

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

В.о. зав. кафедрою ДВЗУ та ТЕ

к.т.н., доцент

Гогоренко О.А.

« ____ » _____ 2022 р.

ВИПУСКНА БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Тема роботи: Розрахунок суднового двигуна типу 9ЧН
34/40(Wärtsilä 34DF)

(Design of the marine engine 9ЧН 34/40 (Wärtsilä 34DF))

Виконав

Тюха Б.В.

підпис

Керівник

Проскурін А.Ю.

підпис

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. зав. кафедри ДВЗУ та ТЕ
_____ к.т.н. доц. Гогоренко О.А.
“ ____ ” _____ 2022 р.

Завдання

на виконання дипломної роботи бакалавра
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

Тема роботи: ««Розрахунок суднового двигуна типу 9ЧН 34/40 (Wärtsilä 34DF)»

машинобудівного інституту НУК № _____ від « ____ » _____ 2022 р.

Виконавець: студент групи 2227ст Тюха Богдан Володимирович

ЗМІСТ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Вступ

Розділ 1. Опис конструкції двигуна.

- 1.1. Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування.
- 1.2. Опис загальної будови двигуна.

Розділ 2. Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

- 2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.
- 2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна.
- 2.3. Розрахунок і побудова індикаторної діаграми.

Розділ 3. Перевірочний розрахунок динаміки ДВЗ.

- 3.1. Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.
- 3.2. Перевірка врівноваженості двигуна графічним методом.

Розділ 4. Перевірочні розрахунки відцентрового компресора для агрегату наддуву (насоса системи охолодження) двигуна.

- 4.1. Визначення основних параметрів компресора (насоса).
- 4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора (насоса).
- 4.3. Розробка загальної компоновки компресора (насоса) та його основних елементів.

Розділ 5. Розрахунок і розробка принципових схем систем, що обслуговують двигун.

Розділ 6. Охорона праці

Висновки.

Список літератури.

ОБСЯГ РОБОТИ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ

Розрахунково-пояснювальна записка (50-60) сторінок рукописного чи машинописного тексту має містити обґрунтування вихідної інформації, розрахунки, графіки, ескізи щодо двигунів внутрішнього згоряння.

Графічна частина роботи (4 аркуша формату А-1) повинна включати:

1. Поперечний розріз двигуна – 1 ар.
2. Діаграми динаміки двигуна – 1 ар.
3. Принципові схеми систем, що обслуговують двигун – 1 ар.
4. Розріз турбокомпресора, або насоса – 1 ар.

Оформлення дипломної роботи здійснюється у відповідності з вимогами ЄСКД та ДСТУ.

Керівник роботи

Завдання прийняв до виконання студент

Завдання видано «_____» _____ 2022 р.

Термін подання роботи на кафедру «_____» _____ 2022 р.

АНОТАЦІЯ

В бакалаврській роботі наведені результати проектування суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 4500 кВт та 750 об/хв.

В якості базового був обраний двигун 9ЧН 34/40, який виробляється фірмою Wärtsilä В якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

В проекті виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, динамічних навантажень, а також спроектований турбокомпресор. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Бакалаврська робота виконана українською мовою на 101 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

					ВБР.142.2227ст.04.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вступ.....	4
1. Опис конструкції двигуна-прототипу 9ЧН 34/40.....	7
2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 9ЧН 34/40	17
2.1 Вимоги до проектуваного двигуна.....	17
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	18
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	19
2.4 Результати теплового розрахунку	22
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	30
3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 9ЧН 34/40.....	34
4. Проект агрегату наддува двигуна типу 9ЧН 34/40.....	43
5. Розрахунок систем двигуна типу 9ЧН 34/40.....	71
5.1 Паливна система.....	71
5.2 Система змащення.....	81
5.3 Система охолодження.....	85
5.4 Система повітрестачання і газовідводу.....	91
6. Охорона праці.....	93
Висновок.....	95
Список використаної літератури.....	96

					ВБР.142.2227ст.07.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Тюха Б.В.				Зміст	Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант							5	1
Керівник	Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.								

ВСТУП

Суднове світове дизелебудування бере свій початок на рубежі XIX і XX століть. Пройдений величезний шлях створення і розвитку суднових дизелів і агрегатів на їх базі. Багато країн взяли участь в цій історичному справі.

Сьогодні дизелі реально витіснили інші типи енергетичних суднових установок завдяки їх важливим перевагам:

- великому діапазону агрегатних потужностей (від декількох кіловат до 68 640);
- високою паливної економічності (до 154 г/кВт×год), яка визначається ефективним коефіцієнтом корисної дії (в перспективі слід очікувати підвищення до 50% і вище);
- постійної готовності до дії, швидкому виведенню двигуна на експлуатаційний режим;
- великим району плавання судна.

В даний час випускається безліч суднових дизелів різноманітних моделей, які забезпечують потреби суднобудування і судноплавства. Їх прийнято ділити на три групи:

- малооборотних дизелі (МОД) з частотою обертання до 250 хв⁻¹;
- середньооборотні дизелі і дизелі підвищеної оборотності (СОД і ПОД-далі позначаються просто СОД) з частотою обертання понад 250 і приблизно до 1000 ... 1200 хв⁻¹;
- високооборотні дизелі (ВОД) з частотою обертання приблизно понад 1200 хв⁻¹.

В останні 10-15 років суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося, при цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Подолано як би «звуковий бар'єр» насамперед за величиною середнього ефективного тиску і, отже, по збільшенню циліндрових і агрегатних потужностей. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску упри-

					ВБР.142.2227ст.07.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

скування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря - 5,0...6,0, використання силових турбін - турбокомпаундних систем, застосування мікропроцесорної техніки для управління початком упорскуванню палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін.)

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати розрахувати 4-тактний судновий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 9ЧН 34/40.

В даний час, коли значно зросли і продовжують підвищуватися ціни на рідкі нафтопродукти, для судновласників першочерговим завданням є використання більш сучасних двигунів або пошук засобів які б дозволили підвищити економічність [1]. Особлива увага приділяється проектуванню основних систем двигуна. Від роботи цих елементів в значній мірі залежать показники потужності, економічності та експлуатації.

					ВБР.142.2227ст.07.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.2227ст.07.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Тюха. Б.В.				Опис конструкції двигуна-прототипу 9ЧН 34/40		Літ.	Аркуш	Аркушів
								8	11
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 9ЧН 34/40

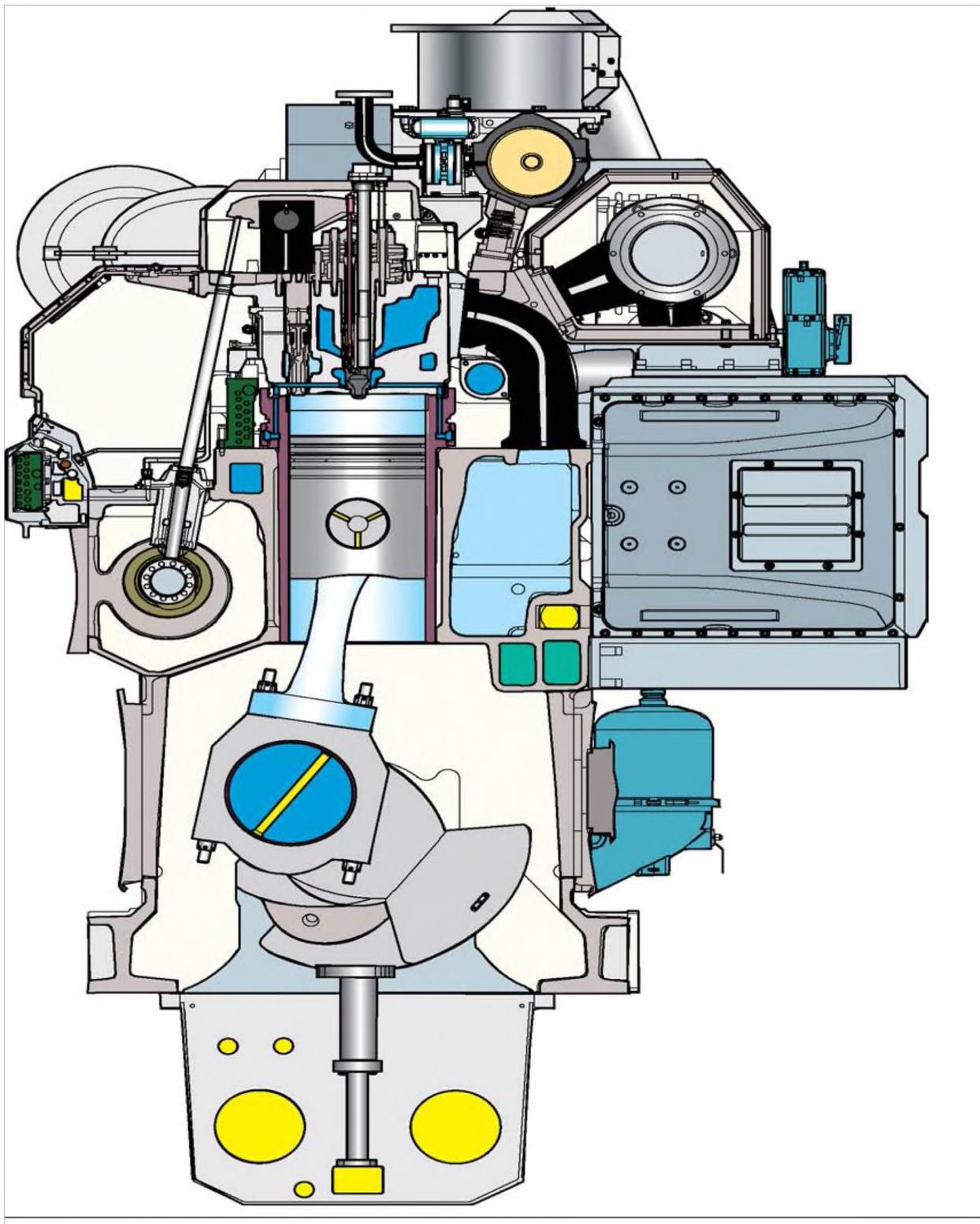


Рис. 1.1 Wärtsilä 34DF (9CH34/40)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ

Аркуш

9

1.1 БЛОК ДВИГУНА

Блок двигуна для всіх циліндрових конфігурацій є цільний литий компонент із кульового чавуну. Він має жорстку та довговічну конструкцію для сприйняття внутрішніх зусиль та забезпечення монтажу двигуна на амортизаторах без проміжного фундаменту.

Двигун обладнаний підвісним коленвалом, який утримується в корпусах рамових підшипників. Корпуси рамових підшипників із кульового чавуну встановлюються у блок знизу на двох шпильках з гідравлічною затяжкою. Вони фіксуються в блоці в поздовжньому напрямку зверху та знизу. Горизонтальні бічні гвинти з гідравлічною затяжкою в нижніх напрямних забезпечують дуже жорстку конструкцію рамових підшипників.

