповідно до Протоколу від 1978 р, офіційно іменована МАРПОЛ-73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973, as modified by the Protocol of 1978 relating thereto – MARPOL 73/78), що вступила в дію 2 жовтня 1983 року.

До міжнародних документів з екологічної безпеки на водному транспорті може бути віднесений і Міжнародний кодекс морського перевезення небезпечних вантажів - МК МПНВ International Maritime Dangerous Goods Code (IMDG Code).

В 1997 році було прийнято Резолюцію ІМО А 868(20) "Посібник з контролю й керування баластними операціями на судах з метою зведення до мінімуму переносу шкідливих водних організмів і патогенів, а в 2004 році ІМО прийняла текст "Міжнародної Конвенції про контроль водного баласту й опадів суден і управління ними".

Організаційно-правові аспекти забезпечення екологічної безпеки на морі, викладені також у наступних міжнародних угодах, розроблених і прийнятих під керівництвом ООН:

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						84
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

"Міжнародна Конвенція щодо втручання у відкритому морі у випадку аварій, що приводять до забруднення нафтою" 1969 р. Конвенція передбачає заходи щодо захисту інтересів народів держав - учасників від серйозних наслідків аварій у відкритому морі, у результаті яких виникає небезпека забруднення моря й узбереж нафтою. У Конвенції відбиті правила, обов'язки й відповідальність держав, у випадках аварій суден, що тягнуть за собою заподіяння або загрозу заподіяння збитку прибережній державі. Сторони Конвенції можуть приймати у відкритому морі заходи виняткового характеру, які не будуть порушувати принцип свободи відкритого моря. Це такі заходи, які необхідні для запобігання, зменшення або усунення серйозно й реально загрозової їх узбережжю небезпеки забруднення нафтою внаслідок аварії. Такі заходи можуть включати навіть знищення судна й вантажу.

"Міжнародна Конвенція про громадянську відповідальність за збиток від забруднення нафтою", 1969 р.

"Міжнародна Конвенція про створення Міжнародного фонду для відшкодування збитку від забруднення нафтою", 1971 року змінена Протоколом 1992 року.

"Конвенція по запобіганню забруднення моря скиданнями відходів і інших матеріалів" 1972 року з поправками 1978 року й Протоколом 1996 року. Велика увага питанням екологічної безпеки судноплавства приділене в "Міжнародному кодексі з управління безпечною експлуатацією суден і запобіганню забруднення" – МКУБ (International Safety Management Code (ISM Code)) [9].

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						85
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даної магістерської роботи було проаналізовано конструктивні особливості чотирьохтактного середньообертового двигуна 6ЧН22,5/30, проведено аналіз сучасних способів підвищення паливної економічності двигунів. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що одним з перспективних способів є використання випарного охолодження наддувочного повітря. Розрахунки робочого процесу двигуна підтвердили доцільність такої модернізації. Питома витрати дизельного палива зменшилася при 100% навантаженні з 203,3 г/кВт×год для базового двигуна до 199,3 г/кВт×год при роботі з системою внутрішнього охолодження.

Була спроектована та розрахована система подачі води. Проведені розрахунки форсунки для впорскування води.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						86
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

