

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

*Первомайська філія*

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Інженерно-економічний факультет

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

**Пояснювальна записка**  
до кваліфікаційної роботи  
освітнього ступеня «бакалавр»

**на тему:** «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 550 кВт з розробкою охолоджувача наддувного повітря»

Прототип 6ЧН21/21

Виконав: студент групи 44-ЕМ-19

Спеціальність

**142 «Енергетичне машинобудування»**

Освітня програма

**«Двигуни внутрішнього згоряння»**

***Репецький Дмитро Олександрович***

Керівник ***Проскурін А. Ю.***

Рецензент ***Нестеренко В. В.***

м. Первомайськ – 2021 рік

Міністерство освіти і науки України  
**Первомайська філія**  
Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова

Факультет - Інженерно-економічний  
Кафедра «Енергетичне машинобудування»  
Освітній рівень Бакалавр  
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедрою «ЕМ»

\_\_\_\_\_ к.т.н., доцент Нестеренко В.В.

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ**

**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА**

**Репецькому Дмитру Олександровичу**

*Тема роботи: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 550 кВт з розробкою охолоджувача наддувного повітря»*

1

**Прототип 6ЧН21/21**

Керівник роботи *Проскурін А.Ю.*

Затверджено розпорядженням ПФ НУК №11 від 17.03.2021 р.

Строк подання студентом роботи до розгляду на кафедру 28 травня 2021 року.

Приблизний обсяг пояснювальної записки (50...60 аркушів комп'ютерного набору)

**ВСТУП** (Надати коротку історичну довідку розвитку двигунобудування в цілому чи історію розвитку одного з елементів двигуна відповідно до завдання та обґрунтувати актуальність виконання даної роботи і сформулювати мету проектування – 1...3 сторінки).

**1. Опис конструкції двигуна.** (Опис будови двигуна-прототипу та його технічні характеристики – 3...5 сторінок).

**2. Конструкторський розділ** (до 25 сторінок)

2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.

2.2. Розрахунок робочого процесу двигуна.

2.3. Розрахунок індикаторної діаграми

2.4. Розрахунок теплового балансу двигуна.

2.5. Динамічний розрахунок двигуна.

2.6. Висновок по розділу з порівнянням ефективних показників двигуна- прототипу і проектного двигуна.

### **3. Розробка системи, механізму, вузла** (Спеціальне завдання роботи – 15...30 сторінок)

3.1. Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів

3.2. Обґрунтування вибору системи, механізму, вузла.

3.3. Розрахунки системи, механізмів, вузла (розрахунки систем та елементів двигуна повинні бути пов'язані з темою спеціального завдання)

3.4. Висновок по розділу.

### **4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища** (до 10 сторінок)

4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що створені спроектованим двигуном.

4.2. Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації (оцінка впливу зміни конструкції чи експлуатаційних показників на безпечність використання двигуна, розробка заходів, що спрямовані на зменшення шуму, вібрації та викид шкідливих речовин, загальна безпека застосування ДВЗ та установки в цілому)

4.3. Висновок по розділу.

### **5. Висновок по роботі** (стисло надати результати роботи, висновки по роботі в $\frac{2}{2}$ цілому, можна вказати на перспективи подальшого розвитку даної роботи – 1...2 сторінки)

### **Список літератури**

Надається перелік використаних літературних джерел та адреси сторінок використаних сайтів в Інтернеті.

**Додатки:** Специфікації складальних креслень, інформаційні матеріали, інше.  
Завдання на графічну частину (4...5 аркушів, формату А1)

### **В обов'язковому порядку в графічній частині виконується:**

1. Двигун 6ЧН21/21 у розрізі

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

3. Охолоджувач наддувочного повітря

4. Корпус ОНП

**Керівник проекту**

**Завдання прийняв до виконання**

\_\_\_\_\_ А. Ю. Проскурін

\_\_\_\_\_ Д. О. Репецький

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 р.

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 р.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                             |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП.....                                                                                                                                  | 4  |
| РОЗДІЛ 1. Загальна конструкція і опис двигуна 6ЧН21/21.....                                                                                 | 5  |
| 1.1 Технічна характеристика двигуна 6ЧН21/21.....                                                                                           | 5  |
| 1.2 Опис конструкції двигуна 6ЧН21/21.....                                                                                                  | 6  |
| 1.3 Висновок по розділу.....                                                                                                                | 12 |
| РОЗДІЛ 2. Визначення основних параметрів двигуна 6ЧН21/21.....                                                                              | 13 |
| 2.1 Вступ.....                                                                                                                              | 13 |
| 2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.....                                                         | 13 |
| 2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....                                                                                                  | 15 |
| 2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....                                                                           | 22 |
| 2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна.....                                                                                               | 25 |
| 2.6 Динамічний розрахунок двигуна.....                                                                                                      | 26 |
| 2.7 Висновок по розділу.....                                                                                                                | 32 |
| РОЗДІЛ 3. Розробка охолоджувача наддувного повітря двигуна 6ЧН21/21                                                                         | 34 |
| РОЗДІЛ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.....                                                                 | 50 |
| 4.1 Нормативна правова та законодавча база з охорони праці.....                                                                             | 50 |
| 4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що мають місце при експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні маслоохолоджувачів..... | 53 |
| 4.3 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті маслоохолоджувачів.....                                                         | 58 |
| 4.4 Висновок по розділу.....                                                                                                                | 60 |
| ВИСНОВОК ПО РОБОТІ .....                                                                                                                    | 62 |
| СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....                                                                                                                      | 62 |

|              |      |                 |        |      |                        |  |  |        |      |        |    |
|--------------|------|-----------------|--------|------|------------------------|--|--|--------|------|--------|----|
|              |      |                 |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ |  |  |        |      |        |    |
|              |      |                 |        |      |                        |  |  |        |      |        |    |
| Зм.          | Лист | № докум.        | Підпис | Дата |                        |  |  |        |      |        |    |
| Студент      |      | Репецький Д.О.  |        |      | Пояснювальна записка   |  |  | Літ.   | Лист | Листів |    |
| Перевірив    |      | Проскурін А.Ю.  |        |      |                        |  |  |        |      | 3      | 66 |
| Консультант  |      |                 |        |      |                        |  |  | ПК НУК |      |        |    |
| Н. контролер |      | Проскурін А.Ю.  |        |      |                        |  |  |        |      |        |    |
| Затвердив    |      | Нестеренко В.В. |        |      |                        |  |  |        |      |        |    |

## ВСТУП

Згідно з завданням кафедри у цій роботі пропонується модернізація суднового двигуна типу 6ЧН 21/21 потужністю  $N_e = 550$  кВт і частотою обертання колінчатого валу 1000 об/хв для застосування на суховантажному судні.

У роботі розглядається питання зміни параметрів двигуна з форсуванням по наддуву і одночасним поліпшенням параметрів охолодження наддувочного повітря.

У двигуні зазнають радикальних змін системи повітрязабезпечення і охолодження. Згідно з зазначеним у роботі вирішуються такі основні задачі:

- змінюються параметри турбокомпресора і його компоновка на двигуні;
- змінюється схема системи охолодження та параметри усіх її теплообмінників.

Всі сучасні двигуни внутрішнього згорання виконуються з усе більш високим тиском наддуву і інтенсивнішим охолодженням повітря. Ці обидва заходи сприяють підвищенню економічності двигуна за інших рівних умов. Підвищення економічності ДВЗ є виключно актуальним завданням в даний час, оскільки в світі існує стійкий дефіцит вуглеводнів, і їх слід максимально економити.

В проекті виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, теплового балансу, динамічних навантажень, а також побудова побудова теоретичної індикаторної діаграми. Частина отриманих при моделюванні параметрів використовується у подальших розрахунках. В спеціальній частині роботи проводиться розробка охолоджувача наддувочного повітря.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці та захисту навколишнього середовища.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                        | 4    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        |      |

# 1 ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ І ОПИС ДВИГУНА 6ЧН21/21

## 1.1 Технічна характеристика двигуна 6ЧН21/21

Двигун 6ЧН21/21 (рис. 1.1) – чотиритактний, шестициліндровий, тронковий, з безпосереднім уприскуванням палива, газотурбінним наддувом і охолодженням наддувочного повітря, в рядному виконанні [1].

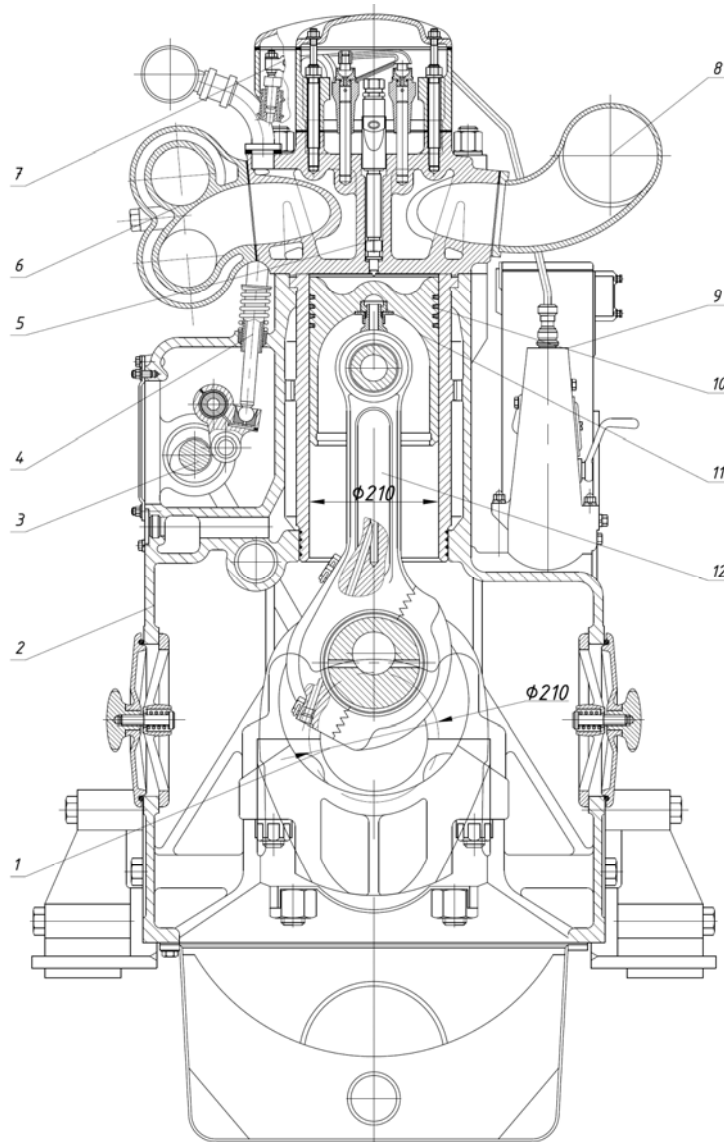


Рисунок 1.1 – Двигун 6ЧН 21/21:

1 – колінчастий вал; 2 – картер; 3 – розподільний вал; 4 – штанга штофхача;  
5 – форсунка; 6 – випускний колектор; 7 – коромисло; 8 – впускний колектор;  
9 – ПНВТ; 10 – поршневі кільця; 11 – поршень; 12 – шатун

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 5    |

### Основні характеристики двигуна 6ЧН21/21:

|                                                      |         |
|------------------------------------------------------|---------|
| Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)     | 90      |
| Частота обертання колінчатого вала, хв <sup>-1</sup> | 1000    |
| Діаметр циліндра/хід поршня, мм                      | 210/210 |
| Середня швидкість поршня, м/с                        | 7,0     |
| Число циліндрів, од                                  | 6       |
| Середній ефективний тиск, МПа                        | 1,5     |
| Максимальний тиск згоряння, МПа                      | 16,0    |
| Тиск стиску, МПа                                     | 11,6    |
| Тиск наддувочного повітря (надлишкове), МПа          | 0,332   |
| Питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год.)        | 220     |
| Питома витрата масла, г/(кВт×год.)                   | 0,6     |
| Температура охолоджуючої води на виході, °С          | 80-90   |

### 1.2 Опис конструкції двигуна 6ЧН21/21

Двигун призначений для промислових тепловозів, силових агрегатів бурових установок і дизель-генераторів для кар'єрних самоскидів.

Блок-картер (рис. 1.2) дизеля складається з відливої в цілому вилівки. Поперечні перегородки поділяють блок-картер на шість відсіків. Кожен відсік розділяється горизонтальними перегородками на порожнини: порожнина картера, розподільного валу і порожнину охолодження втулок циліндрів. У нижній частині поперечні перегородки остова двигуна мають U-образні виточки, в яких розташовуються підвіски корінних підшипників. У бічних стінках блок-картера знаходяться люки для монтажу і контролювання шатунів.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 6    |



Рисунок 1.2 – Блок-картер двигуна

Люки блок-картера закриваються кришками картерних люків. З кожного боку в одній з кришок картерних люків встановлена горловина для затоки масла. Кришки картерних люків блок-картера виконані з обох сторін із вибухозахисними клапанами. Клапани повинні виконувати наступне завдання: знижувати надлишковий тиск в картері при можливому виникненні в ньому вибухів газу. Вибухозахисний клапан складається з тарілки, що притискається пружиною до робочої фаски. Пружина впирається в екрануючий ковпак, який відхиляє вибухові газу. Всередині блок-картера по всій його довжині в нижній частині порожнини розподільного вала виконана масляна магістраль у вигляді каналу зі сталевій труби, залитої в блок-картер. Від масляної магістралі йдуть висвердлені канали до підшипників колінчастого вала, до підшипників розподільного вала і до осей рокерів.

Розподільний вал [2] (рис. 1.3) складається з двох частин: частини 1 для приводу клапанних механізмів циліндрів 1,2,3 і частини 2 для циліндрів 4,5,6. При складанні обидва вали центруються буртом однієї з них в інший і



з'єднуються прізонними болтами. Гайки болтів шплінтуються. Розподільчий вал обертається в семи бронзових підшипниках. Бурти крайніх підшипників служать в якості опори проти поздовжнього зміщення вала. Осьовий зазор вала регулюється товщиною компенсаційної шайби, яка розміщується між торцем вала і шестернею.



Рисунок 1.3 – Розподільний вал двигуна

Приводна шестерня з внутрішніми зубами прикріплена до розподільного валу болтами, які зупиняються дротом. На кінці вала з насосного боку двигуна закріплені болтами шестерня для приводу розподільного вала і шестерня для приводу реле частоти обертання дизеля. Шестерня приводу розподільного вала встановлюється за певним кутом осі випускного кулачка 1-го циліндра відносно осі, що проходить через отвори для штифта і праве клеймо на зубі шестерні. Болти кріплення шестерень стопоряться дротом. Між опорними точками розподільного вала розміщуються відповідно два кулачка, причому той з них, який розташовується найбільш ближче до кінця вала на насосній стороні дизеля, на кожному циліндровій ділянці є випускним кулачком, інші - впускними кулачками. Кулачки для впуску і випуску розміщуються на валу відповідно до порядку роботи циліндрів

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 8    |

дизеля і з фазами газорозподілу. Правильне геометричне положення кулачків фаз газорозподілу досягається при складанні, коли калібровочні отвори, які позначені вибитим клеймом А, збігаються. Опорні шийки вала і кулачки цементуються і гартуються.