Гідравлічний домкрат з опорою в масляному картері забезпечує можливість виїмки та підйому корпусів рамових підшипників, наприклад, при їх інспекції. Мастильна олія підводиться до підшипників та поршня через цей домкрат. Комбінований маховиково/упорний підшипник знаходиться на приводному кінці двигуна.

Масляний піддон полегшеної зварної конструкції кріпиться до блоку знизу та ущільнюється кільцевими прокладки.

Є два види піддонів масляного картера – сухий або мокрий, залежно від типу установки. Мокрий масляний картер на додаток до приймальної труби до мастильного насоса мастила включає в себе основний розподільний трубопровід для мастила, а також труби всмоктування та зворотне з'єднання для сепаратора. З обох кінців сухого піддону (на вибір) передбачений злив мастила в окремий системний танк.

1.2 КОЛІНЧАТИЙ ВАЛ

Основним критерієм проектування колінвалу є надійність, що забезпечується дуже низьким навантаженням на підшипники. Висока осьова та крутильна жорсткість досягається помірним ставленням діаметра циліндра до ходу поршня. Колінвал задовольняє вимоги всіх класифікаційних товариств.

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колінвал є цільнокованим компонентом, що підвішується знизу в блоці двигуна. У V-подібних двигунах шатуни кріпляться парами на одній шатунній шийці для досягнення високого рівня стандартизації. Розмір шийок однаковий незалежно від числа циліндрів.

Колінвал повністю збалансований за допомогою противаг на кожній шатунній шийці для протидії ексцентричним навантаженням на підшипники. В результаті на всіх підшипниках формується рівномірна та масляна плівка потрібної товщини. При необхідності колінвалобладнується демпфером крутильних коливань.

1.3 ШАТУН

Шатун має трикомпонентну конструкцію, що дозволяє зняти шатун без розбирання. мотильового підшипника. Були проведені великі дослідження та розробки, щоб розробити шатун, в якому сили згоряння розподілені за максимальною площею мотильового підшипника.

Шатун виготовлений із кованої легованої сталі, з повністю обробленим корпусом. Нижня частина ділиться по горизонталі, що дозволяє витягувати поршень та шатун через циліндр. Усі шпильки шатуна мають гідравлічну затяжку. Підшипник поршневого пальця має трикомпонентну конструкцію. Масло подається до підшипника поршневого пальця та поршня через свердління в шатуні.

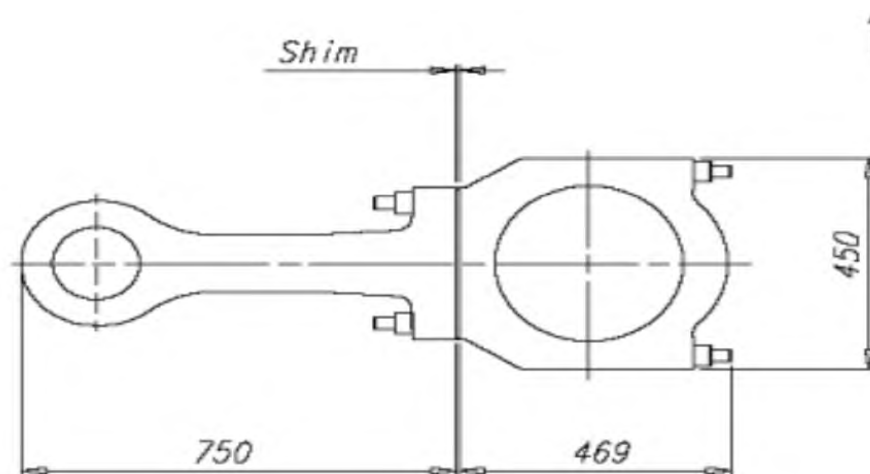


Рис. 1.2 Шатун

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

1.4 РАМОВІ І МОТИЛЬОВІ ПІДШИПНИКИ

Рамові та мотильові підшипники мають трикомпонентну конструкцію типу «свинець і бронза на сталі» з товстим та м'яким опорним шаром. Підшипники повністю покриті олов'яним шаром завтовшки 0,5-1 мікрон для захисту від корозії. Навіть незначні ушкодження стають видимими на поверхні підшипника під час опрацювання. Це не надає ніякого негативного впливу на функції підшипника.

1.5 ЦИЛІНДРОВА ВТУЛКА

Циліндрові втулки виготовляються відцентровим литтям із спеціального сірого чавуну, який має високу зносостійкість і міцність. Охолодна вода розподіляється по верхній частині втулки за допомогою кілець розподілу води.

Нижня частина втулки суха. Для усунення ризику полірування втулка обладнана нагарознімним кільцем.

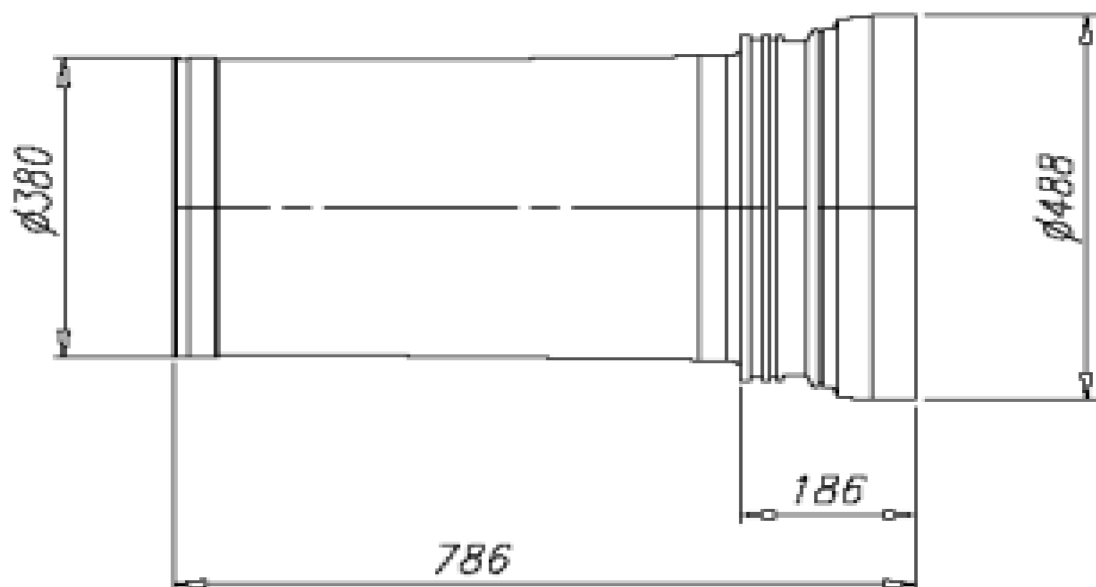


Рис. 1.3 Циліндрова втулка

1.6 ПОРШЕНЬ

Поршень зроблений із композитного матеріалу – спідниця із кульового чавуну, головка поршня із сталі. Спідниця поршня змащується примусово, що гарантує добре контрольовану витрату мастила у втулці циліндра у всіх режи-

мах роботи. Мастило подається через шатун в охолодний простір поршня. Поршень охолоджується за принципом коктейльного шейкера. Канавки поршневого кільця у верхній частині поршня піддаються гартуванню для кращої опрнності зносу.

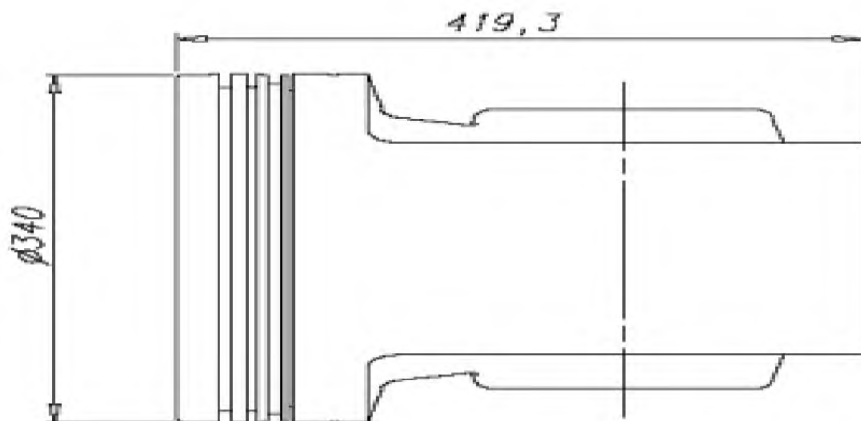


Рис. 1.4 Поршень

1.7 ЦИЛІНДРОВА КРИШКА

Циліндрова кришка виконана із чавуну; основний критерій проектування – висока надійність та простота обслуговування.

Механічна навантаження поглинається міцною проміжною складовою, яка, разом із верхньою складовою, і бічними сторонами утворюють замкнуту область, у чотирьох кутах якої розташовані болти кріплення циліндрової втулки, що гідравлічно затягуються.

У циліндровій кришці є два впускні і два випускні клапани на циліндр. Усі клапани обладнані ротокапами. Клітини клапанів не застосовуються, що забезпечує дуже гарну газодинаміку. Основний критерій проектування випускних клапанів – підтримка правильної температури шляхом точно контрольованого водяного охолодження сідла випускного клапана.

Схильна нагрівання поверхня ефективно охолоджується охолодною водою, радіально що підводиться від периферії до центру циліндрової кришки. З'єднання між охолоджуючими каналами клапанів просвердлені для найкращого теплообміну.

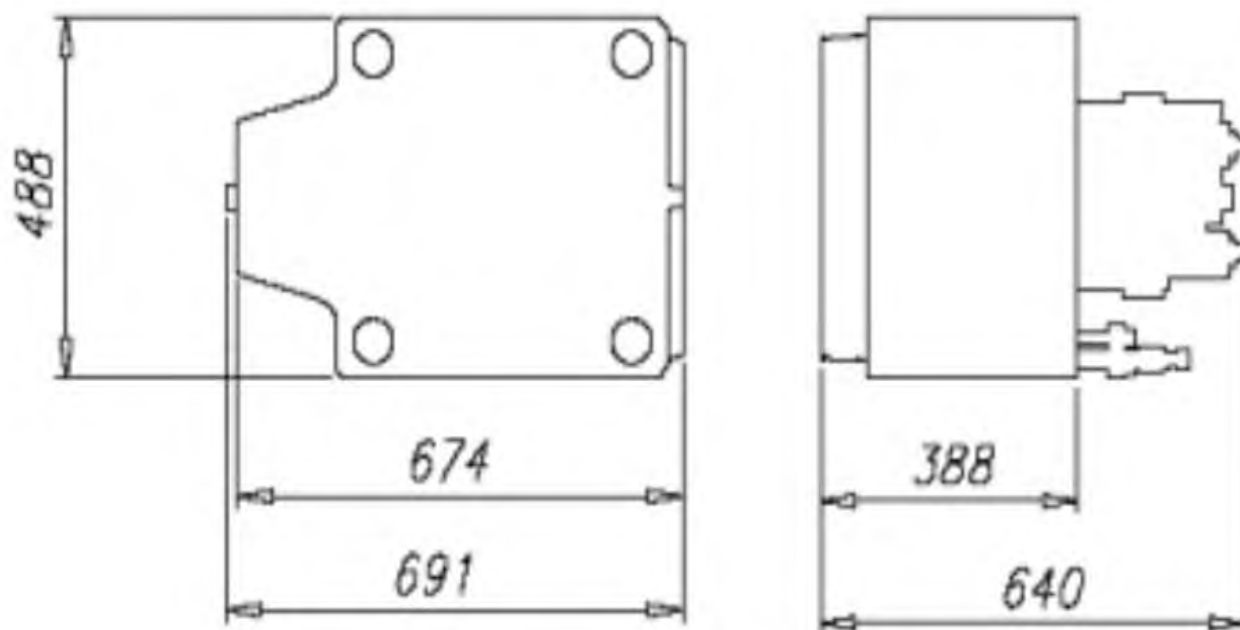


Рис. 1.5 Циліндрова кришка

1.8 ПОРШНЕВІ КІЛЬЦЯ

Набір поршневих кілець складається з двох спрямованих компресійних кілець та одного відповідно пружного маслоснімного кільця. Всі кільця хромо-вані, знаходяться в голівці поршня.