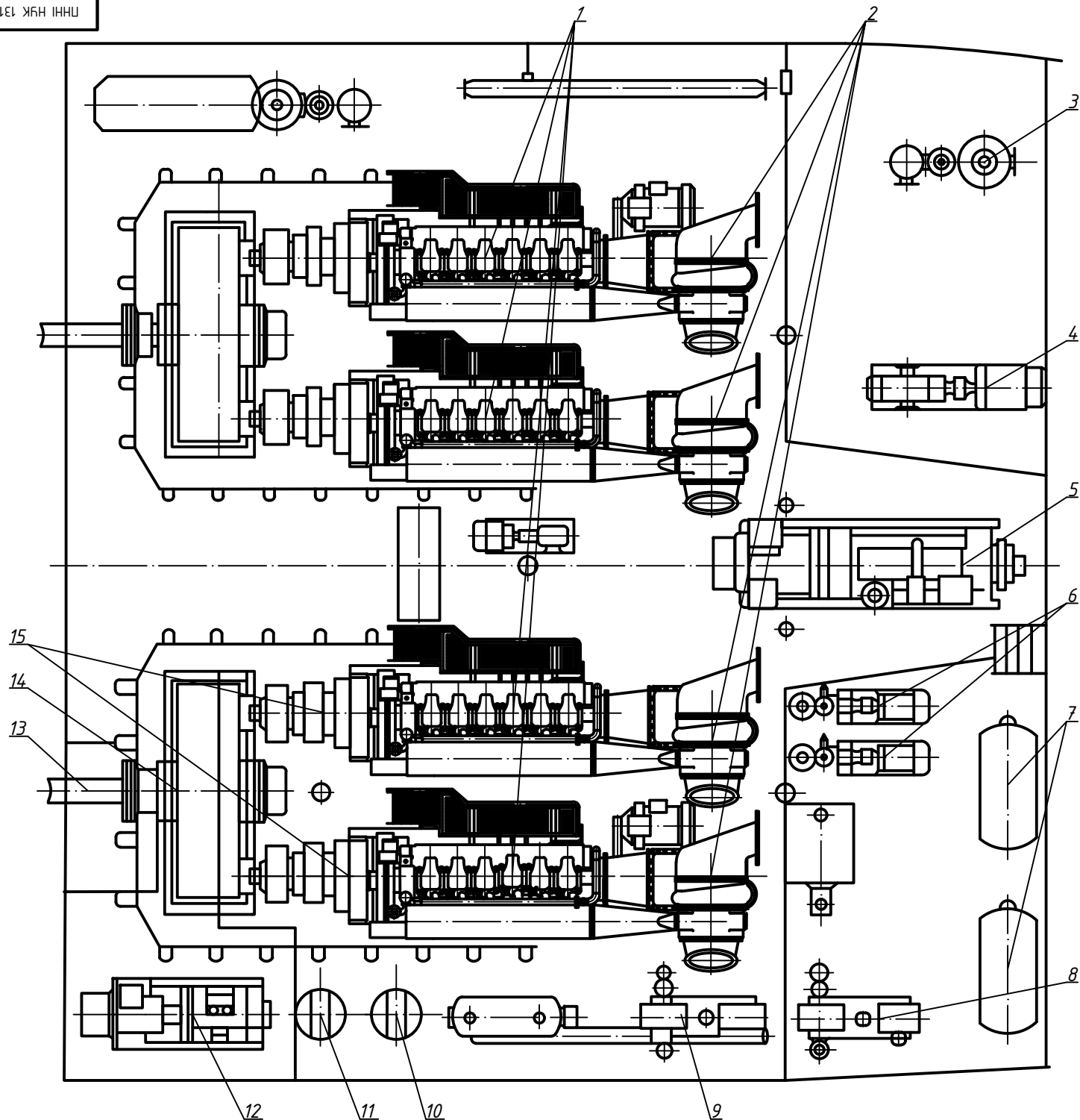
ЛІТЕРАТУРА

1. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
2. Горбов В.М. Основні двигуни сучасних транспортних суден: Навчальний посібник / В.М. Горбов, Ю.А. Шаповалов, І.А. Ратушняк. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 74 с.
3. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
4. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Голубченко Г.А. “Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях”.
8. Білявський Г.О. Основи загальної екології: підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К.: Либідь, 1995. – 368 с.
9. Зацеркляний М.М. Процеси захисту навколишнього середовища: підручник / М.М. Зацеркляний, О.М. Зацеркляний, Т.Б. Столевич. – Одеса: Фенікс, 2017. – 454 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						87
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