Втулка циліндра (рис. 1.4) відлита з легованого сірого чавуну і вмонтована в отвори блок-картера. Між циліндричної кришкою і втулкою циліндра є ущільнення у вигляді мідної прокладки. Нижній пояс втулки циліндра ущільнюється гумовими кільцями круглого перетину. За винятком першого циліндра, там між другою і третьою канавками знаходиться зневоднюючий канал.



Рисунок 1.4 – Втулка двигуна

Механізм газорозподілу призводить в дію впускні і випускні клапана. Ось рокерів виконана з двох частин. Вона монтується в розточці блок-картера. Змащення здійснюється від головної масляної магістралі. Для цієї мети вісь рокерів пустотіла і забезпечена отворами. Крім того є отвори для проходження масла через рокери і штанги на змащення клапанних механізмів кришок циліндрів. Обидва кінці осі рокерів з різьбовими отворами для

полегшення демонтажу. Для припинення поздовжнього переміщення вісь рокерів фіксується на обох кінцях кришками з ущільненнями.

Для кожного циліндра передбачається по два рокера, які монтуються на втулках з буртами. Загальний зазор між рокером і втулкою встановлюється підбором відповідних шайб, причому досягається, щоб ролики рокерів всієї довжини спиралися на кулачки розподільного вала. Ролики спираються на пальцях з плаваючими втулками. Пальці запресовуються в рокер і фіксуються штифтами від можливого поздовжнього зсуву.

При обертанні розподільного вала кулачок переміщається по ролику і пересуває рокер. При цьому штанга передає рух на коромисло і через траверсу відкриваються клапана. Зворотний рух клапанів і всього приводу газорозподілу здійснюється під впливом клапанних пружин, які таким чином впливають на весь механізм газорозподілу і запобігають піднесення роликів рокера з кулачків. Масло, що надходить в рокер, розподіляється по каналах на мастило ролика і через внутрішню порожнину штанги на мастило приводу клапанного механізму циліндричної кришки. Необхідні фази газорозподілу встановлюються суміщенням міток на шестерні приводу вала з міткою на люку передній кришці дизеля, при цьому колінчастий вал встановлюється в ВМТ 1 і 6 циліндрів.

Поршні дизеля литі з алюмінієвого сплаву. Головка поршня охолоджується маслом. Поршневий палець плаваючого типу.

Шатуни сталеві з двотавровим перетином стрижня, в якому є отвір для підведення масла до поршневого пальця і для охолодження головки поршня. Кривошипна головка шатуна виконується з косим роз'ємом.

Колінчастий вал дизеля штампований з легованої сталі. Азотація шийок забезпечує підвищення зносостійкості і втомної міцності останніх. Для зменшення напруг від крутильних коливань на передньому кінці колінчастого вала є фланець для установки гідравлічного демпфера

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                        | 10   |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        |      |

крутильних коливань і для кріплення фланця додаткового відбору потужності.

У передній частині піддона розміщується масляний насос. У безпосередній близькості до дизеля розташовуються масляні фільтри грубого і тонкого очищення і охолоджувач масла.

### 1.3 Висновок по розділу

Відповідно до приведенного опису двигуна 6ЧН21/21 можна зробити висновок, що двигун має досить надійну конструкцію та досить сучасну технічну характеристику, саме тому двигун 6ЧН21/21 був обраний як базовий для бакалаврської кваліфікаційної роботи.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                        | 11   |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        |      |

## 2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА 6ЧН21/21

### 2.1 Вступ

В даному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом [5]. 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;
- дати уяву про загальні 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. Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Matcad.

### 2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря  $T_0$ . Приймаємо  $T_0 = 293 \text{ K}$  (стандартні умови застосування).

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                        | 12   |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        |      |

*Тиск навколишнього повітря  $p_0$ .* В усіх випадках варто приймати  $p_0 = 0,1013$  МПа (стандартні атмосферні умови).

*Ступінь стиску  $\varepsilon$ .* При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД  $\varepsilon = 11 \dots 17$ . Приймаємо  $\varepsilon = 14$

*Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ .* 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  $\alpha$  робиться з вибором оптимального значення  $П_k$ . З урахуванням переліченого встановлюємо  $\alpha = 2,705$ .

*Показник адіабати повітря  $k_s = 1,4$ .*

*Механічний ККД турбіни  $\eta_{t.m} = 0,96$ .*

*Адiabатний ККД турбіни  $\eta_{m.ad} = 0,8$ .*

*Коефіцієнт залишкових газів  $\gamma_r$ .* Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД  $\gamma_r = 0,02 - 0,08$ . Приймаємо  $\gamma_r = 0,04$ .

*Коефіцієнт використання теплоти в точці  $z$  ( $\xi_z$ ), та в точці  $b$  ( $\xi_b$ ).* Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД і СОД  $\xi_z = 0,75 - 0,94$ ;  $\xi_b = 0,86 - 0,98$ . Приймаємо  $\xi_z = 0,85$ ;  $\xi_b = 0,9$ .

*Ступінь підвищення тиску при згорянні  $\lambda$ .* Для високо форсованих двигунів  $\lambda = 1,3 \dots 2,0$  [1]. Для СОД  $\lambda = 1,05 - 1,55$ . Приймаємо  $\lambda = 1,4$ .

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

Приймаємо  $\Delta T_a = 20$  К.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 13   |

*Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми  $\zeta$ .* Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо  $\zeta = 0,96$ .

*Зменшення тиску у повітроохолоджувачі  $\Delta P_{ox}$ .* Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо  $\Delta P_{ox} = 0,005$  МПа.

*Температура залишкових газів  $T_r$ .* Для двигунів такого типу  $T_r$  знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо  $T_r = 750$  К.

*Хімічний склад палива.* Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на НФО (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального []:

Вуглець – C = 0,87 кг;

Водень – H = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – O = 0,004 кг. [6]

*Нижча теплота згоряння палива  $Q_n^o$ .* Для дизельного пального приймаємо  $Q_n^d = 42664,4$  кДж/кг [7].

*Коефіцієнт тактності  $Z$ .* Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу.  $Z = 0,5$ .

## 2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

### Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[ 1 + \frac{\left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[ 1 + \frac{\left( \frac{0,332}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 446,801$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 446,801 - 0,97 \times (446,801 - 293) = 297,614$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{397,614 + 20 + 0,04 \times 750}{1 + 0,04} = 334,244$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,332 - 0,005 = 0,327$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,327 = 0,317$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,317}{0,327} \times \frac{297,614}{334,244} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,894$$

#### 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 розрахунок:

$$n_l = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,317 \times 14^{1,364} = 11,614$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 334,244 \times 14^{1,364 - 1} = 874,162$$

### Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,705}{0,21} \times \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,338$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,338} = 1,0236$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0236 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0227$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,85}{0,9} = 0,944$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left( \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left( \frac{1,0236 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,944 = 1,021$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо  $T_z = 1700$  К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1643 \text{ К}$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,4 \times 11,614 = 16,259$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,021}{1,4} \times \frac{1643}{874,162} = 1,372$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,372} = 10,205$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення  $n_2$ . Для дизелів  $n_2 = 1,18 \dots 1,3$ . 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

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 17   |

відносний теплообмін і витоки газів,  $n_2$  зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,289$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1643 \times \frac{1}{10,205^{1,289-1}} = 839,224$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,259}{10,205^{1,289}} = 0,813$$

### Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{11,614}{14 - 1} \times \left[ 1,4 \times (1,372 - 1) + \frac{1,4 \times 1,372}{1,289 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{10,205^{1,289-1}} \right) - \frac{1}{1,364 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{14^{1,364-1}} \right) \right] = 1,852$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 1,852 \times 0,96 \times (1 - 0) = 1,778$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,327 \times 0,894}{2,705 \times 0,495 \times 297,614 \times 1,778} = 0,179$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_H} = \frac{3600}{0,179 \times 42664,4} = 0,472$$

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                        | 18   |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        |      |

### Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,778 \times 0,85 = 1,512$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,472 \times 0,85 = 0,401$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,179}{0,85} = 0,2102$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,21^2 \times 0,21 \times 0,5 \times 1,512 \times 1000 \times 6 = 550,13$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{550,13 - 550}{550,13} = 0,024\%$$

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

$$G = \left( \frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left( \frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left( \frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left( \frac{3,14 \times 0,21^2}{4} \right) \times 0,21 \times \frac{0,327 \times 10^6}{287 \times 297,614} \times 0,894 \times 6 \times 0,5 \times 1000 \times 1 = 1,307$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 1,307 + 0,2102 \times \frac{550,13}{3600} = 1,34$$

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 19   |

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,95 \times 0,332 = 0,315$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left( \frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 839,224 \times \left( \frac{0,315}{0,813} \right)^{\frac{1,289-1}{1,289}} = 678,457$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left( \frac{C}{12} \right) + \left( \frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left( \frac{0,87}{12} \right) + \left( \frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,705 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,705 \times 0,495) = 1,371$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$
$$= \frac{1}{\frac{0,873}{12 \times 1,371 \times 189} + \frac{0,125}{2 \times 1,371 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,705 - 1) \times 0,495}{1,371 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,705 \times 0,495}{1,371 \times 296,8}} = 287,547$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,933 + 0,003 \times 678,457) + 8,314}{19,933 + 0,003 \times 678,457} = 1,383$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\begin{aligned}
 \Pi_k &= \left[ 1 + \frac{\left( \frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left( \frac{k_g}{k_g - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} \\
 &= \left[ 1 + \frac{\left( \frac{1,383}{1,383 - 1} \right) \times 287,547 \times 678,457 \times \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{0,315}{0,1013} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}}} \right] \times 0,96 \times 0,8 \times 1,34}{1,307 \times 287 \times 293 \times \left( \frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,78}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,32
 \end{aligned}$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,32 \times 0,1013 = 0,3323$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3323 - 0,332}{0,3323} = 0,001\%$$

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

## 2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де  $v/v_c = \varepsilon_x$  - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

|                                        |        |
|----------------------------------------|--------|
| Показник політропи стиснення $n_1$     | 1,364  |
| Показник політропи розширення $n_2$    | 1,289  |
| Тиск кінця стиснення $p_c$ , МПа       | 11,614 |
| Максимальний тиск згоряння $p_z$ , МПа | 16,259 |
| Ступінь попереднього розширення $\rho$ | 1,372  |
| Ступінь стиснення $\varepsilon$        | 14     |

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

| $V/V_c$ | $p_{ст}$ | $p_{розш}$ |
|---------|----------|------------|
| 1,00    | 16,26    |            |
| 1,00    | 11,61    | 16,26      |
| 1,37    | 7,54     | 16,26      |
| 2,00    | 4,50     | 9,98       |
| 2,63    | 3,10     | 7,01       |
| 3,27    | 2,31     | 5,32       |
| 3,90    | 1,82     | 4,23       |
| 4,53    | 1,48     | 3,49       |
| 5,16    | 1,24     | 2,95       |
| 5,79    | 1,06     | 2,54       |
| 6,42    | 0,92     | 2,22       |
| 7,05    | 0,81     | 1,97       |
| 7,69    | 0,72     | 1,76       |
| 8,32    | 0,65     | 1,59       |
| 8,95    | 0,58     | 1,45       |
| 9,58    | 0,53     | 1,33       |
| 10,21   | 0,49     | 1,22       |
| 10,84   | 0,45     | 1,13       |
| 11,47   | 0,42     | 1,05       |
| 12,11   | 0,39     | 0,98       |
| 12,74   | 0,36     | 0,92       |
| 13,37   | 0,34     | 0,86       |
| 14,00   | 0,32     | 0,81       |
| 14,00   |          | 0,32       |



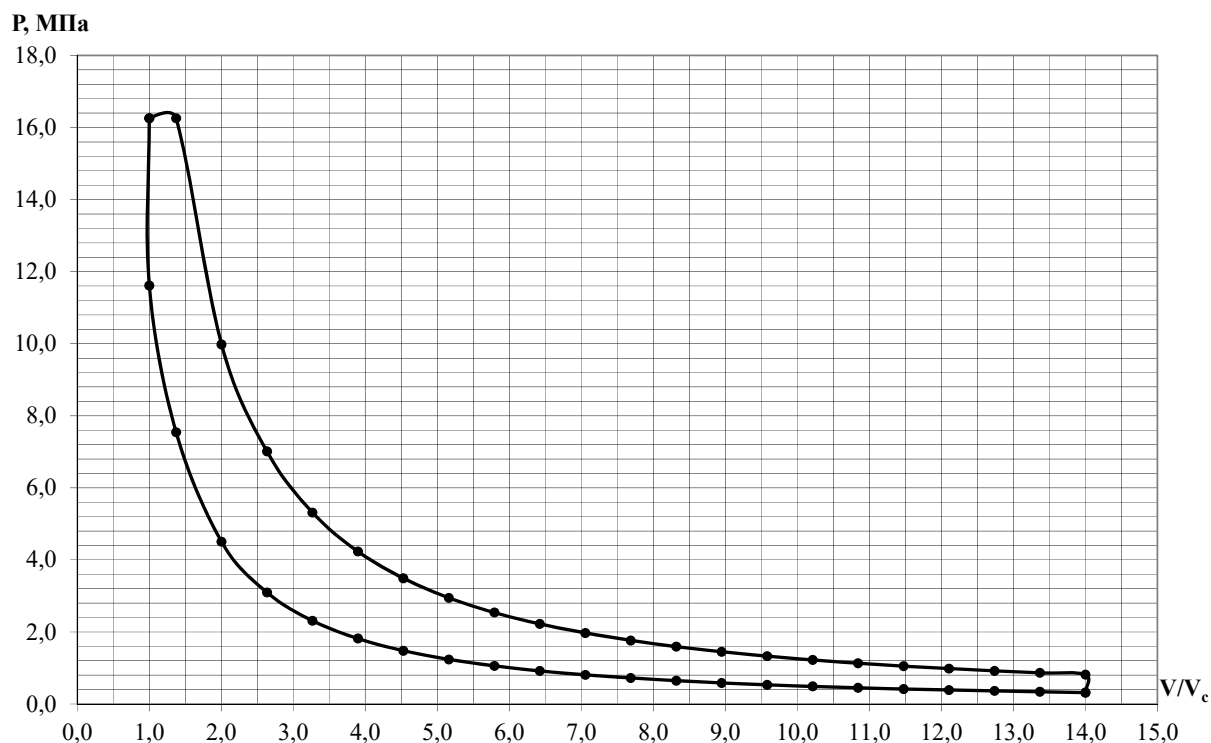


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

## 2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

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

$Q_{\Sigma}$  - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

$Q_{\Gamma}$  - теплота випускних газів, кВт;