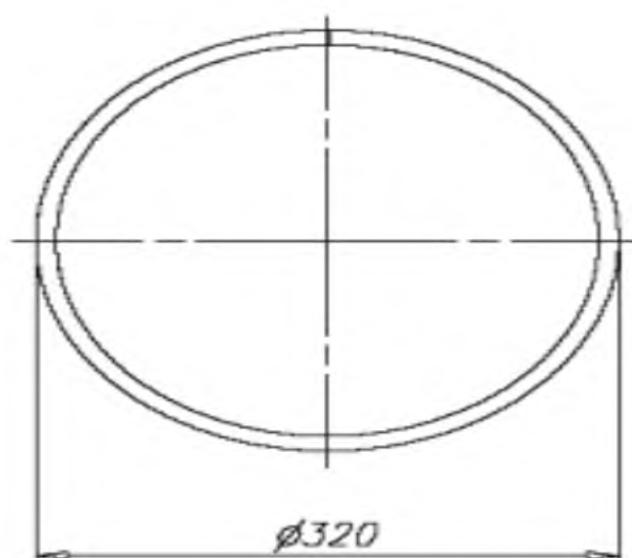


Рис. 1.6 Поршневе кільце

1.9 РОЗПОДІЛЬЧИЙ ВАЛ І КЛАПАННИЙ МЕХАНІЗМ

На кожен циліндр припадає по кулачку, вони розділені між собою окремими підшипники. Кулачки та шийки розподільного валу кріпляться один до одного фланцевими з'єднаннями. Ця конструкція дозволяє знімати деталі розподільного валу в горизонтальному напрямку. Штамповані, повністю загартовані частини розподільного валу мають нерухомі кулачки. Корпуси підшипників інтегровані у виливку блоку циліндрів, тому практично закриті. Монтаж та демонтаж підшипників виконується гідравлічним пристроєм. Кришки распредвала (одна на кожен циліндр) ущільнені по відношенню до блоку циліндра замкнутим ущільнювачем круглого перерізу. Напрямні приводи клапанів інтегровані у блок двигуна. Штовхачі клапана – поршневого типу, з саморегулюючим роликком по відношенню до кулачка для рівномірного розподілу контактної напруги. Здвоєні пружини клапана забезпечують динамічну стійкість механізму клапана

1.10 ПРИВІД РОЗПОДІЛЬЧОГО ВАЛУ

Привід розподільного валу здійснюється через зубчасту передачу від колінвалу. Передавальна шестерня кріпиться до колінвалу на фланцевому з'єднанні. Внутрішні зубчасті колеса закріплені у вузлі за допомогою гідравлічно затягнутих центральних болтів.

1.11 ВИПУСКНІ ПАТРУБКИ

Патрубки випускного колектора виконані із спеціального жаростійкого литого кульового чавуну. З'єднання на циліндрових кришках – типу обтискного кільця. Вся система відведення відпрацьованого газу розміщена в ізольованій коробці, що складається з легко забираєних панелей. Як ізоляційний матеріал використовується мінеральна вата.

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.12 ТУРБОНАДДУВ І ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

Система турбонаддува SPEX (Single Pipe Exhaust system) поєднує в собі переваги як імпульсної системи, і системи постійного тиску. Вихлопний колектор повністю міститься в теплоізоляційному кожусі, що забезпечує низьку температуру поверхні двигуна.

Рядні двигуни мають один ГТН, а V-подібні по одному ГТН на кожен ряд циліндрів. ГТН розташований у поперечному напрямку із вільного кінця двигуна. Вихлопний патрубок може бути вертикальним, горизонтальним або нахиленим у поздовжньому напрямку.

Для оптимізації системи турбонаддуву для роботи на високих та низьких навантаженнях, а також для роботи в дизельному та газовому режимі з боку вихлопного газу в системі передбачено розвантажувальний клапан (waste gate). Цей розвантажувальний клапан використовується на високих навантаженнях.

Як стандартний використовується двоступінчастий холодильник наддувального повітря з ВТ та НТ ступенями. В обох контурах використовується прісна вода.

Для промивання ГТН під час роботи двигун у стандартному виконанні обладнано водяним. промивним пристроєм як з повітряного боку, так і з вихлопного боку. ГТН поставляється з втулковими підшипниками, що забезпечує простоту обслуговування блоку з боку компресора. Змащення ГТН здійснюється мастилом двигуна інтегрованим масляним каналам.

1.13 СИСТЕМА АВТОМАТИКИ

Двигун Wärtsilä 34DF обладнаний модульною вбудованою системою автоматки Wärtsilä Unified Controls – UNIC

Система UNIC має апаратно реалізований інтерфейс функцій управління та програмований шинний інтерфейс АПС та контролю параметрів. Блок захисту двигуна та місцева панель управління встановлена на двигуні. Модуль захисту двигуна відпрацьовує основні функції захисту, наприклад автоматичну зупинку по закидання обертів та низькому тиску мастила. Система UNIC має

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

апаратно реалізований інтерфейс функцій управління та програмований шинний інтерфейс АПС та контролю параметрів Блок захисту двигуна та місцева панель управління встановлена на двигуні. Модуль захисту двигуна відпрацьовує основні функції захисту, наприклад, автоматичну остановку по закидання обертів та низькому тиску мастила.

Всі необхідні функції керування двигуном, обмін даними по інтерфейсній шині зовнішніми системами, підключення складнішого блоку місцевого дисплея та управління упорскуванням палива відпрацьовуються навішеним на двигуні обладнанням.

На двигуні використовуються стандартні промислові кабелі; кількість підключень зведено до мінімуму.

Живлення, зв'язок по шині обміну даними та критичні функції захисту дублюються на двигуни. Усі кабелі до/від зовнішніх систем підключаються до клем у головній панелі на двигуні.

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.2227ст.07.02.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Тюха. Б.В.				МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 34/40		Літ.	Аркуш	Аркушів
								18	12
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

ТИПУ 9ЧН 34/40

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлу-

атації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

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

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного. В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневським і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

					ВБР.142.2227см.07.02.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні поудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Mathcad.

2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

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

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\epsilon = 17$ [7].

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточ-

ного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,153$.

Показник адіабати повітря $k_\epsilon = 1,4$.

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

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,82$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту задають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

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

Приймаємо $\xi_z = 0,89$; $\xi_b = 0,93$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,277$.

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

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

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

Приймаємо $\zeta = 1$.

Механічний ККД дви-

гуна η_m . Приймаємо η_m

= 0,81.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 650$ К [6].

					ВБР.142.2227см.07.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо серед- нього складу [8]: $C = 0,755$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,246$ кг – кількість вод- ню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0$ кг – кількість кисню.

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

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 49620$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,8$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 4-тактних двигунів

$\varphi_n = 0$.

					ВБР.142.2227ст.07.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.4 Результаты теплового расчета

1. Исходные данные

1.1 Эффективная мощность, кВт	$N_e := 4500$
1.2 Частота вращения, мин ⁻¹	$n := 750$
1.3 Давление окружающей среды, МПа	$P_0 := 0.1013$
1.4 Температура окружающей среды, К	$T_0 := 293$
1.5 Давление воздуха за компрессором, МПа	$P_k := 3.8 \cdot P_0 = 0.385$
1.6 Коэффициент продувки	$\phi_a := 1$
1.7 Коэффициент остаточных газов	$\gamma_r := 0.02$
1.8 Коэффициент использования теплоты в точке z	$\xi_z := 0.39$
1.9 Коэффициент использования теплоты в точке b	$\xi_b := 0.93$
1.10 Степень сжатия	$\varepsilon := 17$
1.11 Степень повышения давления при сгорании	$\lambda := 1.4 \cdot \frac{145}{159} = 1.277$
1.12 Подогрев заряда от стенок цилиндра, К	$\Delta T_a := 20$
1.13 Доля хода поршня, потерянная на газообмен	$\phi_n := 0$
1.13 Доля хода поршня, потерянная на газообмен	$\phi_n := 0$
1.14 Коэффициент скругления индикаторной диаграммы	$\zeta := 1$
1.15 Механический КПД двигателя	$\eta_m := 0.81$
1.16 Адиабатный КПД компрессора турбокомпрессора	$\eta_{k.ad} := 0.81$
1.17 Потеря давления в охладителе воздуха, МПа	$\Delta P_{ox.} := 0.004$
1.18 КПД системы охлаждения воздуха	$\eta_o := 0.8$
1.19 Температура остаточных газов, К	$T_r := 650$
1.20 Массовый состав топлива (кг/кг):	$C_{\omega} := 0.755$
	$H_{\omega} := 0.245$
	$S_{\omega} := 0$
	$O := 0$

1.21 Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$Q_H := 49620$$

1.23 Число цилиндров

$$i := 9$$

1.24 Диаметр цилиндра, м

$$D_c := 0.34$$

1.25 Ход поршня, м

$$S_c := 0.40$$

1.26 Коэффициент тактности

$$z := 0.5$$

1.27 Молярная масса топлива кг/моль $\mu_f := 18.674$

1.28 Коэффициент избытка воздуха при сгорании

$$\alpha := 2.45$$

1.29 Показатель адиабаты для воздуха

$$k_E := 1.4$$

1.30 Механический КПД турбокомпрессора

$$\eta_{t.m} := 0.98$$

1.31 Внутренний КПД турбины турбокомпрессора

$$\eta_{t.ad} := 0.82$$

1.32 Коэффициент потерь давления на впуске

$$\xi_a := 0.96$$

1.33 Отношение давления перед турбиной к давлению за компрессором

$$\psi_t := 0.765$$

1. Расчёт процесса наполнения

2.1 Температура воздуха за компрессором, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right)}{\eta_{k.ad}} \right]$$
$$T_k = 461.18$$

2.2 Температура воздуха в ресивере, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0)$$
$$T_s = 326.636$$