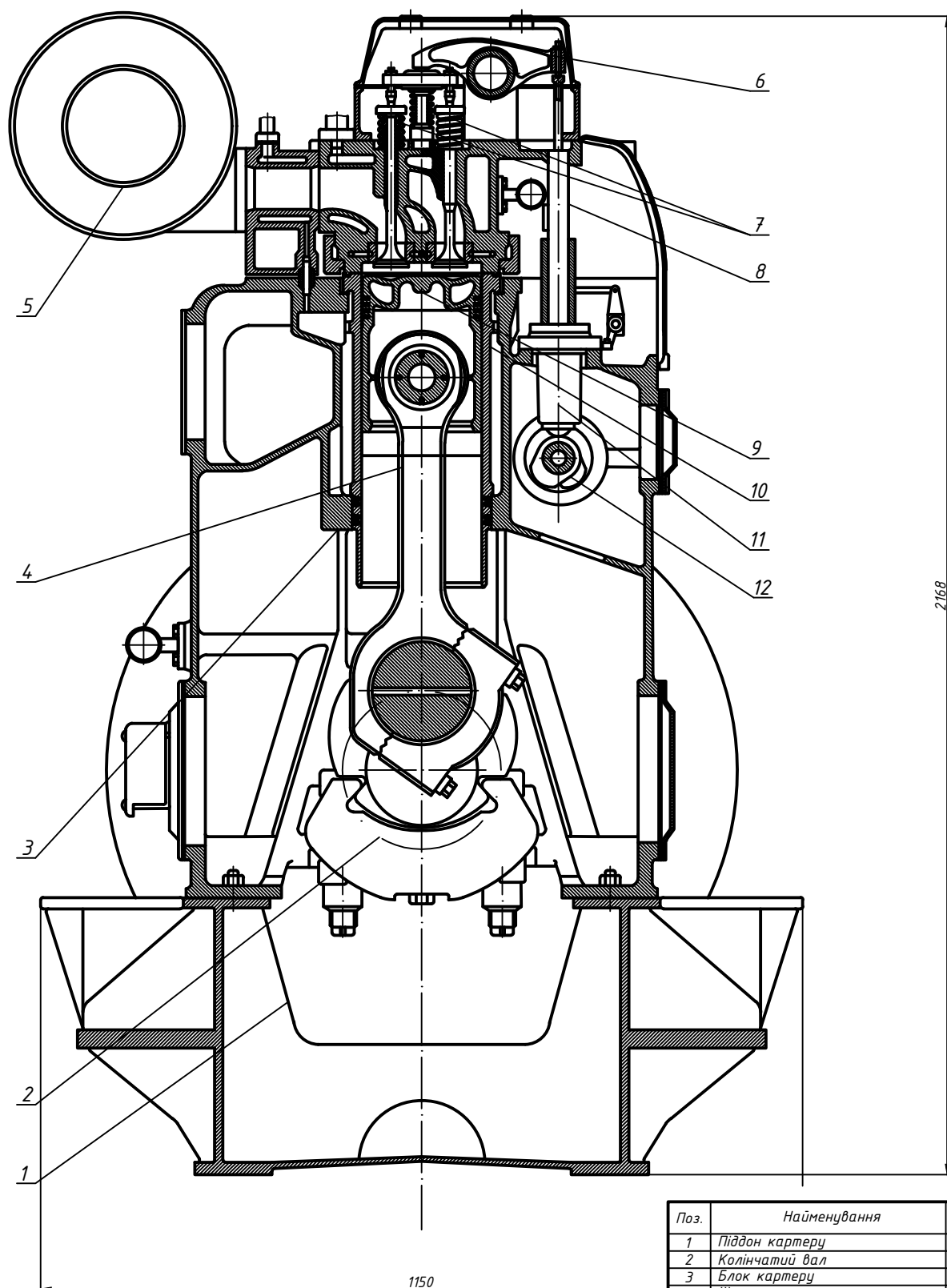
ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 131.61.23.14. ПЗ	Аркуш
						88
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