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

$Q_W$  - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

$Q_M$  - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

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

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

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{550}{0,401} = 1423,88 \text{ кВт}$$

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

$$Q_G = G_G C_{p_G} (T_{3T} - T_o) = 1,35 \cdot 1046,191 \cdot (581,30 - 293) = 403,69 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$C_{p_G} = \frac{K_G}{K_G - 1} R_G = \frac{1,383}{1,383 - 1} \cdot 287,547 = 1046,191 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left( \frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 678,45 \cdot \left( \frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,332}{0,1}} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}} = 501,04 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 778 - 0,81 \cdot (778 - 537,3) = 596,72 \text{ К}$$

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

$$Q_W = \frac{0,98 Q_\Sigma - Q_G - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 1423,88 - 403,69 - 550}{1,2} = 364,57 \text{ кВт}$$

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

$$Q_M \approx 0,2 Q_W \approx 0,5 \cdot 364,57 = 180 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma = 0,02 \cdot 1423,88 = 28,48 \text{ кВт}$$

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

$$Q_\Sigma = Q_G + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Ne = 403,69 + 364,57 + 180,0 + 28,48 + 550 = 1423,88 \text{ кВт}.$$

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

## 2.6 Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів  $P_r$  і сили інерції  $P_j$ . Сумарна сила є рушійна сила:

$$P_{руш} = P_r + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

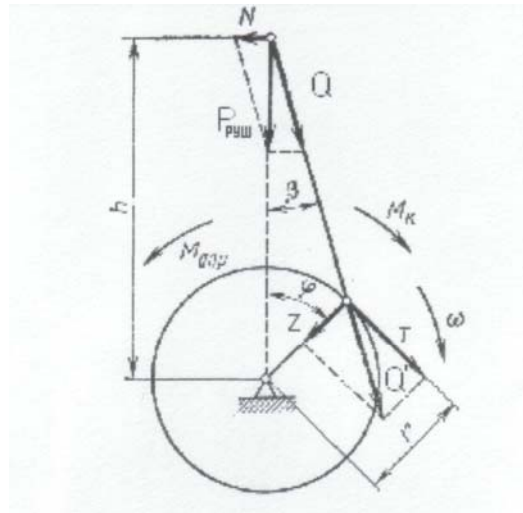


Рисунок 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально [10].

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили  $T$  на радіус  $r$  називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У таблиці 2.3 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 2.4. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

На рис. 2.3  $P_r$  – сила тиску газів на поршень;  $P_j$  – сила інерції одного циліндра двигуна;  $P_{dv}$  – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.4  $N$  – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки;  $Z$  – сила, що діє по осі кривошипа;  $T$  – дотична сила.

На рис. 2.5  $T_E$  – сумарні дотичні сили,  $T^{cp}_E$  – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.3 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

|                                                |                  |                |        |
|------------------------------------------------|------------------|----------------|--------|
| Діаметр поршня                                 | м                | D              | 0,21   |
| Частота обертання КВ                           | хв <sup>-1</sup> | n              | 1000   |
| Максимальний тиск згоряння                     | МПа              | P <sub>z</sub> | 16,259 |
| Тиск на початку стиску                         | МПа              | P <sub>a</sub> | 0,327  |
| Тиск наддуву                                   | МПа              | P <sub>k</sub> | 0,332  |
| Тиск залишкових газів                          | МПа              | P <sub>г</sub> | 0,4    |
| Кривошипно-шатунне відношення                  |                  | λ              | 0,296  |
| Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово | кг               | m              | 60     |

|                                 |   |               |       |
|---------------------------------|---|---------------|-------|
| Радіус кривошипа                | м | r             | 0,105 |
| Ступінь стиснення               |   | $\varepsilon$ | 14    |
| Показник політропи стиснення    |   | $n_1$         | 1,364 |
| Показник політропи розширення   |   | $n_2$         | 1,289 |
| Ступінь попереднього розширення |   | $\rho$        | 1,372 |

Таблиця 2.4 – Результати динамічного розрахунку

| $\varphi^\circ$ | Pr     | Pj      | Pdv     | N       | Z       | T       |
|-----------------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 0               | 0,3320 | -2,5838 | -2,2518 | 0,0000  | -2,2518 | 0,0000  |
| 10              | 0,3320 | -2,5179 | -2,1859 | -0,1125 | -2,1332 | -0,4903 |
| 20              | 0,3320 | -2,3255 | -1,9935 | -0,2025 | -1,8040 | -0,8721 |
| 30              | 0,3320 | -2,0216 | -1,6896 | -0,2519 | -1,3373 | -1,0630 |
| 40              | 0,3320 | -1,6297 | -1,2977 | -0,2499 | -0,8334 | -1,0256 |
| 50              | 0,3320 | -1,1790 | -0,8470 | -0,1954 | -0,3948 | -0,7745 |
| 60              | 0,3320 | -0,7018 | -0,3698 | -0,0969 | -0,1009 | -0,3687 |
| 70              | 0,3320 | -0,2298 | 0,1022  | 0,0292  | 0,0075  | 0,1060  |
| 80              | 0,3320 | 0,2083  | 0,5403  | 0,1621  | -0,0658 | 0,5603  |
| 90              | 0,3320 | 0,5901  | 0,9221  | 0,2812  | -0,2812 | 0,9221  |
| 100             | 0,3320 | 0,9007  | 1,2327  | 0,3699  | -0,5783 | 1,1498  |
| 110             | 0,3320 | 1,1339  | 1,4659  | 0,4186  | -0,8947 | 1,2344  |
| 120             | 0,3320 | 1,2919  | 1,6239  | 0,4256  | -1,1806 | 1,1935  |
| 130             | 0,3320 | 1,3840  | 1,7160  | 0,3959  | -1,4063 | 1,0600  |
| 140             | 0,3320 | 1,4248  | 1,7568  | 0,3383  | -1,5632 | 0,8700  |
| 150             | 0,3320 | 1,4315  | 1,7635  | 0,2629  | -1,6587 | 0,6541  |
| 160             | 0,3320 | 1,4214  | 1,7534  | 0,1781  | -1,7085 | 0,4323  |
| 170             | 0,3320 | 1,4088  | 1,7408  | 0,0896  | -1,7299 | 0,2141  |
| 180             | 0,3270 | 1,4035  | 1,7305  | 0,0000  | -1,7305 | 0,0000  |
| 190             | 0,3292 | 1,4088  | 1,7381  | -0,0894 | -1,7272 | -0,2138 |
| 200             | 0,3361 | 1,4214  | 1,7575  | -0,1785 | -1,7126 | -0,4333 |
| 210             | 0,3482 | 1,4315  | 1,7797  | -0,2653 | -1,6739 | -0,6601 |
| 220             | 0,3665 | 1,4248  | 1,7913  | -0,3450 | -1,5939 | -0,8871 |
| 230             | 0,3926 | 1,3840  | 1,7766  | -0,4099 | -1,4560 | -1,0975 |
| 240             | 0,4291 | 1,2919  | 1,7210  | -0,4511 | -1,2511 | -1,2649 |
| 250             | 0,4796 | 1,1339  | 1,6135  | -0,4607 | -0,9848 | -1,3586 |
| 260             | 0,5501 | 0,9007  | 1,4508  | -0,4353 | -0,6806 | -1,3532 |
| 270             | 0,6498 | 0,5901  | 1,2399  | -0,3781 | -0,3781 | -1,2399 |
| 280             | 0,7942 | 0,2083  | 1,0026  | -0,3008 | -0,1222 | -1,0396 |

|     |         |         |         |         |         |         |
|-----|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 290 | 1,0095  | -0,2298 | 0,7797  | -0,2227 | 0,0575  | -0,8089 |
| 300 | 1,3423  | -0,7018 | 0,6406  | -0,1679 | 0,1749  | -0,6387 |
| 310 | 1,8781  | -1,1790 | 0,6991  | -0,1613 | 0,3258  | -0,6392 |
| 320 | 2,7762  | -1,6297 | 1,1465  | -0,2208 | 0,7363  | -0,9061 |
| 330 | 4,3169  | -2,0216 | 2,2953  | -0,3422 | 1,8167  | -1,4440 |
| 340 | 6,8532  | -2,3255 | 4,5277  | -0,4599 | 4,0973  | -1,9808 |
| 350 | 10,1542 | -2,5179 | 7,6363  | -0,3928 | 7,4520  | -1,7129 |
| 360 | 11,9637 | -2,5838 | 9,3800  | 0,0000  | 9,3800  | 0,0000  |
| 370 | 16,2590 | -2,5179 | 13,7411 | 0,7069  | 13,4096 | 3,0823  |
| 380 | 14,4369 | -2,3255 | 12,1114 | 1,2303  | 10,9602 | 5,2985  |
| 390 | 9,3280  | -2,0216 | 7,3064  | 1,0893  | 5,7829  | 4,5966  |
| 400 | 6,1463  | -1,6297 | 4,5166  | 0,8699  | 2,9008  | 3,5696  |
| 410 | 4,2483  | -1,1790 | 3,0693  | 0,7081  | 1,4304  | 2,8064  |
| 420 | 3,0929  | -0,7018 | 2,3912  | 0,6268  | 0,6528  | 2,3842  |
| 430 | 2,3629  | -0,2298 | 2,1331  | 0,6091  | 0,1572  | 2,2128  |
| 440 | 1,8836  | 0,2083  | 2,0920  | 0,6277  | -0,2549 | 2,1692  |
| 450 | 1,5582  | 0,5901  | 2,1483  | 0,6552  | -0,6552 | 2,1483  |
| 460 | 1,3312  | 0,9007  | 2,2319  | 0,6697  | -1,0471 | 2,0817  |
| 470 | 1,1694  | 1,1339  | 2,3034  | 0,6577  | -1,4059 | 1,9395  |
| 480 | 1,0527  | 1,2919  | 2,3446  | 0,6145  | -1,7045 | 1,7232  |
| 490 | 0,9680  | 1,3840  | 2,3520  | 0,5426  | -1,9275 | 1,4529  |
| 500 | 0,9070  | 1,4248  | 2,3317  | 0,4491  | -2,0749 | 1,1548  |
| 510 | 0,8641  | 1,4315  | 2,2956  | 0,3423  | -2,1592 | 0,8514  |
| 520 | 0,8357  | 1,4214  | 2,2571  | 0,2293  | -2,1994 | 0,5565  |
| 530 | 0,8196  | 1,4088  | 2,2284  | 0,1146  | -2,2144 | 0,2741  |
| 540 | 0,8143  | 1,4035  | 2,2178  | 0,0000  | -2,2178 | 0,0000  |
| 550 | 0,4000  | 1,4088  | 1,8088  | -0,0931 | -1,7975 | -0,2225 |
| 560 | 0,4000  | 1,4214  | 1,8214  | -0,1850 | -1,7748 | -0,4491 |
| 570 | 0,4000  | 1,4315  | 1,8315  | -0,2731 | -1,7226 | -0,6793 |
| 580 | 0,4000  | 1,4248  | 1,8248  | -0,3514 | -1,6237 | -0,9037 |
| 590 | 0,4000  | 1,3840  | 1,7840  | -0,4116 | -1,4620 | -1,1020 |
| 600 | 0,4000  | 1,2919  | 1,6919  | -0,4435 | -1,2300 | -1,2435 |
| 610 | 0,4000  | 1,1339  | 1,5339  | -0,4380 | -0,9362 | -1,2916 |
| 620 | 0,4000  | 0,9007  | 1,3007  | -0,3903 | -0,6102 | -1,2132 |
| 630 | 0,4000  | 0,5901  | 0,9901  | -0,3019 | -0,3019 | -0,9901 |
| 640 | 0,4000  | 0,2083  | 0,6083  | -0,1825 | -0,0741 | -0,6308 |
| 650 | 0,4000  | -0,2298 | 0,1702  | -0,0486 | 0,0125  | -0,1765 |
| 660 | 0,4000  | -0,7018 | -0,3018 | 0,0791  | -0,0824 | 0,3009  |
| 670 | 0,4000  | -1,1790 | -0,7790 | 0,1797  | -0,3631 | 0,7123  |
| 680 | 0,4000  | -1,6297 | -1,2297 | 0,2368  | -0,7898 | 0,9719  |
| 690 | 0,4000  | -2,0216 | -1,6216 | 0,2418  | -1,2835 | 1,0202  |
| 700 | 0,4000  | -2,3255 | -1,9255 | 0,1956  | -1,7425 | 0,8424  |

|     |        |         |         |        |         |        |
|-----|--------|---------|---------|--------|---------|--------|
| 710 | 0,4000 | -2,5179 | -2,1179 | 0,1090 | -2,0668 | 0,4751 |
| 720 | 0,3320 | -2,5838 | -2,2518 | 0,0000 | -2,2518 | 0,0000 |

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

|                 |                |         | Кут заклинки |        | $\varphi_3^\circ$ | 120     |         |          |
|-----------------|----------------|---------|--------------|--------|-------------------|---------|---------|----------|
|                 |                |         |              |        |                   |         |         |          |
| $\varphi^\circ$ | $T_E$          |         |              |        |                   |         | $T_E$   | $T_{cp}$ |
|                 | Номер циліндра |         |              |        |                   |         |         |          |
|                 | 1              | 2       | 3            | 4      | 5                 | 6       |         |          |
| 0               | 0,0000         | 1,1935  | -1,2649      | 0,0000 | 1,7232            | -1,2435 | 0,4083  | 1,6538   |
| 10              | -0,4903        | 1,0600  | -1,3586      | 3,0823 | 1,4529            | -1,2916 | 2,4547  | 1,6538   |
| 20              | -0,8721        | 0,8700  | -1,3532      | 5,2985 | 1,1548            | -1,2132 | 3,8849  | 1,6538   |
| 30              | -1,0630        | 0,6541  | -1,2399      | 4,5966 | 0,8514            | -0,9901 | 2,8090  | 1,6538   |
| 40              | -1,0256        | 0,4323  | -1,0396      | 3,5696 | 0,5565            | -0,6308 | 1,8624  | 1,6538   |
| 50              | -0,7745        | 0,2141  | -0,8089      | 2,8064 | 0,2741            | -0,1765 | 1,5347  | 1,6538   |
| 60              | -0,3687        | 0,0000  | -0,6387      | 2,3842 | 0,0000            | 0,3009  | 1,6777  | 1,6538   |
| 70              | 0,1060         | -0,2138 | -0,6392      | 2,2128 | -0,2225           | 0,7123  | 1,9556  | 1,6538   |
| 80              | 0,5603         | -0,4333 | -0,9061      | 2,1692 | -0,4491           | 0,9719  | 1,9128  | 1,6538   |
| 90              | 0,9221         | -0,6601 | -1,4440      | 2,1483 | -0,6793           | 1,0202  | 1,3073  | 1,6538   |
| 100             | 1,1498         | -0,8871 | -1,9808      | 2,0817 | -0,9037           | 0,8424  | 0,3022  | 1,6538   |
| 110             | 1,2344         | -1,0975 | -1,7129      | 1,9395 | -1,1020           | 0,4751  | -0,2635 | 1,6538   |
| 120             | 1,1935         | -1,2649 | 0,0000       | 1,7232 | -1,2435           | 0,0000  | 0,4083  | 1,6538   |