2.3 Температура воздуха в конце наполнения, К

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$
$$T_a = 352.584$$

2.4 Давление воздуха в ресивере двигателя

$$P_s := P_k - \Delta P_{ox.}$$
$$P_s = 0.381$$

2.5 Давление в конце наполнения, МПа

$$P_a := \xi_a \cdot P_s$$
$$P_a = 0.366$$

2.6 Коэффициент наполнения

$$\eta_H := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$$
$$\eta_H = 0.926$$

3. Расчёт процесса сжатия

3.1 Регрессионное уравнение для расчёта средней изохорной мольной удельной теплоёмкости воздуха, кДж/(кмоль*К)

$$c'_{v} \leftarrow 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Регрессионное уравнение для расчёта средней изохорной мольной удельной теплоёмкости отходящих газов, кДж/(кмоль*К)

$$c''_{v} \leftarrow 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Определение коэффициентов уравнении регрессии для теплоёмкости смеси газов в цилиндре в конце процесса сжатия

$$c''_{vc} \leftarrow \frac{\gamma_r \cdot c''_{v} + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_{v}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} \leftarrow a_{vc} - b_c \cdot T$$

]

$$b_c = 0.002509$$

$$a_{vc} = 19.27$$

3.4 Показатель политропы сжатия

]

$$n_1 := 1.34$$

Given

$$n_1 = \left[\frac{8.3144}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \right] + 1$$

$$\underline{\underline{n_1}} := \text{Find}(n_1)$$

]

$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8.3144}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})}$$

$$n_1 = 1.367$$

3.5 Давление в конце сжатия, МПа

$$P_c := P_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

$$P_c = 17.584$$

3.6 Температура в конце сжатия, К

$$T_c := T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 997.274$$

4. Расчёт процесса сгорания

4.1 Количество воздуха, поступающего в цилиндр кмоль/кг

$$L := \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) + \frac{1}{\mu_f} \quad L = 1.502$$

4.2 Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O - \frac{1}{\mu_f}}{32 \cdot L + \frac{1}{\mu_f}} \quad \beta_0 = 1.0396$$

4.3 Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0388$$

4.4 Доля топлива, выгоревшая до точки z

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.957$$

4.5 Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.037$$

4.6 Удельная изохорная средняя теплоёмкость в точке z, кДж/(кмоль*К)

$$c_{vz}^* \leftarrow \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c_{v,u}^* + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c_{v,b}^*}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} \leftarrow a_{vz} + b_z \cdot T$$

где $\Delta M := \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$

$\Delta M = 0.0613$

$L_0 := 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$m := 1 + \frac{\Delta M}{L_0}$

$m = 1.124$

$a_{uz} = 19.76639$

$b_z = 0.00296$

4.7 Определение коэффициентов уравнения регрессии для теплоёмкости рабочего тела в точке b кДж/(кмоль*К)

$c_{vb} \leftarrow \frac{(m + \gamma_r) \cdot c_{vu}^* + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c_{vu}^*}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} \leftarrow a_{vb} + b_b \cdot T$

$a_{vb} = 19.78766$

$b_b = 0.00298$

4.8 Определение температуры в точке z, К

$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c_{vu}^* + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c_{vu}^* + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c \leftarrow \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c_{pz}^* \cdot T_z$

решение: $T_z = 1.939 \times 10^3$

4.9 Максимальное давление в цилиндре, МПа

$P_z := \lambda \cdot P_c$

$P_z = 22.451$

5. Расчёт процесса расширения

5.1 Степень предварительного расширения

$\rho := \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$

$\rho = 1.58$

5.2 Степень последующего расширения

$\delta := \frac{\varepsilon}{\rho}$

$\delta = 10.762$

5.3 Определение показателя политропы расширения и температуры рабочего тела в точке b, К.

$n_2 \leftarrow \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{uz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$

$T_b \leftarrow T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}$

$n_2 = 1.279$

$T_b = 998.515$

5.4 Давление в конце процесса расширения, МПа

$$P_b := \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 1.074$$

6. Определение индикаторных показателей цикла

6.1 Теоретическое среднее индикаторное давление, МПа

$$P_i := \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad P_i = 2.726$$

6.2 Действительное среднее индикаторное давление, МПа

$$P_i := P_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.726$$

6.3 Удельный индикаторный расход топлива кг/(кВт ч)

$$g_i := 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad g_i = 0.141$$

6.4 Индикаторный КПД

$$\eta_i := \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.513$$

7. Определение эффективных показателей

7.1 Среднее эффективное давление, МПа

$$P_e := P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.208$$

7.2 Эффективный КПД

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.415$$

7.3 Удельный эффективный расход топлива кг/(кВт ч)

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m} \quad g_e = 0.1747$$

7.4 Эффективная мощность двигателя

$$N_e := 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 4.514 \times 10^3$$

7.5 Погрешность определения эффективной мощности

$$\Delta N := \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.32\%$$

Вывод = "Ошибка не превышает допустимую(0,5%)"

Допустимая погрешность определения эффективной мощности не должна превышать 0,5%.

8. Расчёт баланса мощности турбины и компрессора

8.1 Определение расхода воздуха двигателем, кг/ч

-Газовая постоянная воздуха $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_a := 287$$

$$G := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$$

$$G = 7.69$$

8.2 Расход газов через турбину, кг/ч

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600}$$

$$G_t = 7.909$$

8.3 Давление газов перед турбиной, МПа

$$P_r := \psi_t \cdot P_k$$

$$P_r = 0.294$$

8.4 Температура газов, К

$$T_t := T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}}$$

$$T_t = 752.714$$

8.5 Количество рабочего тела, кмоль/кг

$$M_s := \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$$

$$M_s = 1.294$$

8.6 Газовая постоянная для отходящих газов, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t := \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$$

$$R_t = 293.71$$

8.6 Показатель адиабаты для отходящих газов

$$k_t := \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)}$$

$$k_t = 1.377$$

8.9 Степень повышения давления воздуха в

$$\Pi_k := 1 + \frac{\left[\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]^{\frac{1}{0.286}}}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}}$$

$$\Pi_k = 3.803$$

8.10 Расчётное давление наддува, МПа

$$P_{kd} := \Pi_k \cdot P_0$$

$$P_{kd} = 0.3853$$

8.11 Погрешность определения давления наддува

$$\Delta P_k := \frac{P_{kd} - P_k}{P_{k.A}}$$

$$\Delta P_k = 0.085\%$$

Вывод = "Ошибка по Pk не превышает допустимую(0.5%)"

Погрешность определения давления наддува не должна превышать 0,5%.

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочо-го циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку тарозрахунку 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 $v/v_c = \epsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Таблиця 2.1 Вхідні дані

Показник політропи стиснення n_1	1,367
Показник політропи розширення n_2	1,279
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	17,584
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	22,451
Ступінь попереднього розширення ρ	1,58
Ступінь стиснення ϵ	17

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	22,45	
1,00	17,58	22,45
1,58	9,41	22,45
2,35	5,47	13,50
3,12	3,71	9,40
3,89	2,74	7,09
4,66	2,14	5,62
5,44	1,74	4,62
6,21	1,45	3,90
6,98	1,24	3,36
7,75	1,07	2,94
8,52	0,94	2,60
9,29	0,84	2,33
10,06	0,75	2,10
10,83	0,68	1,91
11,60	0,62	1,75
12,37	0,56	1,61
13,15	0,52	1,49
13,92	0,48	1,39
14,69	0,45	1,30
15,46	0,42	1,21
16,23	0,39	1,14
17,00	0,37	1,08
17,00		0,37

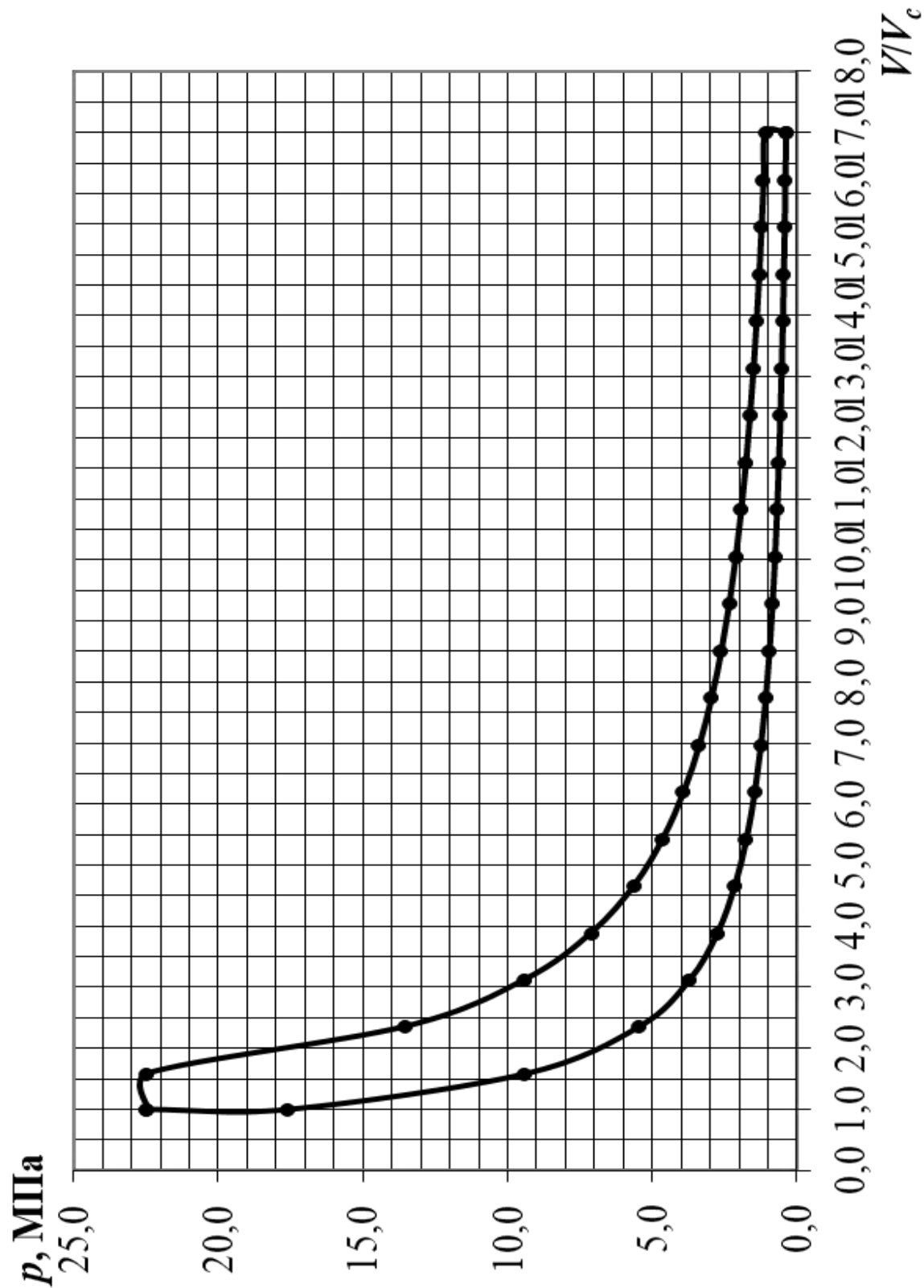


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

					ВБР.142.2227ст.07.03.ПЗ										
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата											
Студент		Тюха. Б.В.			ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 9 ЧН 34/40					Літ.	Аркуш	Аркушів			
												34	8		
Керівник		Проскурін А.Ю.								НУК ім. адмірала Макарова					

РОЗДІЛ 3

ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 34/40

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за форму-

лою:

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

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.