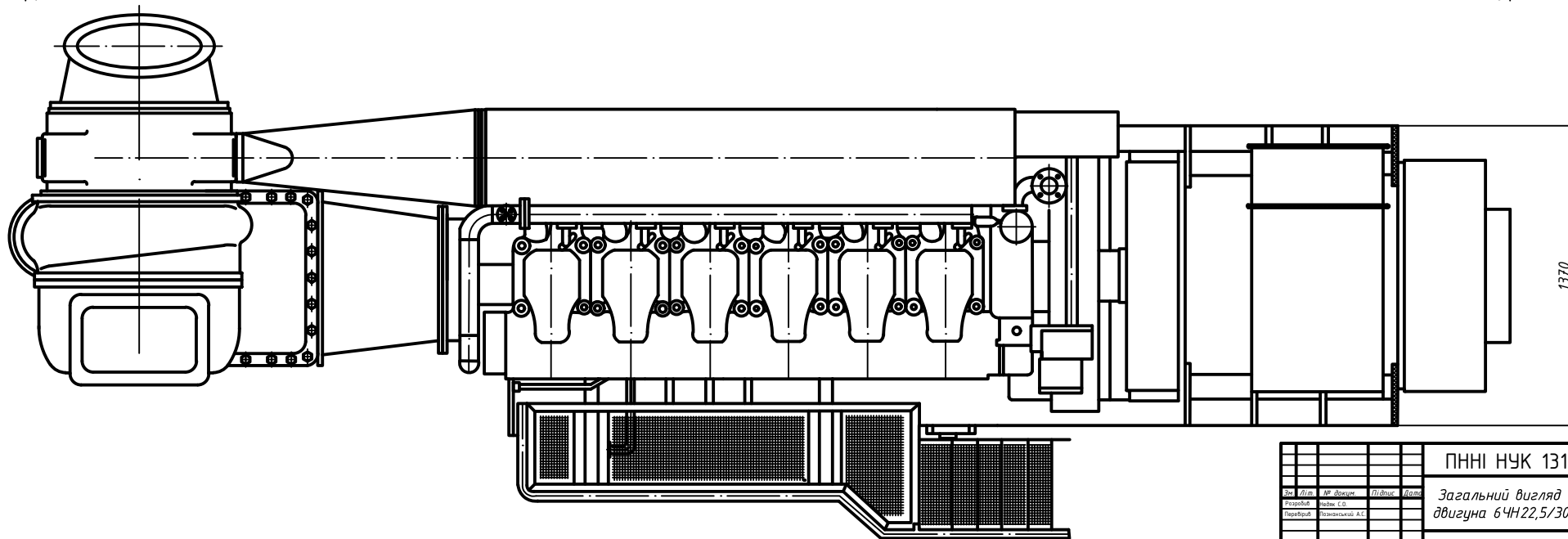
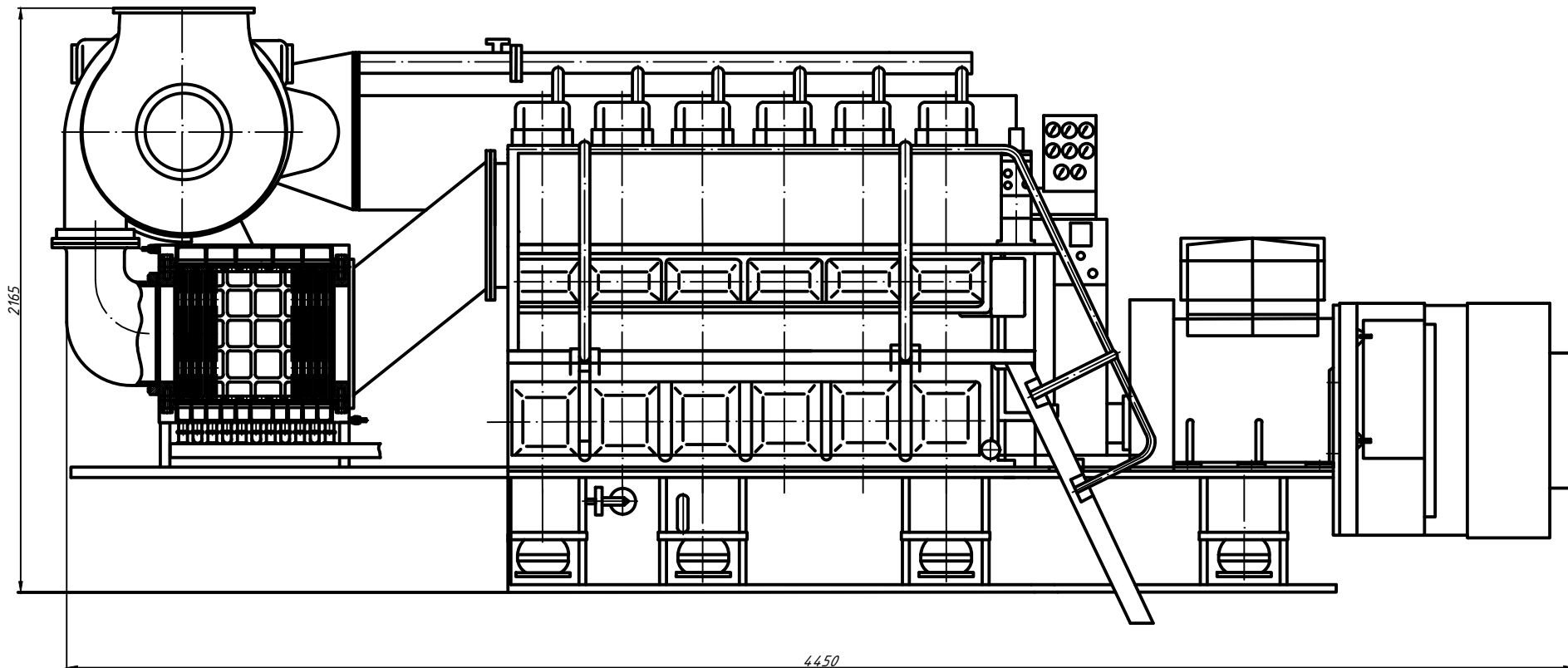
Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	Головний двигун	4	
2	Турбокомпресор	4	
3	Насос прісної води	1	
4	Електрокомпресор	1	
5	Допоміжний дизель-генератор	1	
6	Електронасоси	1	
7	Балони стиснутого повітря	1	
8	Сепаратор	1	
9	Охолоджувач	1	
10	Цистерна для прісної води	1	
11	Цистерна для забортної води	1	
12	Електрокомпресор пускового повітря	1	
13	Валопровід	2	
14	Редуктор	2	
15	Резино-пневматичні муфти	4	