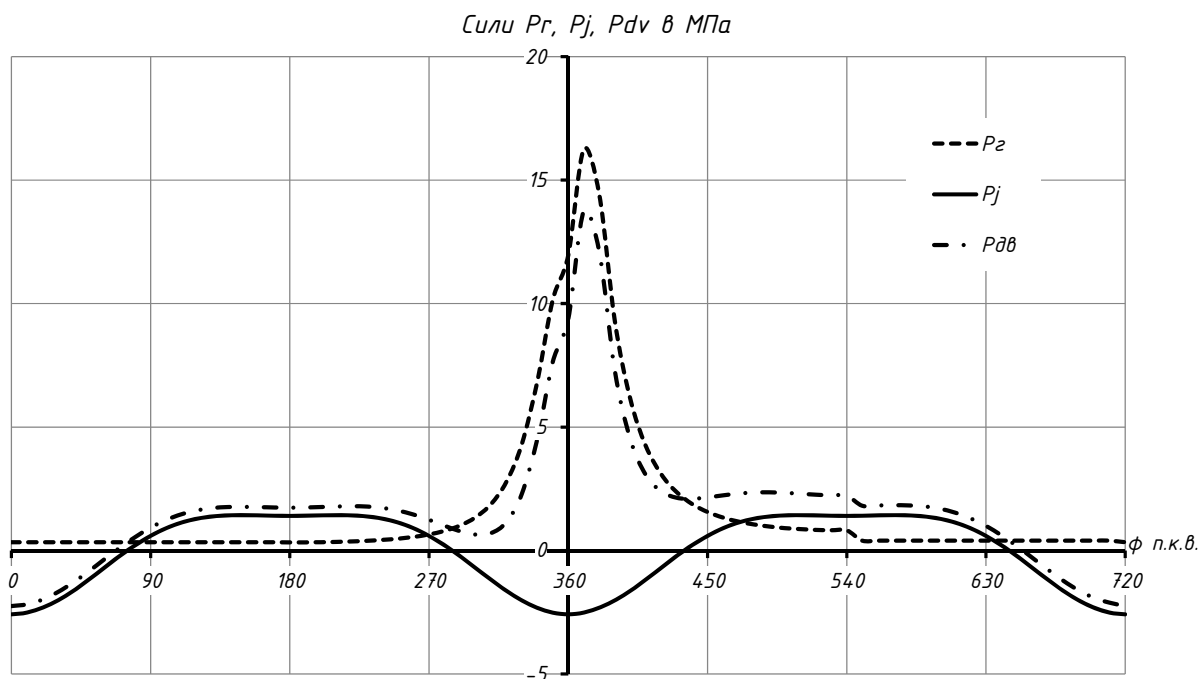


Рисунок 2.3 – Зміна сил  $P_r$ ,  $P_j$ ,  $P_{dv}$  від кута повороту колінчастого валу

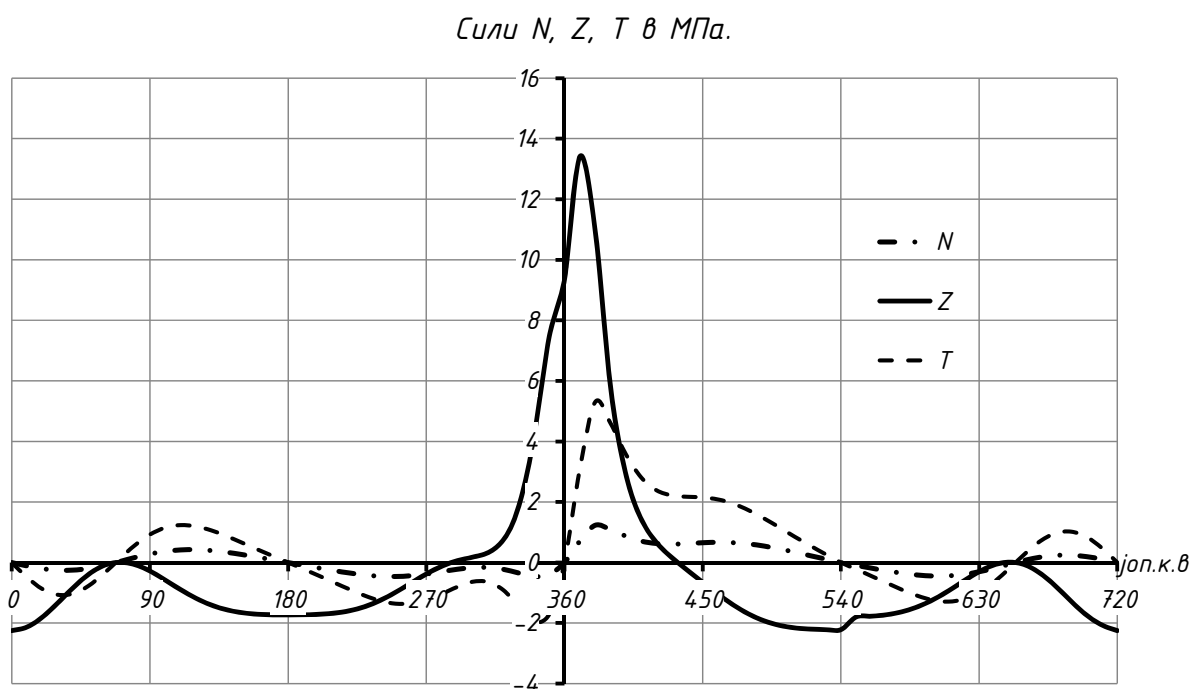


Рисунок 2.4 – Зміна сил  $N$ ,  $Z$ ,  $T$  від кута повороту колінчастого валу



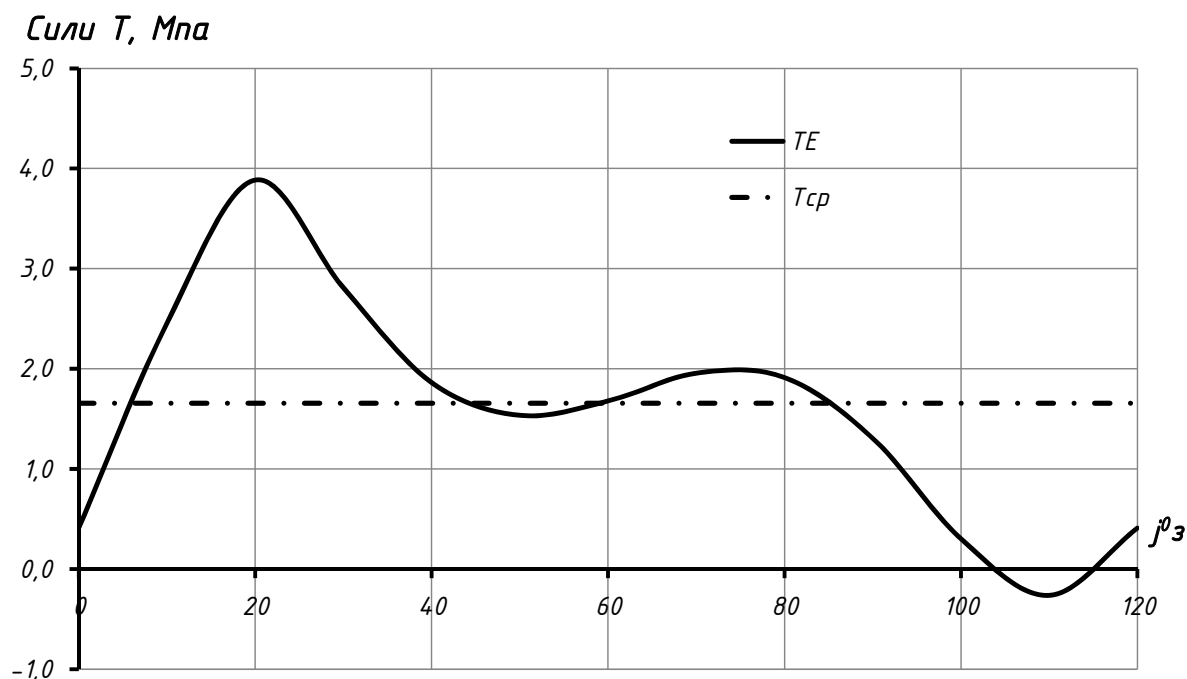


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил  $T$  від кута заклинки колінчастого валу

## 2.7 Висновок по розділу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 6ЧН21/21, який має основні параметри, що надаються у таблиці 1.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ( $P_k = 3,32$ ) двигун належить до машин з високим тиском наддуву [4].

Згідно з середнім ефективним тиском ( $P_e = 1,512$  МПа) двигун має середнє значення форсування по цьому параметру [4].

Згідно з значенням ( $\eta_e = 0,401$ ) двигун відповідає помірний рівень економічності [4], йому ж відповідає отримане значення ( $g_e = 0,2102$  кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ( $P_z = 16,252$  МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по  $P_k$ , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ( $T_z = 1643 \text{ K}$ ) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною ( $678 \text{ K}$ ) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів [5].

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

Таблиця 2.6 – Основні параметри двигуна типу 6ЧН21/21

|                                     |          |            |         |
|-------------------------------------|----------|------------|---------|
| Ефективна потужність                | $N_e$    | кВт        | 550     |
| Середній ефективний тиск            | $P_e$    | МПа        | 1,512   |
| Тиск робочого тіла в точці z        | $P_z$    | МПа        | 16,252  |
| Тиск газів перед турбіною           | $P_t$    | МПа        | 0,315   |
| Тиск наддуву                        | $P_k$    | МПа        | 0,332   |
| Температура повітря в ресивері      | $T_s$    | К          | 297,614 |
| Температура робочого тіла в точці z | $T_z$    | К          | 1643    |
| Температура газів перед турбіною    | $T_t$    | К          | 678,457 |
| Коефіцієнт надлишку повітря         | $\alpha$ |            | 2,705   |
| Питома витрата палива               | $g_e$    | кг/кВт·час | 0,2102  |
| Ефективний ККД                      | $\eta_e$ |            | 0,401   |

### 3. РОЗРОБКА ОХОЛОДЖУВАЧА НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ДВИГУНА 6ЧН21/21

Сучасні системи охолодження ДВЗ мають дуже різноманітні схеми. Вони можуть відрізнятися числом теплообмінників, кількістю насосів, регуляторів температурного рівня, послідовністю з'єднання теплообмінників та інше. Усі сучасні системи охолодження ДВЗ, незалежно від типу, є двоконтурними. У них засорочковий простір двигуна і ряд теплообмінників охолоджуються теплоносієм внутрішнього контуру (ТВК), найчастіше прісною водою, або водою з інгібіторними добавками, або спеціальними рідинами типу тосолів і антифризів. Відвід теплоти з цього контуру здійснюється теплоносієм зовнішнього контуру (ТЗК). Для судових двигунів це в основному забортна вода, для транспортних і стаціонарних машин це навколишній повітря. Ще однією особливістю систем охолодження являється організація охолодження наддувочного повітря та масла. Ці елементи системи можуть бути асимільованими в єдину схему або можуть бути автономними. В останньому випадку для цих елементів можливе застосування як двоконтурних, так і одноконтурних схем.

Серед існуючого різноманітності схем системи охолодження має сенс розглянути два найбільш розрізняючи типи. Для кожного з цих типів більшість однойменних теплообмінників будуть істотно відрізнятися по своїх основних параметрах. Всі існуючі варіанти схем принципово можна віднести до одного, або до іншого з цих типів. До першого типу схем відносяться так називані повнопоточні, у яких витрата ТВК через двигун приблизно дорівнює витраті ТВК через всі охолоджувачі. До другого типу варто віднести такі, у яких витрата ТВК через охолоджувачі істотно (приблизно на порядок) нижче, ніж через двигун. Відповідно такі системи можна назвати малорозхідними. Розглянемо найпростіший варіант

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 34   |

повонопоточної схеми з асимільованим елементом охолодження наддувочного повітря. Принципова схема системи дана на рис.3.1. При роботі на розрахунковому режимі (як правило номінальний режим роботи двигуна і максимальна температура навколишнього середовища) терморегулятор відкриває шлях ТВК через радіатор, закриваючи другий канал. Далі охолоджений ТВК поступає на вхід охолоджувача наддувочного повітря (ОНП), потім на вхід масло-охолоджувача (МО) і після нього йде на вхід у двигун. При роботі в умовах низьких температур навколишнього повітря і на дробових навантаженнях двигуна, шлях ТВК через радіатор блокується, і він направляється без охолодження через другий канал терморегулятора на вхід ОНП і МО, чим забезпечує оптимальний температурний режим роботи двигуна в цих умовах.