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

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

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 3.1. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

					ВБР.142.2227см.07.03.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис.3.1 – 3.3.

На рис. 3.1. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного ци- ліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршне- вого пальця).

На рис. 3.2. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z - си- ла, що діє по осі кривошипа; T - дотична сила.

На рис. 3.4 T_E - сумарні дотичні сили, T^{cp}_E - середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,34
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	750
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	22,451
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,366
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P_Γ	0,294
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,29
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	228,5
Радіус кривошипа	м	r	0,2
Ступінь стиснення		ε	17
Показник політропи стиснення		n_1	1,367
Показник політропи розширення		n_2	1,279
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,58
Кількість циліндрів		i	9

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ rad	s	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0	0	0,3800	-4,0033	-3,6233	0,0000	-3,6233	0,0000
10	0,17453	0,019565	0,3800	-3,9019	-3,5219	-0,1775	-3,4375	-0,7864
20	0,34907	0,077269	0,3800	-3,6056	-3,2256	-0,3210	-2,9213	-1,4048
30	0,5236	0,170225	0,3800	-3,1375	-2,7575	-0,4027	-2,1868	-1,7275
40	0,69813	0,293866	0,3800	-2,5336	-2,1536	-0,4062	-1,3887	-1,6954
50	0,87266	0,442302	0,3800	-1,8385	-1,4585	-0,3294	-0,6851	-1,3290
60	1,0472	0,60875	0,3800	-1,1017	-0,7217	-0,1852	-0,2005	-0,7176
70	1,22173	0,786018	0,3800	-0,3720	0,0080	0,0022	0,0006	0,0083
80	1,39626	0,96698	0,3800	0,3068	0,6868	0,2017	-0,0793	0,7114
90	1,5708	1,145	0,3800	0,9000	1,2800	0,3820	-0,3820	1,2800
100	1,74533	1,314276	0,3800	1,3846	1,7646	0,5181	-0,8167	1,6478
110	1,91986	1,470058	0,3800	1,7508	2,1308	0,5955	-1,2884	1,7986
120	2,0944	1,60875	0,3800	2,0016	2,3816	0,6110	-1,7200	1,7570
130	2,26893	1,727877	0,3800	2,1511	2,5311	0,5717	-2,0649	1,5714
140	2,44346	1,825955	0,3800	2,2210	2,6010	0,4905	-2,3078	1,2961
150	2,61799	1,902275	0,3800	2,2376	2,6176	0,3822	-2,4580	0,9778
160	2,79253	1,956654	0,3800	2,2268	2,6068	0,2594	-2,5383	0,6478
170	2,96706	1,98918	0,3800	2,2105	2,5905	0,1306	-2,5738	0,3213
180	3,14159	2	0,3660	2,2034	2,5694	0,0000	-2,5694	0,0000
190	3,31613	1,98918	0,3686	2,2105	2,5791	-0,1300	-2,5624	-0,3198
200	3,49066	1,956654	0,3765	2,2268	2,6032	-0,2591	-2,5348	-0,6469
210	3,66519	1,902275	0,3903	2,2376	2,6279	-0,3837	-2,4677	-0,9816
220	3,83972	1,825955	0,4114	2,2210	2,6324	-0,4965	-2,3356	-1,3117
230	4,01426	1,727877	0,4414	2,1511	2,5925	-0,5856	-2,1150	-1,6095
240	4,18879	1,60875	0,4834	2,0016	2,4850	-0,6376	-1,7947	-1,8333
250	4,36332	1,470058	0,5417	1,7508	2,2925	-0,6407	-1,3861	-1,9352
260	4,53786	1,314276	0,6234	1,3846	2,0080	-0,5896	-0,9293	-1,8751
270	4,71239	1,145	0,7397	0,9000	1,6397	-0,4893	-0,4893	-1,6397
280	4,88692	0,96698	0,9094	0,3068	1,2162	-0,3571	-0,1405	-1,2597
290	5,06145	0,786018	1,1650	-0,3720	0,7930	-0,2216	0,0630	-0,8209
300	5,23599	0,60875	1,5659	-1,1017	0,4643	-0,1191	0,1290	-0,4616
310	5,41052	0,442302	2,2260	-1,8385	0,3875	-0,0875	0,1820	-0,3531
320	5,58505	0,293866	3,3698	-2,5336	0,8362	-0,1577	0,5392	-0,6583
330	5,75959	0,170225	5,4360	-3,1375	2,2985	-0,3356	1,8227	-1,4399
340	5,93412	0,077269	9,1154	-3,6056	5,5098	-0,5483	4,9900	-2,3997
350	6,10865	0,019565	14,4270	-3,9019	10,5251	-0,5305	10,2731	-2,3501
360	6,28319	0	17,5997	-4,0033	13,5964	0,0000	13,5964	0,0000
370	6,45772	0,019565	22,4510	-3,9019	18,5491	0,9349	18,1050	4,1417
380	6,63225	0,077269	21,7762	-3,6056	18,1706	1,8082	16,4563	7,9139
390	6,80678	0,170225	13,4258	-3,1375	10,2883	1,5023	8,1587	6,4452
400	6,98132	0,293866	8,5829	-2,5336	6,0493	1,1409	3,9007	4,7624
410	7,15585	0,442302	5,8229	-1,8385	3,9844	0,9000	1,8717	3,6307
420	7,33038	0,60875	4,1902	-1,1017	3,0885	0,7924	0,8580	3,0709
430	7,50492	0,786018	3,1771	-0,3720	2,8051	0,7839	0,2228	2,9041
440	7,67945	0,96698	2,5199	0,3068	2,8267	0,8300	-0,3265	2,9279
450	7,85398	1,145	2,0773	0,9000	2,9773	0,8885	-0,8885	2,9773
460	8,02851	1,314276	1,7701	1,3846	3,1547	0,9263	-1,4600	2,9459
470	8,20305	1,470058	1,5521	1,7508	3,3029	0,9230	-1,9970	2,7880
480	8,37758	1,60875	1,3951	2,0016	3,3967	0,8715	-2,4531	2,5059
490	8,55211	1,727877	1,2814	2,1511	3,4325	0,7753	-2,8003	2,1311
500	8,72665	1,825955	1,1996	2,2210	3,4206	0,6451	-3,0350	1,7045

510	8,90118	1,902275	1,1422	2,2376	3,3797	0,4935	-3,1737	1,2625
520	9,07571	1,956654	1,1041	2,2268	3,3309	0,3315	-3,2434	0,8278
530	9,25025	1,98918	1,0825	2,2105	3,2929	0,1660	-3,2717	0,4084
540	9,42478	2	1,0754	2,2034	3,2788	0,0000	-3,2788	0,0000
550	9,59931	1,98918	0,2940	2,2105	2,5045	-0,1262	-2,4884	-0,3106
560	9,77384	1,956654	0,2940	2,2268	2,5208	-0,2508	-2,4545	-0,6264
570	9,94838	1,902275	0,2940	2,2376	2,5316	-0,3697	-2,3772	-0,9456
580	10,1229	1,825955	0,2940	2,2210	2,5150	-0,4743	-2,2315	-1,2533
590	10,2974	1,727877	0,2940	2,1511	2,4451	-0,5523	-1,9947	-1,5180
600	10,472	1,60875	0,2940	2,0016	2,2956	-0,5890	-1,6579	-1,6936
610	10,6465	1,470058	0,2940	1,7508	2,0448	-0,5715	-1,2364	-1,7261
620	10,821	1,314276	0,2940	1,3846	1,6786	-0,4929	-0,7769	-1,5675
630	10,9956	1,145	0,2940	0,9000	1,1940	-0,3563	-0,3563	-1,1940
640	11,1701	0,96698	0,2940	0,3068	0,6008	-0,1764	-0,0694	-0,6223
650	11,3446	0,786018	0,2940	-0,3720	-0,0780	0,0218	-0,0062	0,0807
660	11,5192	0,60875	0,2940	-1,1017	-0,8077	0,2072	-0,2244	0,8031
670	11,6937	0,442302	0,2940	-1,8385	-1,5445	0,3489	-0,7255	1,4074
680	11,8682	0,293866	0,2940	-2,5336	-2,2396	0,4224	-1,4441	1,7631
690	12,0428	0,170225	0,2940	-3,1375	-2,8435	0,4152	-2,2550	1,7814
700	12,2173	0,077269	0,2940	-3,6056	-3,3116	0,3295	-2,9992	1,4423
710	12,3918	0,019565	0,2940	-3,9019	-3,6079	0,1818	-3,5215	0,8056
720	12,5664	0	0,2940	-4,0033	-3,7093	0,0000	-3,7093	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град		80	φ_3°								
φ°	T_Σ									T_Σ	T_{cp_Σ}
	Номер циліндра										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
0	0,000	0,711	0,648	-1,833	-0,658	4,762	2,506	-0,626	-0,622	4,89	4,05
10	-0,786	1,280	0,321	-1,935	-1,44	3,631	2,131	-0,946	0,081	2,34	4,05
20	-1,405	1,648	0,000	-1,875	-2,4	3,071	1,705	-1,253	0,803	0,29	4,05
30	-1,727	1,799	-0,320	-1,640	-2,35	2,904	1,262	-1,518	1,407	-0,18	4,05
40	-1,695	1,757	-0,647	-1,260	-3E-15	2,928	0,828	-1,694	1,763	1,98	4,05
50	-1,329	1,571	-0,982	-0,821	4,142	2,977	0,408	-1,726	1,781	6,02	4,05
60	-0,718	1,296	-1,312	-0,462	7,914	2,946	1E-15	-1,567	1,442	9,54	4,05
70	0,008	0,978	-1,610	-0,353	6,445	2,788	-0,311	-1,194	0,806	7,56	4,05
80	0,711	0,648	-1,833	-0,658	4,762	2,506	-0,626	-0,622	2E-15	4,89	4,05
										32,43	