					ПННН НУК 131.61.23.14.01.						
Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Варт.	Загальний вигляд машинного відділення						
Розробив	Викон.	Перевірив	Прийняв	1:20							
П. кент	Поповський, А.С.	Архив	Архив	61-ТЕМмз-22							
Затвердив	Поповський В.В.										

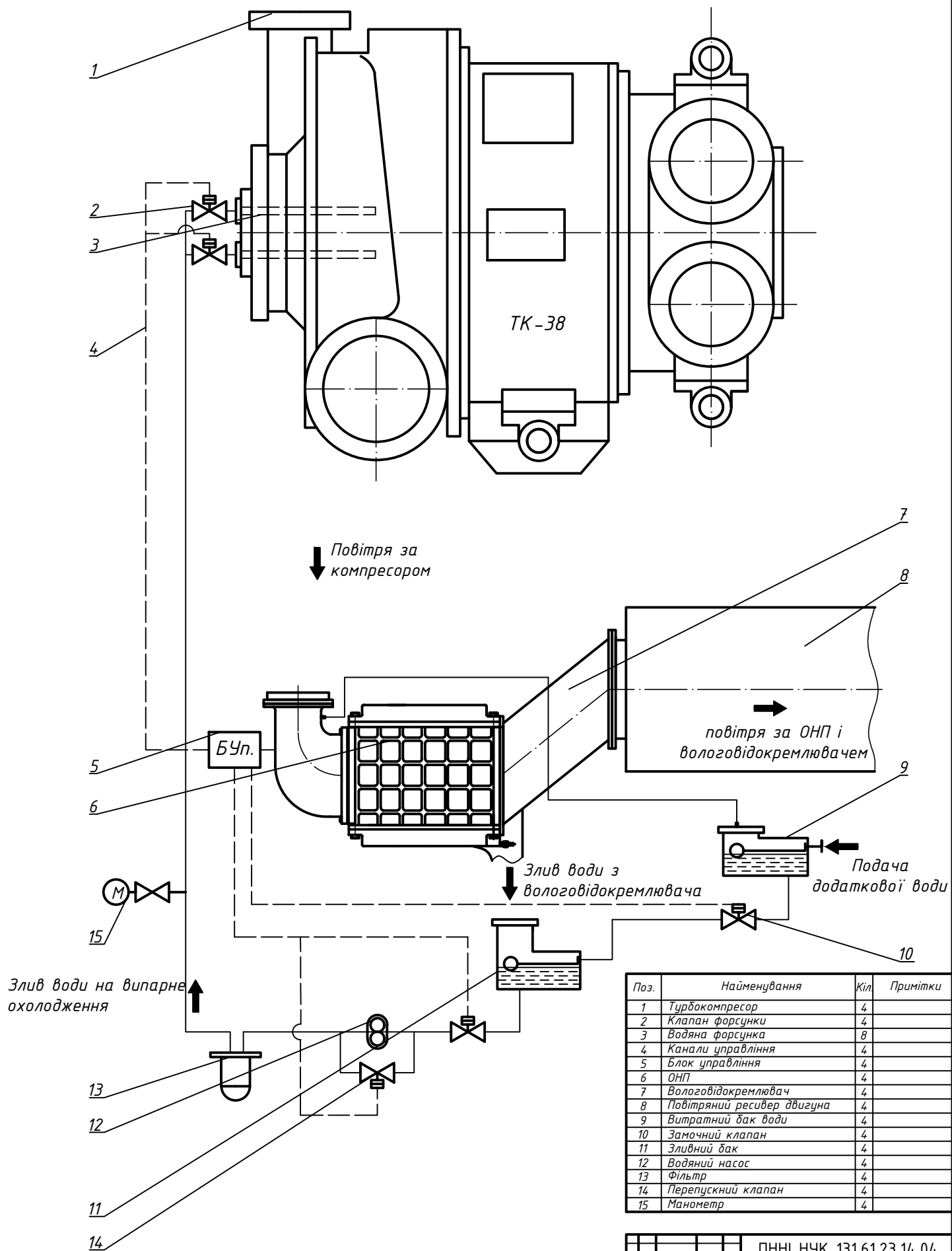


Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Піддон картеру	1	
2	Колінчатий вал	1	
3	Блок картеру	1	
4	Шатун	6	
5	Впускний ресивер	1	
6	Коромисло приводу клапанів	24	
7	Пружини клапанів	24	
8	Штанга приводу клапанів	24	
9	Поршень	6	
10	Втулка циліндру	6	
11	Штовхач клапану	24	
12	Розподільчий вал	1	

					ПННІ НУК 131.61.23.14.02.		
№	Дата	№ документа	Відомості	Вартість	64Н22.5/30		
					Поперечний переріз		
Примітки	Ізоль. с.б.				Вис.	Діаметр	Масова частка
Перерізи	Волокнистість А.Б.						1:25
					Вис.	Діаметр	
В.конт.	Волокнистість А.Б.				61-ТЕМаз-22		
Технічні	Волокнистість А.Б.						