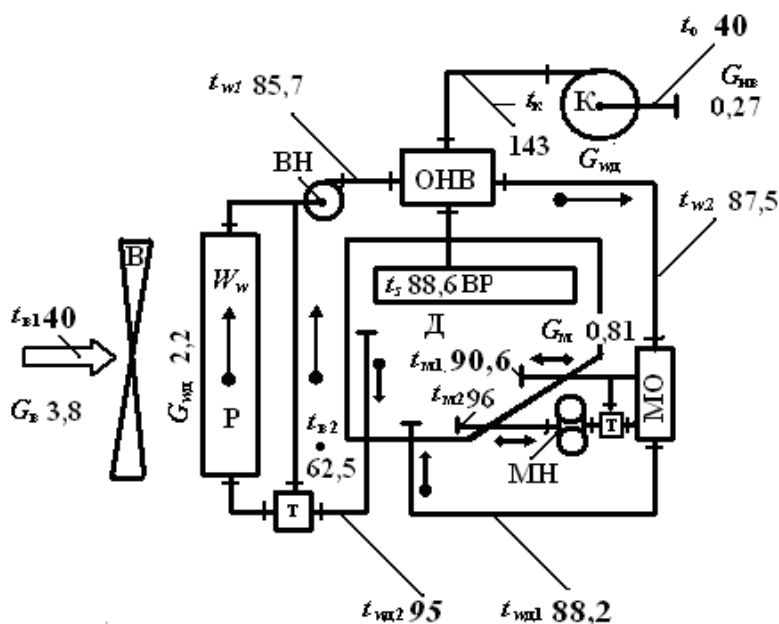


Рисунок 3.1 – Принципова схема повнопоточної системи охолодження:

Д - двигун; ВР - повітряний ресивер; В - вентилятор; Р - радіатор;  
ВН - водяний насос; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; К -  
компресор, МО - маслоохолоджувач; МН - масляний насос; Т -  
терморегулятор

На рис. 3.1 цифрами зазначені значення температур теплоносіїв (°C), характерні для високооборотного двигуна, що працює при ступені підвищення тиску наддувочного повітря, рівної 2. Там же зазначені витрати теплоносіїв у кг/с поруч з їхніми позначеннями ( $G_i$ ). Температурний режим роботи системи охолодження визначається в основному вимогами до режиму охолодження двигуна. Для сучасного ВОД з водяним охолодженням характерна максимально наближена до температури скипання (але гарантоване не допускання такої можливості) температура води на виході. Різниця температур між входом і виходом для багатоциліндрової машин повинна бути в межах 2...6, порівняно рідко досягає 15...20 К, що можна визнати припустимим, але не слід вважати бажаним. Високі температури теплоносія в порожнинах охолодження деталей остова двигуна і малі перепади температур між входом теплоносія і його виходом із двигуна сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна і забезпечують прийнятні умови його довговічності. Як очевидно з розгляду схеми, бажана величина температури на вході в двигун залежить від роботи ланцюжка всіх теплообмінників, кожний з яких додає свій перепад температур у послідовний ланцюг. Величина кожної добавки не може бути довільною. Вона обумовлюється вищезгаданим обмеженням і залежить від теплового ККД кожного теплообмінника, а також співвідношення витрат теплоносіїв для кожного з них.

Як видно, температура води перед ОНП у повнопоточній системі з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря повинні бути дуже високими. Це обумовить відповідно високі температури повітря в ресивері двигуна. Зокрема, для розглянутого приклада (рис.4.1) при ККД ОНП, рівному 0,95, температура повітря в ресивері двигуна відповідно складе:

$$t_s = t_k - \eta_{\text{НВ}}(t_k - t_{w1}) = 147 - 0,95(143 - 85,7) = 88,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для більш низьких температур ТВК перед двигуном (що не сучасно) можливо більш низькі температури повітря в ресивері, але в будь-яких випадках не нижче 65...70 °С.

Для того, щоб знизити температуру наддувочного повітря за ОНП у порівнянні з розглянутою системою, необхідно забезпечити можливість подальшого зниження температури води перед ОНП. Це можна забезпечити або в системах з автономними контурами охолодження наддувочного повітря, або в системах з об'єднаними контурами, але виконаними з використанням інших принципів побудови схем і роботи. Саме такими особливостями і володіють так названі малорозхідні системи.

Малорозхідні системи дозволяють знизити температуру повітря в ресивері до 50...60°C при температурі навколишнього повітря 40°C і найвищих температур води перед двигуном. У таких системах може бути забезпечена менша, чим у повнопоточних системах, сумарна маса серцевин теплообмінників при рівних ККД охолоджувачів наддувочного повітря. Сама назва "малорозхідні" досить умовно. Воно виникло з зіставлення витрат води, що пропускаються через теплообмінники в повнопоточних системах, з витратами води в спеціально організованих контурах систем охолодження. У повнопоточних системах охолодження кількості витрати води через усі теплообмінники диктується умовами охолодження засорочкового простору двигуна і забезпечення порівняно малого перепаду температур води між входом і виходом самого двигуна. Якщо організувати найпростіший контур охолодження, незалежний від умов охолодження засорочкового простору двигуна, то в ньому можуть бути закладені інші принципи вибору витрати внутрішнього теплоносія.

Зокрема, для охолодження наддувочного повітря можна використовувати автономний контур. Робота такого контуру аналізувалася поруч авторитетних джерел, у яких сформульований принцип вибору витрати теплоносія внутрішнього контуру (звичайно прісної води) для

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 37   |

такої системи. Вибір витрати ТВК тут доцільно виконувати у функції досягнення мінімально можливої температури повітря за ОНП за інших рівних умов. Задача не має аналітичного рішення, але отримані чисельним шляхом рекомендації свідчать про два важливі моменти. Перший момент: оптимальна витрата ТВК не може бути встановлений шляхом простого чи підвищення зниження цієї величини до гранично можливих (і навіть позамежних) значень - він визначається за спеціальною методикою у функції витрати зовнішнього теплоносія і прийнятих розмірів теплопередаючих площ теплообмінників у системі. Другий момент: встановлений у такий спосіб витрата ТВК звичайно виявляється приблизно на порядок менше тієї витрати, що є оптимальним для прокачування засорочкового простору двигуна, для якого придатний розглянутий ОНП. Власне, другий момент і визначає походження терміна "малорозхідні". Не приводячи тут відомих, але досить складних і громіздких доказів, можна спрощено пояснити причину того, чому оптимальна витрата ТВК повинна визначатися у функції призначеної мети розрахунковим шляхом і не може бути просто встановлений із принципу граничного чи збільшення зменшення витрати ТВК. Проводячи такий доказ, домовимося допускати необмежений ріст витрати ТВК чи ж його необмежене (аж до 0) зменшення. Отже, температура повітря за ОНП визначається по формулі , і при фіксованій температурі повітря перед ОНП залежить від ККД ОНП і температури води перед ним. При незмінних розмірах площ теплопередаючих поверхонь радіатора й ОНП, ККД останнього росте з ростом витрати води. Одночасно ріст витрати води знижує ККД радіатора. Зниження ККД радіатора підвищує температуру води перед ОНП. Таким чином, знижуючи витрату ТВК, ми знижуємо ККД ОНП, що негативно для нашої задачі, але одночасно знижуємо температуру води перед ОНП, що позитивно. Підвищуючи витрату ТВК, ми підвищуємо температуру води

перед ОНП, що негативно, але одночасно підвищуємо його ККД, що позитивно.

Сюди досить очевидно і цілком відповідає теорії теплотехніки те, що граничне збільшення витрати ТВК приведе в кінцевому рахунку до зростання температури повітря за ОНП за рахунок росту температури води перед ОНП, а граничне зменшення витрати приведе до того ж результату, але за рахунок падіння ККД ОНП. Таким чином, можливість одержання зменшених значень температури повітря за ОНП повинна лежати в межах неграничних значень витрати ТВК, коли і ККД ОНП, і температура води перед ним досягнуть раціональних меж, при яких температура повітря досягне екстремально низького значення. Автономний контур охолодження наддувочного повітря, подібний розглянутому, застосовувався і застосовується для деяких схем системи охолодження.

Сформульований вище висновок про можливість і доцільність оптимізації витрати ТВК справедливий не тільки для замкнутої в кільце системи з двох теплообмінників, один із яких є ОНП, а другий радіатор. Цей висновок справедливий для визначення оптимальної витрати для двох теплообмінників і в тому випадку, якщо два такі різнонаправлені діючі теплообмінники будуть встановлені послідовно один за одним в одному ланцюзі по ходу плину ТВК у будь-якій складній системі. Тільки для забезпечення можливості такої оптимізації конструкція складної системи повинна допускати відносно вільне і незалежне регулювання витрат ТВК у таких ланцюгах, що складаються з пар "ОНП-радіатор". У повнопоточних системах ця можливість не забезпечується. На рис. 3.2 приведений приклад схеми однієї з найбільш простих малорозхідних систем з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря. У ній забезпечується не тільки зазначена можливість, але і додаткова можливість становлення гранично низьких температур ТВК перед охолоджувачами повітря і масла незалежно від значення температури ТВК перед двигуном. Зокрема,



забезпечена можливість того, щоб гранично можливе переохолодження ТВК перед ОНП і перед МО не мало негативних наслідків для забезпечення оптимального температурного режиму роботи самого двигуна, охолодження його циліндрів. Це досягається за рахунок перепуску частини гарячої води після двигуна безпосередньо на вхід у двигун, де ця гаряча вода змішується з більш холодними потоками для забезпечення бажаної температури на вході. Відзначена особливість реалізується в системах з асимільованими контурами охолодження масла і наддувочного повітря й у деяких джерелах виділяється як визначальна ознака систем, які називаються системами з місцевими переохолодженнями теплоносіїв. Практично можливість переохолодження теплоносіїв завжди повинна сполучатися з використанням принципу малорозхідності, тому ця особливість системи спеціально в назві нами не виділяється. У розглянутій системі радіатор поділяється на два блоки, послідовно встановлюваних у повітряному потоці за вентилятором. Конструктивно ці блоки можуть бути об'єднані в єдиний радіаторний елемент із розділеними потоками ТВК у ньому. Потік ТВК із двигуна підводиться паралельно до цих двох блокам і одночасно частина потоку направляється без охолодження через перепуск на усмоктування насоса і відтіля на вхід двигуна. Потік ТВК після радіаторів направляється на ОНП і МО. У секції Р1 здійснюється охолодження ТВК, близьке до гранично можливого. Це відповідає для розглянутого випадку тепловому ККД радіатора, рівним 0,9. Глибоке охолодження ТВК у сполученні з високим ККД ОНП (рівним 0,95) дозволяють забезпечити в ресивері двигуна температуру повітря, рівну 50 °С. При роботі системи в умовах низьких температур навколишнього середовища при дробових навантаженнях двигуна в системі працює терморегулятор, що для цих умов закриває прохід ТВК через радіатори і направляє неохолоджений теплоносій на вхід

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 40   |

в ОНП і МО, забезпечуючи підтримку оптимального температурного режиму наддувочного повітря і масла в цих умовах.

Для роботи на розрахунковому режимі ККД маслоохолоджувача і другого радіаторного блоку можуть бути підібрані в різних сполученнях при тій умові, щоб у всіх випадках забезпечити на вході двигуна бажану температуру масла (на прикладі 90,6 °С). Потоки ТВК із перепуску, після ОНП і МО змішуються і після змішання забезпечують необхідну температуру перед двигуном (на прикладі 88,2 °С).

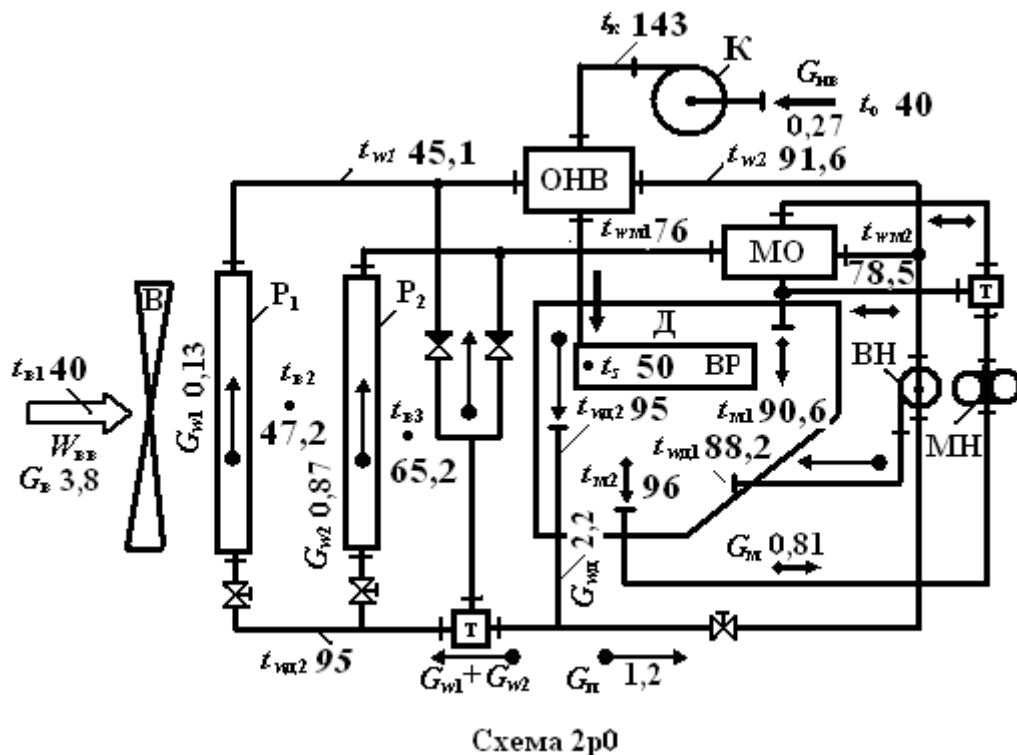


Рисунок 3.2 – Принципова схема дворадіаторної малорозхідної системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря

Схема може забезпечувати зазначені температури повітря в ресивері, води і масла перед двигуном при різних сполученнях розходів ТВК по галузях, а також при різних значеннях ККД теплообмінників, включених у ці галузі. Від вибору названих параметрів будуть залежати маса, габарити, гідравлічні опори, а також конструктивні особливості системи і її

елементів. Відповідно при проектуванні такої системи необхідно проводити спрямований перебір можливих сполучень її вільно змінюваних параметрів для того, щоб отримати у підсумку оптимальний результат. Зокрема, для запропонованого приклада зміна витрати ТВК (води) через перепуск від 0 до 1,2 кг/з дозволила змінити сумарну масу серцевин усіх теплообмінників системи від 63 до 47 кг. Одночасно змінювалась витрата через гілку системи з МО і значення ККД МО і другого радіатора. Оптимальні витрати води в галузях системи (у кг/с) зазначені на схемі поруч з позначеннями витрат ( $G_{wi}$ ). Крім того, на схемі зазначені значення температур теплоносіїв ( $^{\circ}\text{C}$ ) у характерних крапках системи для оптимального рішення. Якщо порівнювати повнопоточну схему системи охолодження з малорозхідною, то порівняння неможливе провести при досить еквівалентних параметрах обох систем, оскільки повнопотона система ні при яких умовах не в змозі забезпечити такі ж температури наддувочного повітря в ресивері двигуна, як малорозхідна. По цьому параметрі повнопоточна система беззастережно програє. Якщо ж провести таке порівняння при однакових ККД охолоджувачів наддувочного повітря в обох системах, то для того самого двигуна, обраного для приклада, сумарна маса серцевин усіх теплообмінників оптимізованої малорозхідної системи виявляється приблизно на 6% менше, ніж у повнопоточної при інших рівних умовах. У малорозхідних системах застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в повнопоточних, але зменшені витрати теплоносіїв, що охолоджують, змушують робити їх з порівняно більшими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки достатніх значень швидкостей теплоносія. Варто також мати на увазі, що велике число ходів за інших рівних умов веде до збільшення гідравлічних втрат. Щоб зберігати ці втрати в прийнятних межах, швидкості охолодного теплоносія в каналах теплообмінників для малорозхідних систем знижують у порівнянні зі швидкостями в повнопоточних системах. Через це

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 42   |

малорозхідні системи також називають повільнопоточними (приблизно так можна перевести їхню англійська назва - slow flow system). Таке зниження трохи погіршує інтенсивність процесу теплопередачі в теплообмінниках системи, але це погіршення компенсується створенням оптимальних умов роботи всіх теплообмінників у малорозхідній системі на основі застосування розглянутих вище принципів. Основні параметри теплообмінників у малорозхідній системі істотно змінюються в порівнянні з повнопоточною системою. ККД охолоджувача наддувочного повітря лежить приблизно в тих же межах, але  $S_{HV}$  зростає до 0,2...0,4. У зв'язку з цим на ОНП сильно зростає перепад температур по воді. Він може доходити приблизно до 50 °С. Щоб виключити можливість скипання води за ОНП, необхідно обмежувати ріст  $S_{HV}$  у залежності від значення температури води за ОНП при оптимізації такої системи. ККД охолоджувача масла трохи знижується, до 0,2...0,4, а  $S_{MO}$  зростає до 0,4...0,6. При цьому перепад температур води на охолоджувачі залишається приблизно тим же - 1...3 К. Радіатори в малорозхідній системі мають параметри, відмінні від повнопоточної схеми. Перший радіатор має ККД близько 0,9 при  $S_p = 0,15...0,25$ . Відповідно перепад температур води на ньому може доходити до 50 ДО. ККД другого радіатора 0,3...0,5 при  $S_p$  близько 0,9. Падіння температури води на ньому складає 20...30 К. Значення параметрів представлених вище взяті з літератури у вигляді порівняння та прикладу.