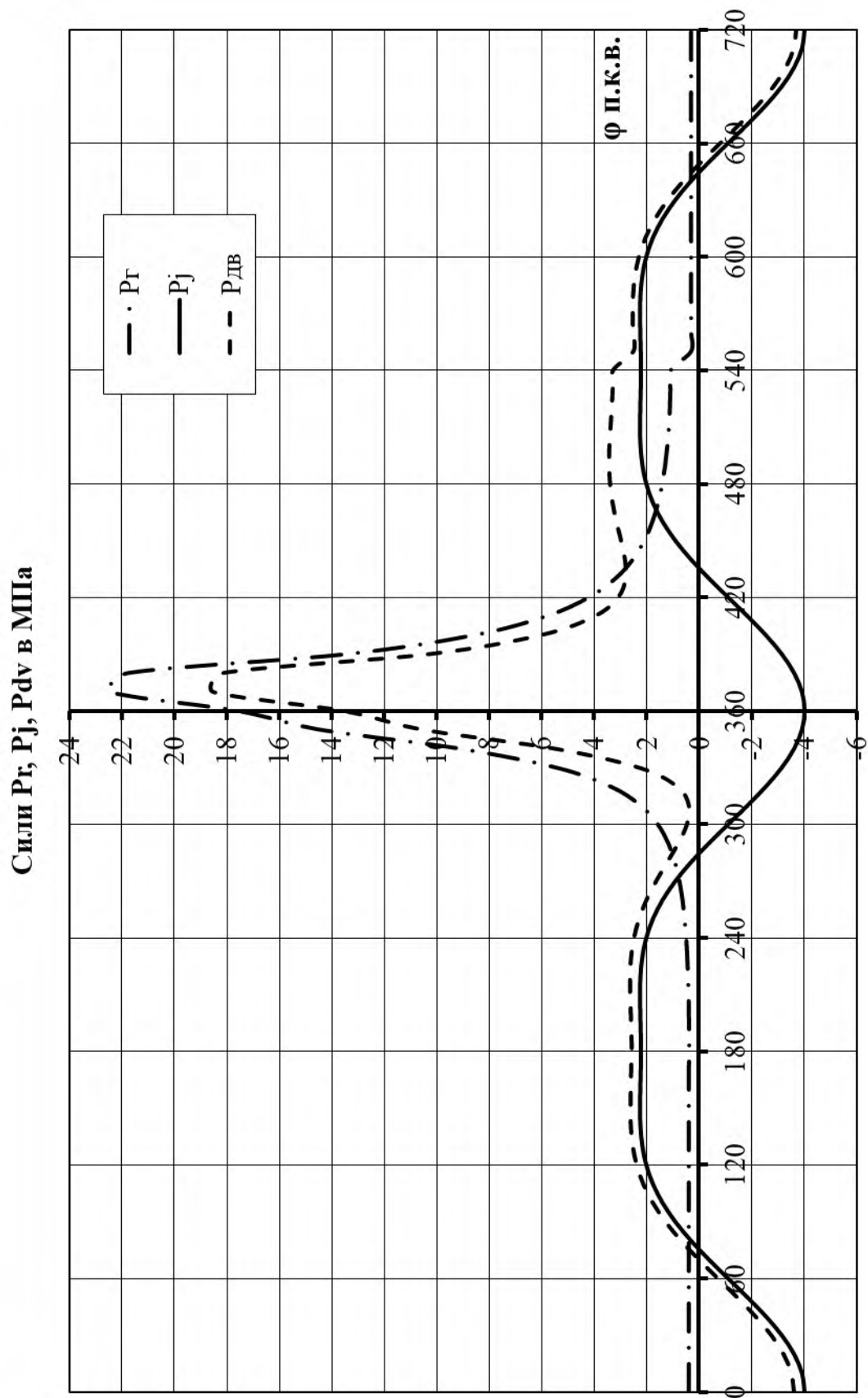


Рисунок 3.1 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ВБР.142.2227см.07.03.ПЗ

Аркуш

39

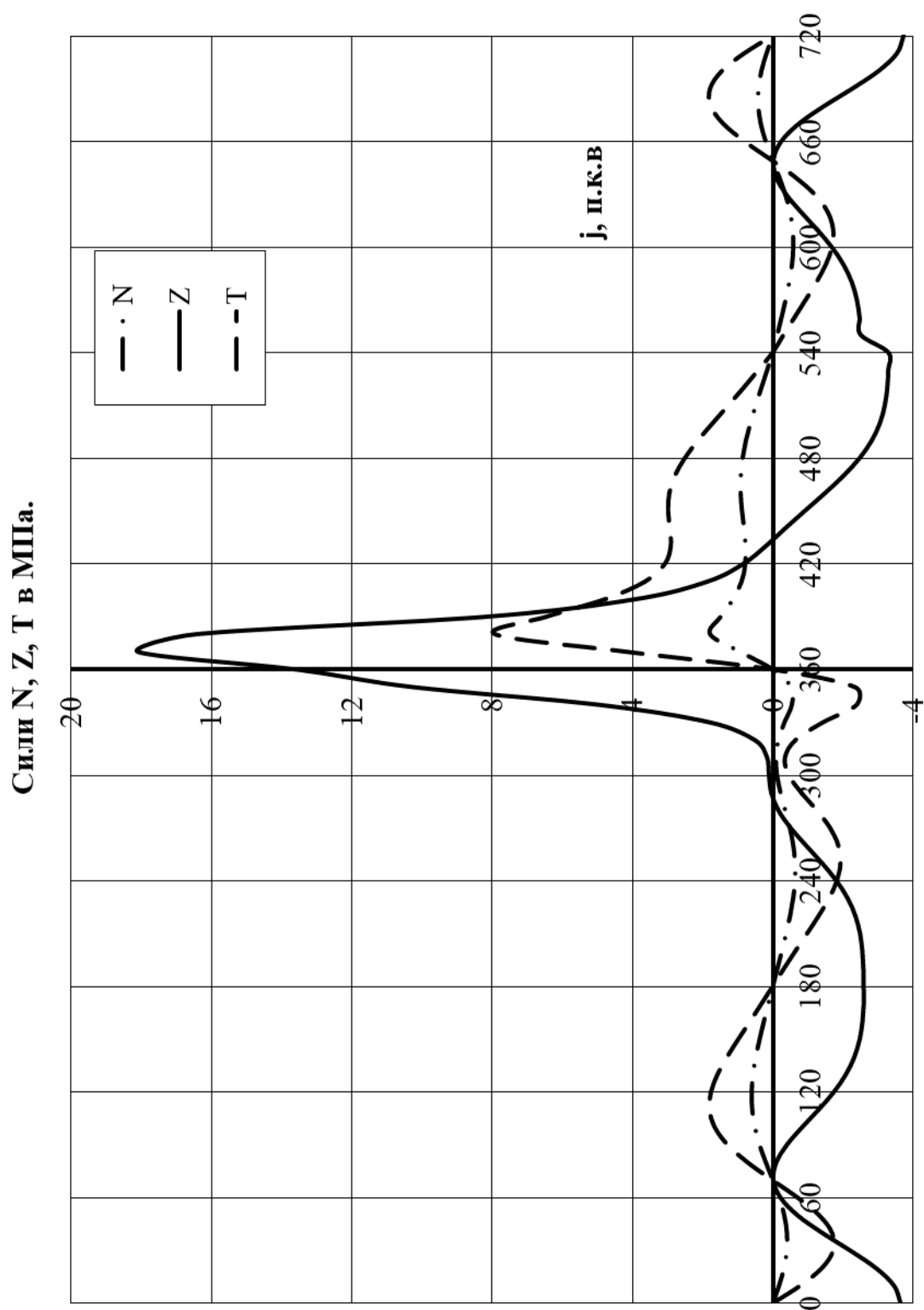
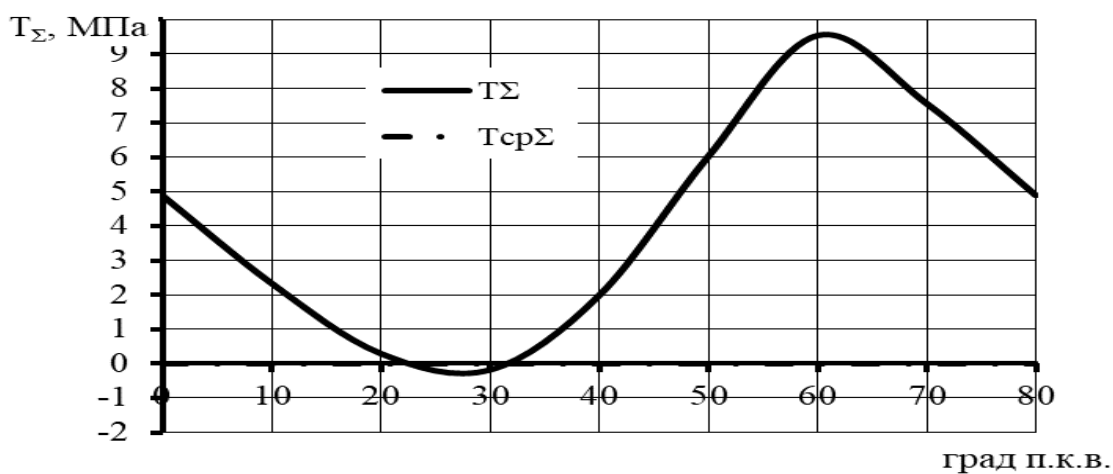


Рисунок 3.2 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ_3°	T_E									T_E	T^{cp}_E
	Номер циліндра										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
0	0,000	0,711	0,648	-1,833	-0,658	4,7624	2,5059	-0,626	-0,622	4,89	4,05
10	-0,786	1,280	0,321	-1,935	-1,44	3,6307	2,1311	-0,946	0,0807	2,34	4,05
20	-1,405	1,648	0,000	-1,875	-2,4	3,0709	1,7045	-1,253	0,8031	0,29	4,05
30	-1,727	1,799	-0,320	-1,640	-2,35	2,9041	1,2625	-1,518	1,4074	-0,18	4,05
40	-1,695	1,757	-0,647	-1,260	-3E-15	2,9279	0,8278	-1,694	1,7631	1,98	4,05
50	-1,329	1,571	-0,982	-0,821	4,1417	2,9773	0,4084	-1,726	1,7814	6,02	4,05
60	-0,718	1,296	-1,312	-0,462	7,9139	2,9459	1E-15	-1,567	1,4423	9,54	4,05
70	0,008	0,978	-1,610	-0,353	6,4452	2,788	-0,311	-1,194	0,8056	7,56	4,05
80	0,711	0,648	-1,833	-0,658	4,7624	2,5059	-0,626	-0,622	2E-15	4,89	4,05
										32,43	

Рисунок 3.3 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

					ВБР.142.2227см.07.03.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.2227ст.07.04.ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Тюха. Б.В.				Літ.		Аркуш		Аркушів	
								42		8	
Керівник		Проскурін А.Ю.			ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 9 ЧН 34/40		НУК ім. адмірала Макарова				

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ТУРБОКОМПРЕСОРУ ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 34/40

Метою розрахунку є визначення типорозміру компресора, за допомогою якого повинен виконуватися наддув, і виконання розрахунку його проточної частини. Розрахунок проточної частини виконується для того, щоб відповідний типорозмір турбокомпресору мав оптимальну проточну частину, оскільки реальні типорозміри проектують приблизно з 16-ма варіантами проточних частин. При підборі турбокомпресора для двигуна вибирають найбільш підходящу проточну частину. Її розміри повинні відповідати результатам розрахунку, отриманим у проекті.