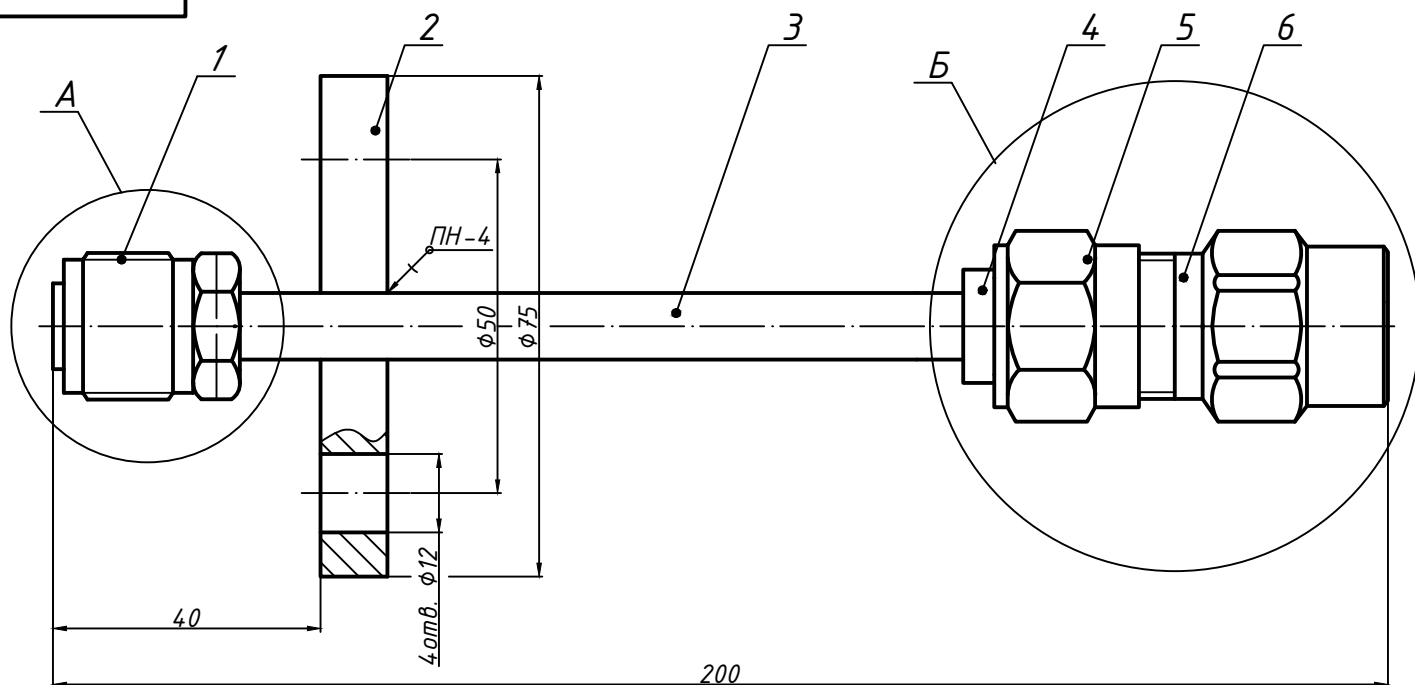


ПННІ НУК 131.61.23.14.03.				Загальний вигляд двигуна 6ЧН22,5/30		
Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Віт.	Маса
Розроб.	Викон.	Перевір.	Інженер	1:10	Архив	Архив
П. кнот	П. кнот	П. кнот	П. кнот	П. кнот	П. кнот	П. кнот
Замов.	Замов.	Замов.	Замов.	Замов.	Замов.	Замов.

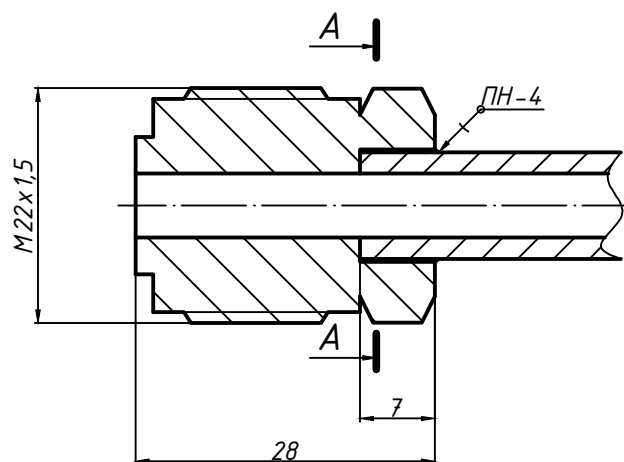


Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Турбокомпресор	4	
2	Клапан форсунки	4	
3	Водяна форсунка	8	
4	Канали управління	4	
5	Блок управління	4	
6	ОНП	4	
7	Вологовідокремлювач	4	
8	Повітряний ресивер двигуна	4	
9	Витратний бак води	4	
10	Замочний клапан	4	
11	Зливний бак	4	
12	Водяний насос	4	
13	Фільтр	4	
14	Перепускний клапан	4	
15	Манометр	4	