Слід зазначити, що при роботі на неномінальних режимах змінюється витрати теплоносіїв, що проходять через теплообмінники. Це зв'язано як зі зміною роботи самого двигуна, так і з утручанням системи терморегулювання, що може змінювати гідравлічні опори окремих каналів, а також змінювати режим роботи чи вентилятора насоса ТНК. У цих умовах змінюються температури теплоносіїв і відносно енергоємностей теплоносіїв. Теплоносій з більшою енергоємністю може стати теплоносієм

з меншою енергоємністю і навпаки. Охолоджувачі наддувочного повітря і масла з режиму охолодження повітря і масла в цих умовах можуть перейти в режим їхнього підігріву. Усе це приводить до змін на цих режимах у чисельних значеннях ККД теплообмінників, відхиленням цих значень від середніх меж, а також до переходу на інші формули для розрахунків зазначених ККД. Проблема розрахунків теплообмінників на неномінальних режимах заслуговує окремого розглядання.

Розглянуті приклади систем охолодження з радіаторним розсіюванням тепла можуть бути трансформовані в суднові варіанти систем охолодження, де радіатори будуть замінені охолоджувачами води (див. рис. 3.3).

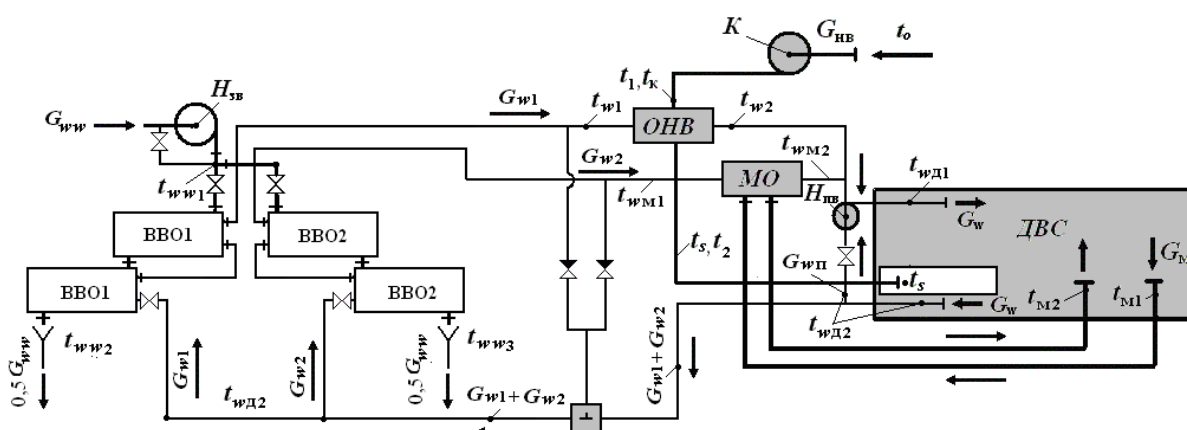


Рисунок 3.3 – Принципова схема малорозхідної системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря з використанням ВВО

Саме таку схему ми використаємо для нашої системи охолодження. У цьому випадку відносна величина енергоємності теплоносія зовнішнього контуру (забортної води) стосовно витрат ТВК, наддувочного повітря і масла може бути збільшена порівняно з енергоємністю вентиляторного повітря, оскільки на прокачування води з рівною енергоємністю потрібно значно менше витрат енергії, ніж на прокачування повітря. Звичайно витрати заборотної і прісної води забезпечуються рівними чи близькими.

Площа поверхні теплопередачі водо-водяного холодильника, необхідна для розсіювання такої ж кількості теплоти, що розсіває радіатор рівного по потужності двигуна, буде значно менша, оскільки коефіцієнт теплопередачі у ВВО значно вище, ніж у радіаторах ( $7000 \dots 9000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  проти  $120 \dots 140 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ). Відповідно трохи інакше повинні підбиратися параметри теплообмінників у малорозхідній системі суднового двигуна, щоб забезпечити мінімум сумарної маси всіх теплообмінників системи при забезпеченні в ній необхідних температур теплоносіїв. Утім, загальні принципи проектування системи залишаються такими ж, як і в радіаторних системах.

### Розрахунок малорозхідної системи охолодження.

Розрахунок малорозхідної системи охолодження проводиться за допомогою спеціальних програм, розроблених кафедрою ДВЗ НУК і виконаних в середовищі Microsoft Excel. Система охолодження є сукупністю теплообмінників, сполучених трубопроводами. Тому розрахунок схеми системи необхідно проводити спільно з розрахунками всіх теплообмінників системи. Для розрахунків всіх теплообмінників використовуються окремі підпрограми. Копія програми розрахунку схеми маловитратної системи охолодження 2РК1М приведена в таблиці 4.1.

Таблиця 3.1 – Розрахунок системи охолодження (схема 2РК1М)

|      | Дано      |      |             |                     |        |       |                                             |
|------|-----------|------|-------------|---------------------|--------|-------|---------------------------------------------|
| 1.1  | $T_0$     | $K$  | $^{\circ}C$ |                     | 293    | 20    | Воздух перед компрессором                   |
| 1.2  | $T_{ww1}$ | $K$  | $^{\circ}C$ |                     | 298    | 25    | Заб. вода перед ВВО                         |
| 1.3  | $T_1$     | $K$  | $^{\circ}C$ |                     | 446,8  | 173,8 | $T_1$ или $T_k$ , воздух за компрессором    |
|      | $P_1$     | Па   |             |                     | 332000 |       | Давление воздуха после компрессора          |
| 1.4  | $T_{wd2}$ | $K$  | $^{\circ}C$ |                     | 368    | 95    | Температура воды за двигателем              |
| 1.5  | $T_{м1}$  | $K$  | $^{\circ}C$ |                     | 363    | 90    | Масло на выходе из двигателя или входе в МО |
| 1.6  | $Q_d$     | кВт  |             | Заданы для контроля | 365,0  |       | Теплоотвод в зарубашечную воду              |
| 1.7  | $Q_m$     | кВт  |             |                     | 180,0  |       | Теплоотвод в масло                          |
| 1.8  | $G_{ww}$  | кг/с |             |                     | 15,4   |       | Расход насоса заб воды                      |
| 1.9  | $G_w$     | кг/с |             |                     | 15,4   |       | Расход воды через дизель                    |
| 1.11 | $G_{нв}$  | кг/с |             |                     | 1,30   |       | Расход наддувочного воздуха                 |
| 1.12 | $G_m$     | кг/с |             |                     | 8,3    |       | Расход масла                                |

|      |                                                                                                                                                                                                                                                        |         |                                                               |          |         |                                        |
|------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|---------------------------------------------------------------|----------|---------|----------------------------------------|
|      | Принимаем                                                                                                                                                                                                                                              |         |                                                               |          |         |                                        |
| 2.1  | ОНВ                                                                                                                                                                                                                                                    |         |                                                               |          |         |                                        |
| 2.2  | схема                                                                                                                                                                                                                                                  |         |                                                               | 3        |         | Вероятна схема 3                       |
| 2.3  | b                                                                                                                                                                                                                                                      |         |                                                               | 16       | 16      | 1                                      |
| 2.4  | $k_{гнв}$                                                                                                                                                                                                                                              | Вт/кг·К |                                                               | 82,00    | 205,55  |                                        |
| 2.5  | ВВО1                                                                                                                                                                                                                                                   |         |                                                               |          |         | Под ОНВ                                |
| 2.6  | схема                                                                                                                                                                                                                                                  |         |                                                               | 4        |         | Вероятна схема 4                       |
| 2.7  | b                                                                                                                                                                                                                                                      |         |                                                               | 2        | 2       |                                        |
| 2.8  | $k_{гв1}$                                                                                                                                                                                                                                              | Вт/кг·К |                                                               | 200,90   | 200,90  |                                        |
| 2.9  | $\eta_{в1}$                                                                                                                                                                                                                                            |         |                                                               | 0,9000   | 0,9     |                                        |
| 2.10 | ВВО2                                                                                                                                                                                                                                                   |         |                                                               |          |         | Под МО                                 |
| 2.11 | схема                                                                                                                                                                                                                                                  |         |                                                               | 4        |         | Вероятна схема 4                       |
|      | b                                                                                                                                                                                                                                                      |         |                                                               | 2        | 2       |                                        |
|      | $k_{гp}$                                                                                                                                                                                                                                               | Вт/кг·К |                                                               | 195,62   | 195,62  |                                        |
| 2.12 | $\eta_{в2}$                                                                                                                                                                                                                                            |         |                                                               | 0,7400   | 0,74    |                                        |
| 2.13 | МО                                                                                                                                                                                                                                                     |         |                                                               |          |         |                                        |
| 2.14 | схема                                                                                                                                                                                                                                                  |         |                                                               | 4        | 4       | Вероятна схема 4                       |
| 2.15 | b                                                                                                                                                                                                                                                      |         |                                                               | 1        | 1       |                                        |
| 2.16 | $k_{гмо}$                                                                                                                                                                                                                                              | Вт/кг·К |                                                               | 61,93    | 61,93   |                                        |
|      | $G_{ww1}$                                                                                                                                                                                                                                              | кг/с    |                                                               | 7,70     |         | Расход заб. воды через ВВО1            |
|      | $G_{ww2}$                                                                                                                                                                                                                                              | кг/с    |                                                               | 7,70     |         | Расход заб. воды через ВВО2            |
|      | $G_{w1}$                                                                                                                                                                                                                                               | кг/с    | Автоматически подбирается из условия обеспечения заданного Qд | 1,100    |         | Расход пресной воды через ОНВ          |
|      | $G_{w2}$                                                                                                                                                                                                                                               | кг/с    |                                                               | 2,000    |         | Расход пресной воды через МО           |
| 2.17 | $\eta_{нв}$                                                                                                                                                                                                                                            |         |                                                               | 0,9692   | 0,9692  | КПД ОНВ из обратного расчета ОНВ       |
| 2.19 | $\eta_{мо}$                                                                                                                                                                                                                                            |         | Автоматически подбирается из условия обеспечения заданного Qм | 0,4590   | 0,4584  | КПД МО                                 |
|      | Определить                                                                                                                                                                                                                                             |         |                                                               |          |         |                                        |
| 1    | Температуры воды и воздуха в расчётных точках системы (см. схему): $T_{w1}; T_{w2}; T_{w3}; T_{в21}; T_{в22}$                                                                                                                                          |         |                                                               |          |         |                                        |
| 2    | КПД радиаторов $P_1$ и $P_2$ : $\eta_{p1}, \eta_{p2}$                                                                                                                                                                                                  |         |                                                               |          |         |                                        |
| 3    | Установить соответствие заданных и достижимых тепловых мощностей $Q_d$ и $Q_m$ . Соответствие $Q_d$ может быть обеспечено выбором числа секций $Z_1$ . Соответствие $Q_m$ может быть обеспечено подбором соответствующего КПД маслоохладителя $\eta_m$ |         |                                                               |          |         |                                        |
| 4    | Определить сумму масс теплообменников системы                                                                                                                                                                                                          |         |                                                               |          |         |                                        |
|      | Решение                                                                                                                                                                                                                                                |         |                                                               |          |         |                                        |
|      | $W_{ww1}$                                                                                                                                                                                                                                              | Вт/с    | $W_{ww1} = G_{ww1} C_{pw}$                                    | 32263,00 |         | Энергоёмкость потока заб. воды на ВВО1 |
|      | $W_{ww2}$                                                                                                                                                                                                                                              | Вт/с    | $W_{ww2} = G_{ww2} C_{pw}$                                    | 32263,00 |         | Энергоёмкость потока заб. воды на ВВО2 |
|      | $W$                                                                                                                                                                                                                                                    | Вт/К    | $W = G_w C_{pw}$                                              | 64526,00 |         | Вода через ДВС                         |
| 1    | $W_1$                                                                                                                                                                                                                                                  | Вт/К    | $W_1 = G_{w1} C_{pw}$                                         | 4610,59  |         | Вода через ОНВ                         |
|      | $W_2$                                                                                                                                                                                                                                                  | Вт/К    | $W_2 = G_{w2} C_{pw}$                                         | 8380,00  |         | Вода через МО                          |
|      | $W_{п}$                                                                                                                                                                                                                                                | Вт/К    | $W_{п} = W - W_1 - W_2$                                       | 51535,41 |         | Вода через перепуск                    |
|      | $G_{wп}$                                                                                                                                                                                                                                               | кг/с    | $G_{wп} = W_{п}/4190$                                         | 12,30    |         |                                        |
|      | $W_{нв}$                                                                                                                                                                                                                                               | Вт/К    | $W_{нв} = G_{нв} C_p$                                         | 1306,5   |         | Н.В. через ОНВ                         |
|      | $W_m$                                                                                                                                                                                                                                                  | Вт/К    | $W_m = G_m C_{pm}$                                            | 17098    |         | Масло через МО                         |
|      | $W_{min нв}$                                                                                                                                                                                                                                           | Вт/К    | min из $W_{нв}$ и $W_1$                                       | 1306,5   | НВ      | Для ОНВ                                |
|      | $W_{min м}$                                                                                                                                                                                                                                            | Вт/К    | min из $W_m$ и $W_2$                                          | 8380,0   | Пр.вода | Для МО                                 |
|      | $W_{min pBBO1}$                                                                                                                                                                                                                                        | Вт/К    | min из $W_{ww1}$ и $W_1$                                      | 4610,6   | Пр.вода | Для $P_1$                              |
|      | $W_{min BBO2}$                                                                                                                                                                                                                                         | Вт/К    | min из $W_{ww2}$ и $W_2$                                      | 8380,0   | Пр.вода | Для $P_2$                              |
|      | $S_{нв}$                                                                                                                                                                                                                                               |         |                                                               | 0,283    |         |                                        |
|      | $S_m$                                                                                                                                                                                                                                                  |         |                                                               | 0,490    |         |                                        |
|      | $S_{в1}$                                                                                                                                                                                                                                               |         |                                                               | 0,143    |         |                                        |
|      | $S_{в2}$                                                                                                                                                                                                                                               |         |                                                               | 0,260    |         |                                        |