Розрахунок заснований на вирішенні так званої оберненої задачі. Відповідно всі розміри проточної частини, які потрібно визначати, попередньо задаються з використанням спеціальної системи підказок. Після вибору розмірів виконується розрахунок параметрів компресора з вибраними розмірами проточної частини. Якщо параметри не задовольняють завданням, розміри змінюються з урахуванням їх впливу на кінцеві параметри компресора. У розрахунку вибираються і змінюються не тільки розміри проточної частини, але і частота обертання ротора, а також деякі інші параметри, наприклад, швидкість повітря на вході в колесо.

4.1. Розрахунок основних параметрів двигуна заснований на використанні простих ви-разів, запозичених з теорії ДВЗ. Метою розрахунку є визначення витрати повітря через двигун, його потужності і середнього ефективного тиску.

Дано:

$$D, S, n, i, g_e.$$

визначити:

$$Q, N_e, P_e.$$

Всі обчислення відповідають табл. 1.

					ВБР.142.2227см.07.04.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При розрахунках враховується наступне.

1. Для визначення витрати повітря через двигун орієнтовно, в залежності від типу і призначення двигуна, по [7,8], приймаються значення g_e , ϕ_a , ψ , ε , α , γ_r , ΔT_a , T_r , T_{w1} , η_{ox} , де перераховані в табл.1 позначення відповідають прийнятим в [7,8]; g_e - питома ефективна витрата палива; ϕ_a - коефіцієнт продування; ψ - частка ходу поршня, втрачена на продувку (для двотактних машин); ε - ступінь стиснення; α - коефіцієнт надлишку повітря при згорянні; γ_r - коефіцієнт залишкових газів; ΔT_a - підігрів повітряного заряду циліндра; T_r - температура залишкових газів; T_{w1} - температура води перед входом в охолоджувач наддувочного повітря (ОНВ); η_{ox} - ККД ОНП.

Слід мати на увазі, що величини g_e і α не впливають на параметри проточної частини компресора. Вони використовуються тільки для наближеної оцінки параметрів двигуна.

Масова витрата повітря через двигун рахується по (1.26), табл.1, і об'ємний ККД по (1.27). Тут і далі в круглих дужках вказуються рядки таблиць, наведених в якості копій розрахунків в даному проекті.

					ВБР.142.2227см.07.04.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Табл.4.1 Визначення основних параметрів двигуна и турбокомпресора

1. Визначення основних параметрів двигуна та компресора					
№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
1.1.	D , м	Згідно завдання на проектування	0,34	Діаметр циліндру	
1.2.	S , м		0,4	Хід поршня	
1.3.	n , об/хв		750	Обороти колінчатого вала	
1.4.	l		9	Кількість циліндрів	
1.5.	g_p , кг/кВт·с		0,175	Питома витрата пального	
1.6.	χ		2	Коефіцієнт тактності	2 для 4-х тактних; 1 для 2-х тактних
1.7.	Φ_a		1	Коефіцієнт продувки	
1.8.	ψ		0	Доля ходу поршня, витрачена на продувку	
1.9.	ϵ		14	Ступінь стиснення	
1.10.	α		2,38	Коефіцієнт надлишку повітря	
1.11.	γ_f		0,02	Коефіцієнт залишкових газів	
1.12.	$\Delta T_{\text{ст}}$, К		30	Підігрів заряду від стінок циліндру	
1.13.	$T_{\text{ст}}$, К		800	Температура остаточних газів	
1.14.	$T_{\text{ок}}$, К		313	Температура навколишнього середовища	
1.15.	$P_{\text{ок}}$, Па		100000	Тиск навколишнього середовища	
1.16.	$T_{\text{ох}}$, К		320	Температура охолоджувачої рідини на вході	
1.17.	Π_k	Згідно завдання на проектування	3,8	Ступінь підвищення тиску	
1.18.	$\eta_{\text{ад}}$		0,82	Адіабатний ККД компресора	Див. Табл. 1. додатків
1.19.	$\eta_{\text{ох}}$		0,97	ККД охолоджувача наддувеного повітря	
1.20.	$Z_{\text{тк}}$		1	Кількість паралельно з'єднаних турбокомпресорів	
1.21.	$P_{\text{с}}$, Па	$P_{\text{с}} = 0,98 \cdot P_{\text{ок}} \Pi_k$	372400	Тиск повітря в ресивері	
1.22.	$T_{\text{с}}$, К	$T_{\text{с}} = T_{\text{ок}} \left(1 + \frac{\Pi_k^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{\text{ад}}} \right)$	490,47	Температура повітря за компресором	
1.23.	$T_{\text{св}}$, К	$T_{\text{св}} = T_{\text{с}} - \eta_{\text{ох}} (T_{\text{с}} - T_{\text{ох}})$	325,11	Температура повітря в ресивері	
1.24.	$T_{\text{вх}}$, К	$T_{\text{вх}} = \frac{T_{\text{с}} + \Delta T_{\text{ст}} + \gamma_f T_{\text{ст}}}{1 + \gamma_f}$	363,84	Температура повітря на початку стиску	
1.25.	$\eta_{\text{н}}$	$\eta_{\text{н}} = \frac{\epsilon - 1}{\epsilon - 1} \frac{P_{\text{с}}}{P_{\text{вх}}} \frac{T_{\text{вх}}}{T_{\text{с}}} \frac{1}{1 + \gamma_f}$	0,9151	Коефіцієнт наповнення циліндру	
1.26.	G , кг/с	$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_{\text{с}}}{R T_{\text{с}}} \eta_{\text{н}} \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \Phi_a (1 - \psi) / Z_{\text{тк}}$	7,46	Масовий розхід повітря	
1.27.	Q , м³/с	$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{\text{св}}}{P_{\text{св}}}$	6,70	Об'ємний розхід повітря	
1.28.	N_e , кВт	$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_p \cdot L_{\text{н}} \cdot \alpha \cdot \Phi_a}$	4510	Потужність двигуна	
1.29.	$P_{\text{е}}$, МПа	$P_{\text{е}} = \frac{3,6 \cdot P_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{н}}}{R \cdot g_p \cdot L_{\text{н}} \cdot \alpha \cdot T_{\text{с}}}$	2,21	Середній ефективний тиск циклу	

На підставі наданого в таблиці 1 маємо:

$$Q = 6,70 \text{ м}^3/\text{с}, \quad N_e = 4510 \text{ кВт}, \quad p_e = 2,21 \text{ МПа}.$$

Можливий типорозмір компресора знаходимо на підставі поля витрат Пензенського СКБТ за параметрами P_k і Q . Відповідно до рис.2, типорозмір турбокомпресора визначається в залежності від положення точки А. Положення точки відповідає приблизно типорозміру ТК50...ТК60.

Після ряду обчислень було остаточно встановлено, що діаметр D_2 має дорівнювати 610мм (див. 4.1).

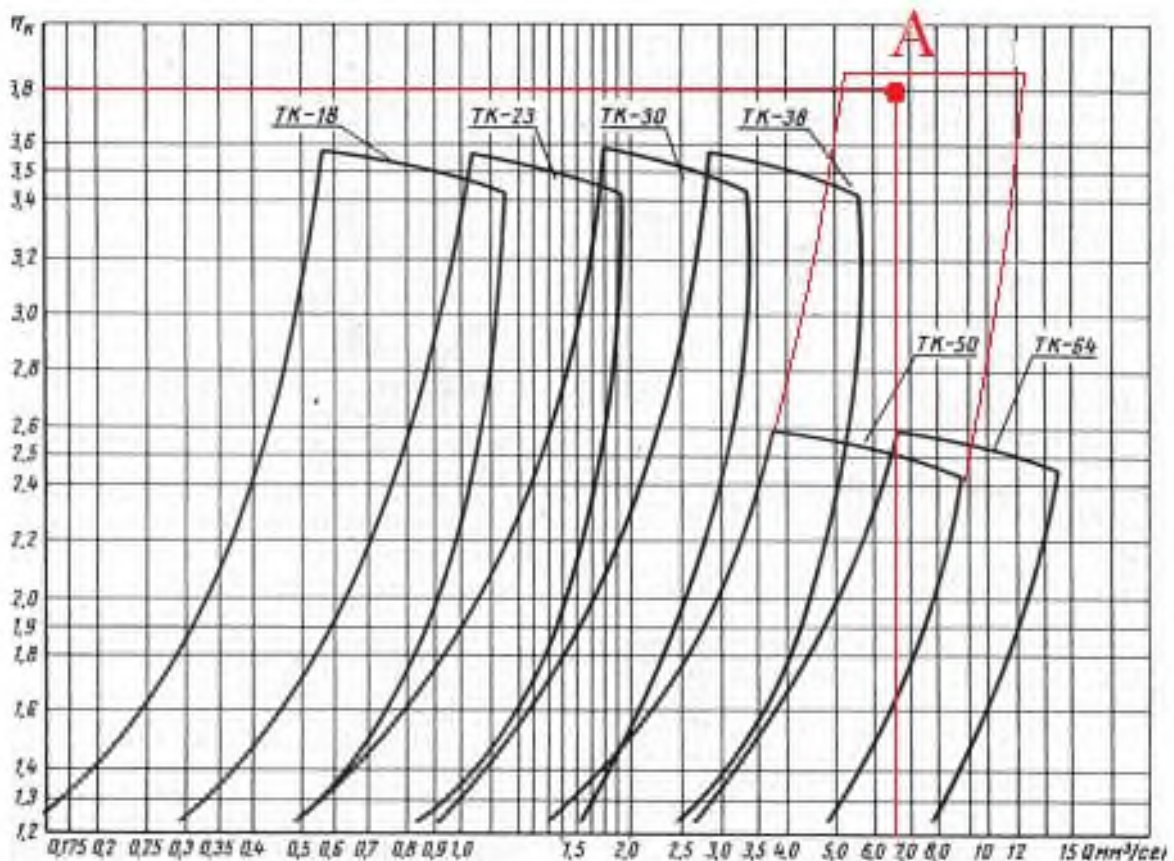


Рис. 4.1 До визначення типорозміру турбокомпресора

4.2. Визначення окружної швидкості u_2 .

Табл.4.2 Визначення окружної швидкості u_2

2. Попереднє визначення колової швидкості u_2					
№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
2.1.	$\tilde{H}_K$	$\tilde{H}_K = f(D_2)$	1.45	Коефіцієнт напору компресора	Див. Табл. 1. додатків
2.2.	$L_{ad}, \text{Дж/кг}$	$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	143460,0	Адіабатна робота компресорної ступені	
2.3.	$u_2, \text{м/с}$	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ad}}{\tilde{H}_K}}$	444,83	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса	

На основі послідовних обчислень маємо остаточно, в останньому наближенні,
 $u_2 = 444,83 \text{ м / с (2.1, 2.3). } \bar{H}_k = 1,45$

4.3. Загальні відомості про процеси на ділянці.