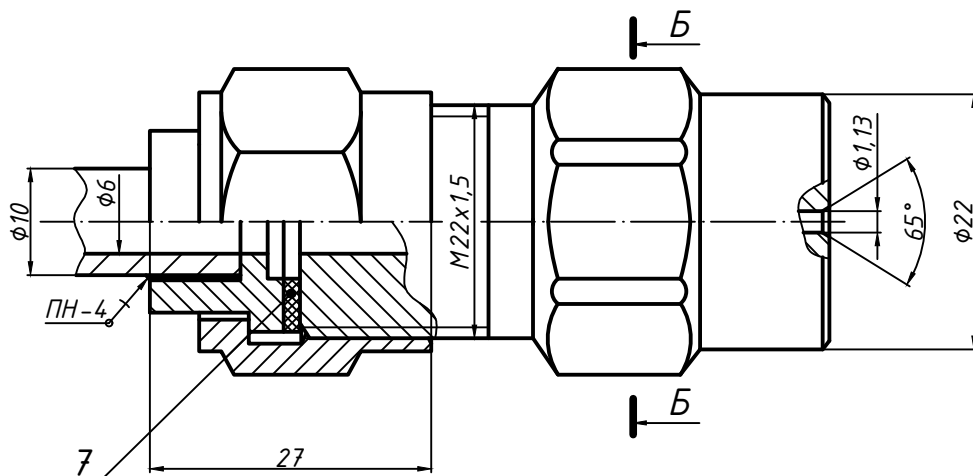
[illegible]



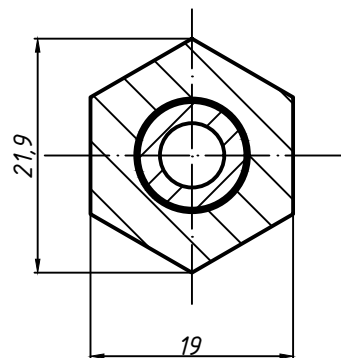
A(4:1)



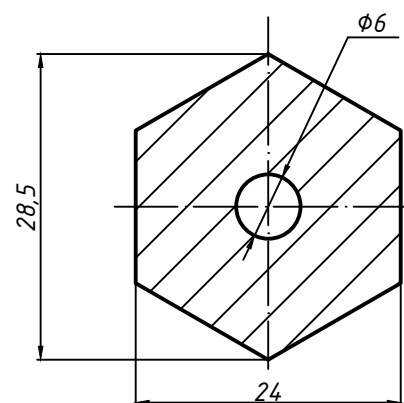
Б(4:1)



A-A



Б-Б



№	Параметр	Знач.	Розм.
1	Тиск вприску	0,2	МПа
2	Витрата води	4	л/хв
3	Середні діаметр крапель	380	мкм
4	Кут вприску	65	град

- Невказані граничні відхилення розмірів по Н14, h14, ±IT14/2. Допуск на вільний розмір ±0,2
- Вимоги до зборки: використовувати ключі, за кресленням.
- Вимоги до перевірки: наконечник форсунки перевіряти під тиском. В отвір наконечника завити гумову пробку і через форсунку подати воду під тиском в 0,6 МПа. Зменшення тиску за 15 хвилин не допускається.
- Фарбувати головку форсунки разом з компресором.
- Зберігати в тарі.
- Припой ПСр 2,5 ГОСТ 19746-74.

Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Штуцер 6-6 др. ГОСТ 5890-78	1	
2	Фланець 10-6 СтЗсп	1	
3	Труба 10x2 МНЖ5-1	1	L=120 мм
4	Нипель 1-10-11А ГОСТ 13956-74	1	
5	Гайка накидна 2-22	1	
6	Розпилювач 1/4MJXP040S303	1	H.Keuchi, Ltd.
7	Прокладка А-10-2,5ПОН	1	
	ГОСТ 15180-86	1	

ПННН НУК 131.61.23.14.05.			
Зв	Лист	№ докум.	Підпис
Розробл	Лист	№ докум.	Підпис
Перевірл	Лист	№ докум.	Підпис
Н.контр	Лист	№ докум.	Підпис
Заствердл	Лист	№ докум.	Підпис
Форсунка для вприскування води			
2,5:1			
61-ТЕМмаг-22			