|              |     |    |                                                                          |        |      |                                                       |
|--------------|-----|----|--------------------------------------------------------------------------|--------|------|-------------------------------------------------------|
| $T_{w1}$     | K   | °C | $T_{w1} = T_{wd2} - \eta_{p1}(T_{wd2} - T_{b1}) \frac{W_{min p1}}{W_1}$  | 305,0  | 32,0 | Вода перед ОНВ                                        |
| $T_2$        | K   | °C | $T_2 = T_1 - \eta_{HB}(T_1 - T_{w1})$                                    | 309,4  | 36,4 | $T_2$ или $T_s$ , воздух в ресивере                   |
| $T_{w2}$     | K   | °C | $T_{w2} = T_{w1} + (T_1 - T_2) \frac{W_{HB}}{W_1}$                       | 343,9  | 70,9 | Вода за ОНВ                                           |
| $T_{wm1}$    | K   | °C | $T_{wm1} = T_{wd2} - \eta_{p2}(T_{wd2} - T_{b1}) \frac{W_{min p2}}{W_2}$ | 316,2  | 43,2 | Вода перед МО                                         |
| $T_{m2}$     | K   | °C | $T_{m2} = T_{m1} - \eta_m(T_{m1} - T_{wm1}) \frac{W_m}{W_m}$             | 352,5  | 79,5 | Масло за МО                                           |
| $T_{wm2}$    | K   | °C | $T_{wm2} = T_{wm1} + (T_{m1} - T_{m2}) \frac{W_m}{W_2}$                  | 337,7  | 64,7 | Вода за МО                                            |
| $Q_m$        | кВт |    | $Q_m = W_m(T_{m1} - T_{m2})/1000$                                        | 180,0  | 180  | Тепло в масло                                         |
| $T_{wd1}$    | K   | °C | $T_{wd1} = (T_{w2}W_1 + T_{wm2}W_2 + W_nT_{wd2})/W$                      | 362,3  | 89,3 | Вода перед дизелем                                    |
| $Q_d$        | кВт |    | $Q_d = W(T_{wd2} - T_{wd1})/1000$                                        | 365,0  | 365  | Тепло от цилиндров                                    |
| $T_{ww21}$   | K   | °C | $T_{ww21} = T_{ww1} + (T_{wd2} - T_{w1}) \frac{W_1}{W_{ww1}}$            | 307,0  | 34,0 | Заб. вода за ВВО1                                     |
| $T_{ww22}$   | K   | °C | $T_{ww22} = T_{ww1} + (T_{wd2} - T_{wm1}) \frac{W_2}{W_{ww2}}$           | 311,5  | 38,5 | Заб. вода за ВВО2                                     |
| $\Delta T_m$ | K   | °C | $\Delta T_m = Q_m / W_m$                                                 | 10,5   | 10,5 | Перепад температур по маслу; должно быть не более 10! |
| $N_{HB}$     |     |    | По приложению, f ( $\eta, b_w$ )                                         | 4,481  |      | Числа N для теплообменников                           |
| $N_m$        |     |    | По приложению, f ( $\eta, b_w$ )                                         | 0,736  |      | Числа N для теплообменников                           |
| $M_{HB}$     | кг  |    | $M_{HB} = N_{HB} \frac{W_{HBmin}}{k_{gHB}}$                              | 71,39  |      | Масса пучка ОНВ                                       |
| $M_{MO}$     | кг  |    | $M_{MO} = N_{MO} \frac{W_{momin}}{k_{gMO}}$                              | 99,61  |      | Масса пучка МО                                        |
| $M_\Sigma$   | кг  |    | $M_\Sigma = M_{HB} + M_{MO} + M_{b1} + M_{b2}$                           | 286,42 |      | Масса всех теплообменников системы                    |
| Индикатор1   |     |    | Правильность теплоотвода в масло                                         | Верно  | 0    | $Q_m = 531$ кВт                                       |
| Индикатор2   |     |    | Правильность теплоотвода дизеля                                          | Верно  | 0    | $Q_d = 1058$ кВт                                      |
| Индикатор3   |     |    | Правильность поиска N для ОНВ                                            | Верно  | 0    | NTU для ОНВ                                           |
| Индикатор4   |     |    | Правильность поиска N для МО                                             | Верно  | 0    | NTU для МО                                            |
| Индикатор5   |     |    | Правильность сопротивлений по воде                                       | Верно  | 0    |                                                       |



Таким чином, для вибраної схеми системи охолодження маємо параметри, які надані у таблиці 3.2. Значення розрахованих температур у контрольних точках системи показані на рис. 3.3.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків

| № | Параметри | Значення |             |
|---|-----------|----------|-------------|
|   |           | $K$      | $^{\circ}C$ |
| 1 | $T_{wd1}$ | 362,3    | 89,3        |
| 2 | $T_{m1}$  | 363,0    | 90,0        |
| 3 | $T_{w1}$  | 305,0    | 32,0        |
| 4 | $T_{w2}$  | 343,9    | 70,9        |
| 5 | $T_{wm1}$ | 316,2    | 43,2        |
| 6 | $T_{wm2}$ | 337,7    | 64,7        |
| 7 | $T_{b1}$  | 446,8    | 173,8       |
| 8 | $T_{b2}$  | 309,4    | 36,4        |

Вибрана та розрахована малорозхідна система охолодження дає температуру наддувочного повітря нижчу, а саме 36,4  $^{\circ}C$ . Це неможливо у повнопоточній системі. Ця система має теплообмінники, які цілком можливо встановити на об'єкті. До того ж вони будуть менші за сумарною вагою, ніж теплообмінники повнопоточної системи, як це виходить з теорії розрахунків СО [3].

### Розрахунок охолоджувача наддувного повітря

Зменшення витрати палива двигуна в даному проекті забезпечується шляхом підвищення тиску наддуву повітря за допомогою системи наддуву, але підвищення тиску веде до підвищення температури наддувочного повітря. Повітря з високими температурами підігріває стінки циліндрів і його об'єм більший чим охолодженого, при невеликому об'ємі повітря

збільшується розхід пального, а це не ефективно і не економічно. Для збільшення об'єму повітря та зниження середньої температури в циклі необхідно перед впускним колектором після системи наддуву встановити охолоджувач наддувочного повітря (ОНП). Для розробки конструкції та виконання розрахунків ОНП нам потрібні початкові параметри які ми беремо з результатів робочого циклу та результатів розрахунку нової системи охолодження. Розрахунки виконуються на підставі наданої кафедрою розрахункової комп'ютерної програми. За прототип беремо існуючі моделі кожухокоробчатих теплообмінників.

### *Вибір ОНП для двигуна*

У системах ДВЗ використовуються різні теплообмінники [3]. Усі вони, як правило, є рекуперативними. До рекуперативних відносять теплообмінники, у яких теплопередача відбувається через стінку, що розділяє теплоносії. Охолоджувачі наддувочного повітря можуть бути повітряно-повітряні чи повітряно-водяними. Розглянемо повітряно-водяні охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП). Їх можна назвати кожухокоробчаті, з теплообмінним елементом у виді трубного пучка (пакета) ребристих чи труб пакета пластин, чи трубчасто-пластинчастого пакета. Теплообмінний елемент розміщується в корпусі (кожусі) коробчатої форми. Корпус має патрубки для підведення і відводу повітря. Вода підводиться і приділяється через кришки, які прикріплюються до теплообмінного елемента. З'єднання пучка і корпуси може бути розбірним і нерозбірної. В останньому випадку елементи корпусу, що доповнюють теплообмінний елемент у загальній конструкції ОНП, зведені до мінімуму. ОНП із трубчастим теплообмінним елементом звичайно має одну чи дві трубні дошки, у яких прикріплюються кінці труб. Такий елемент вставляється в кожух по напрямку осей труб через отвір в одній із граней кожуха і кріпиться до неї за трубну дошку по периметру цього отвору. Друга сторона теплообмінного елемента при цьому може вільно

переміщатися під дією теплових деформацій. Для теплообмінників не дуже великих розмірів можливо тверде кріплення до кожуха за обох трубних дошок з обліком щодо невеликих температурних деформацій. При великих розмірах можливість компенсації температурних деформацій вільним переміщенням одного з кінців теплообмінного елемента може бути необхідністю. Можливі схеми таких конструкцій представлені на рис.4.4. Варто вказати на деяку невизначеність взаємних переміщень країв теплообмінного елемента і корпусу, так як нагріваються і той, і інший, причому дуже нерівномірно по різних перетинах і напрямках. У зв'язку з цим переважно виготовлення такого варіанта компенсаційного вузла, що забезпечував би відносно вільне переміщення деформованого закінчення по всіх можливих напрямках без утрати щільності по теплоносіях і втрати міцності.

#### *Опис програм розрахунку ОНП*

Розрахунок ОНП проводиться на готових програмах представлених кафедрою. Програми виконані в середовищі Excel у виді табличної форми розрахунку, записаної з використанням стандартної структури таблиць Excel.

Програми дозволяють одержати результати прямого і зворотного розрахунків ОНП. Зворотний розрахунок цілком автоматизований. Прямий розрахунок вимагає однократного втручання оператора по ходу рішення задачі.

Розрахунок проводимо для випадку прямої (конструктивної) задачі ОНП. Результати розрахунків програми приведені в таблиці 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты расчетов воздухоохладжувача

| № п/п | Пара-метр       | Ед. изме-рения | Способ определения                                                                                                                                          | Результат |
|-------|-----------------|----------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 5.1   | $G_B$           | кг/с           |                                                                                                                                                             | 1,30      |
| 5.2   | $G_w$           | кг/с           |                                                                                                                                                             | 1,10      |
| 5.3   | $T_{B1}$        | К              |                                                                                                                                                             | 446,80    |
| 5.4   | $T_{B2}$        | К              |                                                                                                                                                             | 309,37    |
| 5.5   | $t_{\theta 1}$  | °С             |                                                                                                                                                             | 173,80    |
| 5.6   | $t_{\theta 2}$  | °С             |                                                                                                                                                             | 36,37     |
| 5.7   | $T_{w1}$        | К              |                                                                                                                                                             | 305,00    |
| 5.8   | $T_{w2}$        | К              |                                                                                                                                                             | 343,94    |
| 5.9   | $t_{w1}$        | °С             |                                                                                                                                                             | 32,00     |
| 5.10  | $t_{w2}$        | °С             |                                                                                                                                                             | 70,94     |
| 5.11  | $P_1$           | Па             |                                                                                                                                                             | 332000    |
| 5.12  | $L_{\Pi}$       | м              |                                                                                                                                                             | 0,529     |
| 5.13  | $B_{\Pi}$       | м              |                                                                                                                                                             | 0,580     |
| 5.14  | $H_{\Pi}$       | м              |                                                                                                                                                             | 0,483     |
| 5.15  | $b_{WT}$        |                |                                                                                                                                                             | 23        |
| 5.16  | $b_{WT}$        |                |                                                                                                                                                             | 2         |
| 5.17  | $d_w$           | м              |                                                                                                                                                             | 0,0038    |
| 5.18  | $S_I$           | м              |                                                                                                                                                             | 0,0100    |
| 5.19  | $S_2$           | м              |                                                                                                                                                             | 0,0230    |
| 5.20  | $S_3$           | м              |                                                                                                                                                             | 0,017     |
| 5.21  | $S_4$           | м              |                                                                                                                                                             | 0,002     |
| 5.22  | $\delta_{CT}$   | м              |                                                                                                                                                             | 0,00040   |
| 5.23  | $\delta_{пл}$   | м              |                                                                                                                                                             | 0,00008   |
| 5.24  | $h_{\Gamma}$    | м              |                                                                                                                                                             | 0,002     |
| 5.25  | $e$             | м              |                                                                                                                                                             | 0,0050    |
|       | $S$             | м              |                                                                                                                                                             | 0,0230    |
| 5.26  | $Z_2'_{\Gamma}$ | шт             |                                                                                                                                                             | 2         |
| 5.27  | $Z_{\Gamma}$    | шт             |                                                                                                                                                             | 22        |
| 5.31  | $Z_I$           | шт             |                                                                                                                                                             | 58        |
| 5.32  | $Z_2$           | шт             |                                                                                                                                                             | 23        |
| 5.33  | $Z$             | шт             |                                                                                                                                                             | 1334      |
| 5.34  | Схема           |                | 1-Поток воздуха перемешивается, поток воды не перемешивается; 2-Поток воздуха не перемешивается, поток воды перемешивается; 3-Оба потока не перемешиваются. | 3         |
| 5.35  | $F$             | м <sup>2</sup> |                                                                                                                                                             | 130,52    |
| 5.36  | $M_{\Pi}$       | кг             |                                                                                                                                                             | 142,34    |
| 5.37  | $T_{wf}$        | К              |                                                                                                                                                             | 324,47    |
| 5.38  | $T_{wf}$        | К              |                                                                                                                                                             | 362,26    |
| 5.39  | $w_w$           | м/с            |                                                                                                                                                             | 0,813     |
| 5.40  | $Re_w$          |                |                                                                                                                                                             | 7448,6    |

|      |                |                       |  |         |
|------|----------------|-----------------------|--|---------|
| 5.41 | $Re$           |                       |  | 1379,8  |
| 5.42 | $\Delta P$     | Па                    |  | 508,9   |
| 5.43 | $\Delta P$     | ММ.В.СТ               |  | 51,9    |
| 5.44 | $\Delta P_w$   | кПа                   |  | 51,8    |
| 5.45 | $k$            | Вт/(м <sup>2</sup> К) |  | 44,7    |
| 5.46 | $K_g$          | Вт/кгК                |  | 40,9    |
| 5.47 | $K_v$          | Вт/м <sup>3</sup> К   |  | 39402,7 |
| 5.48 | $\overline{P}$ |                       |  | 1,4420  |
| 5.49 | $\eta$         |                       |  | 0,9692  |

В результаті розрахунків отримуємо ОНП кожухокоробчатої конструкції (див. рис. 3.4.). Поверхня теплообміну ОНП коридорний пучок з плоскоовальних трубок з груповими заребрінням плоскою пластиною з проштампованими виступами. Параметри трубок та пучка вказані в таблиці 3.3. За схемою течії теплоносіїв: загальний протиток при багаторазовому перехресному току. За рухом повітря одноходовий, за рухом води 46 ходовий. Розміри пучка L, В, Н, див. рис. 4.4, а їх значення представлені в табл.3.3. Конструктивні та габаритні розміри показані на рис.3.4. Вага пучка з трубними дошками становить 142,34 кг.

#### Висновок

Охолоджувач наддувочного повітря повністю відповідає теплотехнічним вимогам за величиною ККД та опору течії повітря та води. Габарити теплообмінника дозволяють розмістити його на двигуні таким чином, що загальні габарити конструкції двигуна не змінюються.

Таким чином, за рахунок втілення сучасних методів та методик забезпечується зменшення температури повітря у ресивері від 90 °С до 36 °С.

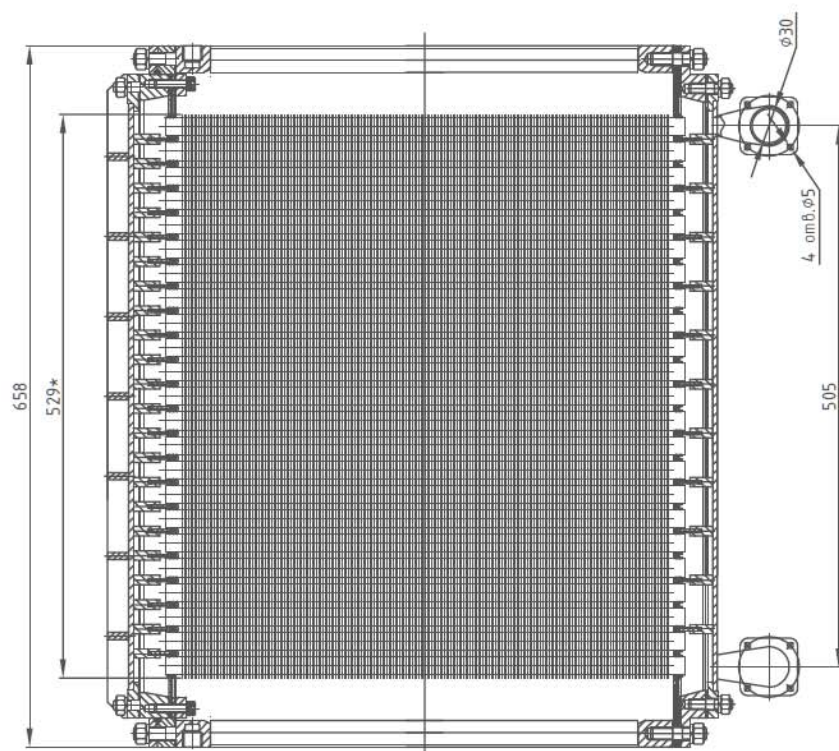
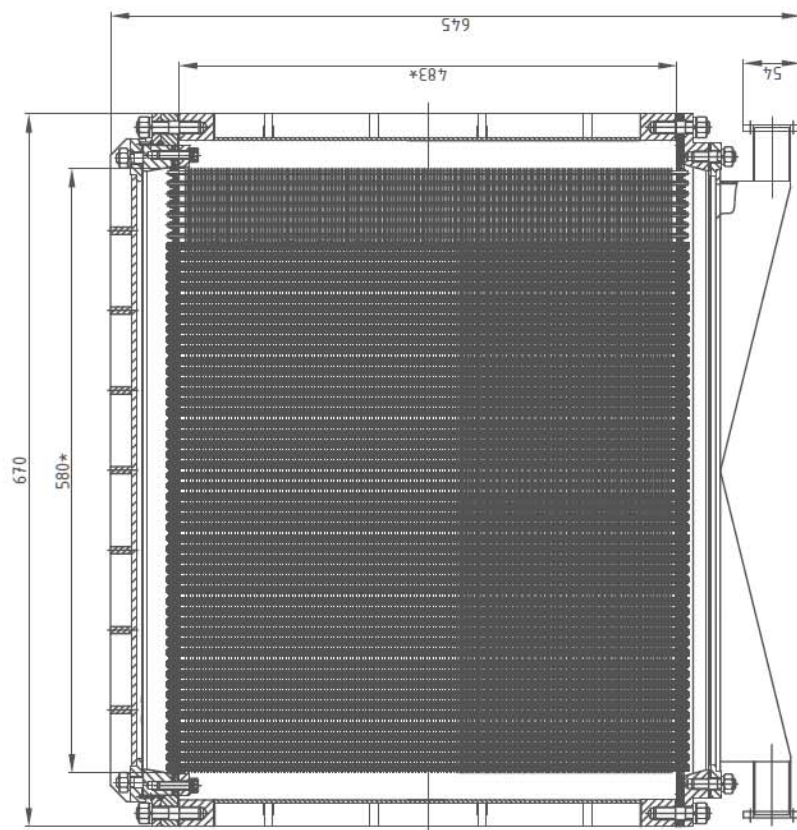


Рисунок 3.4 – Спроектований охолоджувач наддувочного повітря

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |

ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ

Лист

53

## 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

### 4.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці

Міжнародна морська організація ІМО (International maritime organization, ІМО) - спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

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. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [8].

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. Перший варіант був створений в 1914 р., другий і подальші у 1929, 1948, 1960 роках, відповідно. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно Конвенції, кожне судно підлягає огляду з боку посадових осіб уряду або визнаною ним Організацією. Огляду, зокрема, підлягають корпус і механізми судна, рятувальні засоби і постачання суден, їх радіоустановки і станції радіолокацій. Судно та його устаткування повинні підтримуватися в стані, що відповідає вимогам Конвенції і що гарантує придатність для виходу в море без небезпеки для судна або людей, що знаходяться на борту.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 54   |

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден. Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи:

1. Правила технічної експлуатації суднового електрообладнання;
2. Правила техніки безпеки на судах морського та річкового флоту України.
3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та суднові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні суднові технічні засоби).

ПДМНВ-78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

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

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;
- 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.

МКУБ – Міжнародний Кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (International Safety Management Code, ISM Code). метою даного Кодексу полягає в забезпеченні міжнародного стандарту по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню. Включений в СОЛАС-74 в 1994 р. МКУБ є застережливим документом, направленим на те, щоб відхилення від стандартів, які можуть так чи інакше вплинути на безпеку на морі, були заздалегідь виявлені й зроблені дії, які попередять їх розвиток. Відповідно до Кодексу, кожна компанія має розробляти, запроваджувати й підтримувати системи управління безпекою (СУБ). У МКУБ наводять рекомендації компаніям забезпечити належну кваліфікацію капітана, комплектування судна кваліфікованими, такими, що мають відповідні сертифікати й придатними в медичному відношенні моряками відповідно до національних і міжнародних вимог.

У СУБ, вживаною на судах, повинно бути вказано, що капітан має надзвичайні повноваження, відповідальність і свободу дій відносно рішень,

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 56   |

які він вважає якнайкращими на користь забезпечення безпеки пасажирів, екіпажа, судна, вантажу і попередження забруднення навколишнього середовища. Відсутність Сертифікату по МКУБ автоматично переводить компанію в розряд аутсайдерів. Вона випадає з міжнародного судноплавства, не підтвердивши якість своїх послуг і відповідність стандартам безпеки.

#### **4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що мають місце при експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні охолоджувачів наддувного повітря**

Судно у цілому в зв'язку з наявністю на ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на умови праці на судні [9].

Особливо небезпечною ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

##### *Небезпечні:*

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- небезпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;
- небезпека вибуху;
- небезпека виникнення пожежі

##### *Шкідливі:*

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- порушення метеумов в машинно котельному відділенні;
- підвищений рівень вібрації.

Розглянемо найбільш суттєві фактори, здатні створити труднощі у виробничій діяльності та заходи щодо їх зниження чи усунення.

**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. В відповідності з ГОСТ 24166-80 ці параметри витримуються.

**Електричний струм.** На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів. Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки. За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізольованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетоковедучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, верстатів і ін.) в результаті пробоя ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 58   |

унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення; використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції ГОСТ 12.1.030 – 81. ССБТ.

**Небезпека вибуху.** Під час роботи ДВЗ, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Компресорні установки належать до виробничого обладнання, яке при порушенні норм монтажу і експлуатації може створювати велику небезпеку. Вибух компресорної установки супроводжується, як правило, значними руйнуваннями і людськими жертвами [9]. Тому екіпаж судна має чітко і своєчасно виконувати свої обов'язки, та притримуватись техніки безпеки. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ГОСТ 12.1.044 .

**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 середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 59   |

норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

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 газоходів.

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. На території з підвищеним рівне шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугастого шуму на робочих місцях регламентується ГОСТ 12.1.003-83.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 60   |

**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. 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, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК) , спричиняють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

Захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ 12.1.005 –88. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456 –94 .

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                        | 61   |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        |      |

### 4.3 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті охолоджувачів наддувного повітря

Розбирання теплообмінних апаратів, що знаходяться під робочим тиском і температурою робочих середовищ, може призвести до серйозних травм. Тому перед розбиранням теплообмінного апарату:

- повільно закривають січні клапани на вході робочих середовищ, вимикають насоси, закривають клапани на виході робочих середовищ. Щоб виключити випадкове відкриття клапанів, вивішують попереджувальні таблички;

- вичікують, поки температура гарячої робочого середовища не знизиться до 40 °С;

- стравлюють тиск у порожнинах через повітряні крани;

- знімають підводять і відводять труби і осушують теплообмінник.

Перед розбиранням звертають увагу на наявність клейм і міток, що визначають місце установки і взаємне положення деталей. Місця їх розміщення вказує завод-виготовлювач. Затерті клейма відновлюють, відсутні - наносять.

При розбиранні складових частин, що кріпляться декількома болтами або гайками, в уникнення перекосів або пошкоджень, по черзі злегка відпускають, потім повністю відкручують болти або гайки. Шпильки з гнізд вивертають тільки у разі їх заміни.

При використанні вантажопідйомних засобів повинні дотримуватися вимоги до них і стропам: вони повинні бути перевірені; маса вантажу не повинна перевищувати вантажопідйомність талів; перед застропкою і підйомом вантажу необхідно повернути талі на верхньому гаку так, щоб вантажна що ланцюг не піддавалася бічним навантаженням; стропи повинні бути належної міцності, без видимих дефектів і при охопленні вантажу, що піднімається натягнуті без кілочок.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 62   |

## Заходи безпеки при хімічному очищенні теплообмінних апаратів [10]

### *Вплив на організм:*

- сульфамінова кислота (DESCALEX, SAF-ACID descaling compound і т.п.) - подразнює очі і шкіру, шкідлива при попаданні в організм. Повторний вплив може стати причиною хронічного подразнення очей, слабого дерматиту, алергічної шкірної висипки;

- фосфорна кислота (CARBON REMOVER) - викликає опіки очей і шкіри, шкідлива при попаданні в організм.

### *Заходи щодо захисту при роботі з кислотами і лугами:*

- використовувати захисний одяг - гумові чоботи, рукавички і фартух, а також респіратор і запобіжні окуляри в гумовій оправі. Уникати вдихання пилу і парів кислоти і луги.

### *При роботі з кислотою:*

- в приміщенні повинна працювати припливно-витяжна вентиляція через газовиділення. Забороняється розведення вогню, тому виділяється водень.

### *При попаданні кислоти в очі:*

- негайно промити широко розкриті очі (піднявши повіки) холодною водою, а потім 0,5% розчином питної соди ( $\text{NaHCO}_3$ ).

### *При попаданні кислоти на шкіру:*

- змити її рясним струменем води з милом і промивати протягом хвилин 1% розчином питної соди. Потім змастити вазеліном уражене місце.

### *При попаданні кислоти на одяг:*

- нейтралізувати потрапила кислоту 2-3% розчином кальцинованої соди ( $\text{NaHCO}_3$ ) та одяг прополоскати у воді.

### *При попаданні каустичної соди ( $\text{NaOH}$ ) в очі:*

- негайно промити широко відкрите око (піднявши повіку) струменем холодної води.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 63   |



*При попаданні каустичної соди на шкіру:*

- змити її рясним струменем води і промивати протягом 5-7 хвилин.

Після чого зробити примочку з 5% розчину соляної кислоти (HCl).

*При попаданні каустичної соди на одяг:*

- промити одяг рясним струменем води.

*При вдиханні парів кислоти:*

- вивести постраждалого на свіже повітря. Якщо дихання відсутнє - зробити штучне дихання. Тримати потерпілого в теплі і спокої.

#### **4.4 Висновок по розділу**

В даному розділі визначені всі негативні та шкідливі фактори які можуть бути при експлуатації двигуна, а також надані нормативні документи, які регламентують допустимі параметри цих факторів, що дає можливість поліпшити умови праці на судні та попередити травматизм.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                        | 64   |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        |      |

## ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Згідно із завданням кафедри виконаний проект дизельного двигуна 6ЧН21/21 потужністю 550 кВт з розробкою охолоджувача наддувного повітря.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу, теплового балансу та динамічних навантажень. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипу. Можна прийняти, що проектований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

Були проаналізовані можливі шляхи вдосконалення системи охолодження, а також проведені розрахунки основних елементів системи охолодження, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна в цілому.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                        | 65   |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        |      |

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. ДИЗЕЛИ. Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. Под общей редакцией В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. Л., «Машиностроение», 1977.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/ Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд., М.: Машиностроение, 1983.
3. Конструкции, характеристики, и компоновка охладителей надувочного воздуха судовых ДВС. Учебное пособие. Мошенцев Ю.Л., Добровольский В.В., Даскал С.А.-Николаев, НКИ, 1980.
4. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник. -Харьков, ХНАДУ, 2009.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
6. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. Фомин Ю.А., Горбань А.И. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
8. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
9. Юдицкий Ф.П. Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.
10. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.

|     |      |             |        |      |                        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|------------------------|------|
|     |      |             |        |      | ПФ НУК.142.44.21.39.ПЗ | Лист |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                        | 66   |