Табл.4.3 Розрахунок вхідної ділянки (а-1)

3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
3.1.	$\bar{C}_m$		0,25	Коефіцієнт розходу ступеня компресора	0,2...0,35
3.2.	C_{a0} , м/с		30	Швидкість повітря на вході	30...40
3.3.	C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря	
3.4.	C_1 , м/с	$C_1 = \bar{C}_m u_2$	111,2	Швидкість повітря перед колесом компресора	
3.5.	T_a , К	$T_a = T_0 + (2...5) \text{ К}$	305	Температура після глушника	
3.6.	T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	299,3	Температура повітря перед колесом	
3.7.	P_a , Па	$P_a = (0,97...0,99) \cdot P_0$	99000	Тиск після глушника	
3.8.	ξ_1		0,05	Коефіцієнт опору для вхідної ділянки	0,05...0,15
3.9.	L_{r1} , Дж/кг	$L_{r1} = \xi_1 \frac{C_1^2}{2}$	309,18	Газодинамічні втрати енергії на вхідній ділянці 1	
3.10.	k_{n1}	$k_{n1} = \frac{n_1}{n_1 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \frac{L_{r1}}{R(T_1 - T_a)}$	3,63	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 1 (вхідна ділянка)	
3.11.	n_1	$n_1 = \frac{k_{n1}}{k_{n1} - 1}$	1,381	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1	1,33...1,405
3.12.	P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}}$	92445,3	Тиск повітря перед колесом	

Таким, чином, на підставі обчислень маємо.

Абсолютна швидкість повітря на вході в колесо $c_1 = 111,2 \text{ м/с}$.

Показник політропи стиснення на ділянці $n_1 = 1,381$.

Тиск повітря за ділянкою $P_1 = 92445,3 \text{ Па}$

Температура повітря за ділянкою $T_1 = 299,3 \text{ К}$.

Після виконання розрахунків ділянки потрібно проконтролювати параметри, вказані у таблиці 1а. Значення отриманих параметрів записані у таблиці жирним шрифтом під допустимими границями.

Табл. 1а. Контрольні параметри на вхідній ділянці

№	Параметр	Бажані границі	Назва
	$\bar{C}_m = C_1/u_2$	0,20...0,35 0,25	Коефіцієнт розходу сту- пені компре- сора
	Ca , м/с	30...40 30	Швидкість повітря на вході
	ξ_1	0,05...0,15 0,05	Коефіцієнт опору для вхідної діль- ниці
	n_1	1,33...1,40 5 1,381	Показник політропи стиску повітря

Як видно з таблиці, усі контрольні параметри знаходяться в допустимих межах.

4.4. Розрахунок та конструювання робочого колеса.

Таблиця.4.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса (ділянка 1-2)

4. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
4.1	D_2 , м		0,61	Зовнішній діаметр колеса компресора	Див. Рис. 2. додатків
4.2	D_1 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,15	Діаметр втулки колеса компресора	$(0,22...0,35)D_2$
	ψ		0,7	коефіцієнт в формулі для $\alpha_{тв}$	
4.3	$\alpha_{тв}$	$\alpha_{тв} = \frac{\psi}{\pi} \frac{1}{10^3 (\delta_2 / D_2) (\bar{c}_m)}$	0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію у першому наближенні	0,04...0,08
4.4	$\varphi_{2г}$		0,33	Коефіцієнт розходу робочого колеса	0,16...0,22; практично 0,25...0,35
4.5	z_k		23	Число лопаток робочого колеса компресора	12...23
4.6	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,0782	Густина повітря перед входом в колесо	
4.7	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0823	Площа на вході в колесо	
4.8	D_H	$D_H = \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,3192	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході	Див. Рис. 2. додатків
4.9	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,523	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками	0,5...0,65
4.10	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_H^2 + D_2^2}{2}}$	0,2494	Середній квадратичний діаметр входу в колесо	Див. Рис. 2. додатків
4.11	μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,9014	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря	
4.12	T_2 , К	$T_2 = T_1 + \frac{W_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_m) - \mu^2 - \varphi_{2г}^2 + C_m \right]$	400,34	Температура повітря за колесом компресора	
4.13	$\xi_{оса}$		0,30	Коефіцієнт опору руху повітря в ОСА	0,10...0,30
4.14	$\xi_{рк}$	$\xi_{рк} = -0,6891 \cdot \psi^2 + 0,6155$	0,14	Коефіцієнт опору руху повітря в радіальній частині колеса	0,10...0,14

4.14	$\xi_{\text{ПК}}$	$\xi_{\text{ПК}} = -0,6891 \cdot \omega^2 + 0,6155$	0,14	Коефіцієнт опору руху повітря в радіальній частині колеса	0,10...0,14
4.15	$L_{r,2}$ Дж/кг	$L_{r,2} = L_{\text{OCA}} + L_{\text{ПК}} = \xi_{\text{OCA}} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} + \xi_{\text{ПК}} \cdot \frac{C_{2r}^2}{2}$	8371,83	Газодинамічні втрати енергії на колесах	
4.16	k_{n2}	$k_{n2} = \frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{r,2}}{R(T_2 - T_1)}$	3,15	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 2 (робоче колесо)	
4.17	n_2	$n_2 = \frac{k_{n2}}{k_{n2} - 1}$	1,485	Показник політропи стиску повітря на ділянці 2	1,44...1,55
4.18	η_{n2}	$\eta_{n2} = \frac{\frac{n_2}{n_2 - 1}}{\frac{k}{k - 1}}$	0,916	Політропний ККД колеса	0,82...0,92
4.19	P_2 , Па	$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	231134,47	Тиск повітря за колесом компресора	
4.20	β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$	31,4	Кут входу потоку повітря в колесо компресора	30...40°
4.21	i_1		4	Кут атаки вхідної кромки ОСА	2...5° при $C_m = 0,25...0,30$ 4...10° при $C_m = 0,30...0,35$
4.22	β_{1s}	$\beta_{1s} = \beta_{11} + i_1$	35,4	Кут установки лопаті на діаметрі D_1	32...50°
4.23	$\delta_{1, \text{м}}$		0,001	Товщина лопаті на вході в колесо	0,0003...0,002
4.24	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1,7}}$	0,987	Коефіцієнт захарчання потоку повітря на вході в ОСА	
4.25	C_1^1 , м/с	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	112,63	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захарчання	
4.26	β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$	31,8	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарчання лопатками ОСА	$\beta_{11a}^1 = \beta_{11}^1 + i_1$
4.27	β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H} \right)$	25,8	Кут входу потоку на діаметрі D_H	$\beta_{1Hn}^1 = \beta_{1H}^1 + i_1$
4.28	β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0} \right)$	45,8	Кут входу потоку на діаметрі D_0	$\beta_{10n}^1 = \beta_{10}^1 + i_1$

4.29	w_{1H}^1 , м/с	$w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}^1}$	258,6	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H	
4.30	w_1^1 , м/с	$w_1^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}^1}$	213,9	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1	0,481
4.31	λ_{w1}	$\lambda_{w1} = \frac{w_1^1}{\sqrt{\frac{2}{k+1} \cdot \frac{R}{T_1}}}$	0,808	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо	< 0,95
4.32	C_{2w} , м/с	$C_{2w} = \mu \cdot U_2$	400,99	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову	
4.33	C_{2s} , м/с	$C_{2s} = \varphi_{2s} \cdot U_2$	146,79	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2	
4.34	C_{2r} , м/с	$C_{2r} = \sqrt{C_{2w}^2 + C_{2s}^2}$	427,02	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	
4.35	α_2	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{C_{2s}}{C_{2w}} \right)$	20,11	Кут потоку повітря на виході з колеса	
4.36	M_{C_2}	$M_{C_2} = \frac{C_{2r}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$	1,081	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса	
4.37	ρ_2 , кг/м³	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	2,012	Густина повітря на виході з колеса	
4.38	b_2 , м	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,01318	Ширина колеса на виході	
4.39	w_2 , м/с	$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2w})^2 + C_{2s}^2}$	153,20	Відносна швидкість повітря на виході з колеса	0,3444
4.40	B_1 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,155	Осьова довжина проточної частини колеса	(0,25...0,34) D_2 Див. Рис. 2. додатків
4.41	l_1 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,095	Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток	(0,15...0,20) D_2 Див. Рис. 3. додатків
4.42	l_{OCA} , м		0,060	Осьова довжина ОСА на діаметрі D_1	
4.43	t , м	$t = \frac{\pi \cdot D_1}{z_n}$	0,034	Коловий крок лопаток на діаметрі D_1	Див. Рис. 3. додатків
4.44	$\delta_{1 \text{ max}}$, м	$\delta_{1 \text{ max}} = \frac{\delta_1}{\sin \beta_{1s}}$	0,00172	Товщина перетину вхідної кромки лопатки у коловому напрямку	(0,0070...0,0078) D_2 Див. Рис. 4. додатків

4.45	δ_{max}	Обирається конструктивно. Зазвичай більше δ_{max}	0,005	Товщина лопатки на діаметрі D_1 у місці перетину з заднім диском	
4.46	θ'	$\theta' = \arctg \frac{\sin^2 \beta_{1,2} \cos^2 \beta_{1,2}}{\sin^3 \beta_{1,2} \cos^2 \beta_{1,2} + \frac{l_{\text{оса}}}{f - \delta_{\text{max}}}}$	6,42	Кут дифузності міжлопаткового каналу на вході	$< 15^\circ$
4.47	θ_{cp}	$\theta_{\text{cp}} = 2 \arctg \left[\frac{r(1 - \sin \beta_{1,2}) - (\delta_{1,2} - \delta_{2,2}) \sin \beta_{1,2}}{x_{\text{max}} \left[\frac{1}{\sin \beta_{1,2}} + \lg \beta_{1,2} \ln \left(\frac{1 + \cos \beta_{1,2}}{\sin \beta_{1,2}} \right) \right]} \right]$	1,00	Середній кут дифузності циліндричного перетину каналу ОСА	$< 15^\circ$ та навіть може бути від'ємним
4.48	w	$w = w_{\text{ср}} / w_1'$	0,7162	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі	0,7...0,75
	$\alpha_{\text{тв}}$	$\alpha_{\text{тв}} = \frac{\psi}{\pi} \cdot 10^3 \left(\delta_2 / D_2 \right) \left(\bar{c}_{\text{тв}} \right)$	0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію у другому наближенні	
	ρ_k	$\rho_k = 1 - \frac{c_{2u}}{2M_2}$	0,55	Степінь реакції колеса	
	b_2/D_2		0,02	Відношення ширини колеса на виході до зовнішнього діаметру	0,04...0,08

Таким чином, на основі розрахунків маємо такі основні результати.

- Тиск повітря за колесом $P_2 = 231134,47$ Па.
- Температура повітря за колесом $T_2 = 400,34$ К.
- Щільність повітря за колесом $\rho_2 = 2,012$ кг/м³
- Абсолютна швидкість повітря за колесом $c_2 = 427,02$ м/с.
- Кут виходу повітря з колеса $\alpha_2 = 20,11^\circ$.
- Ширина колеса на виході $b_2 = 0,01318$ м.

4.5 Побудова трикутників швидкості повітря на виході з колеса. Трикутники надані у кресленні №1. Вони побудовані на підставі таблиці 5.

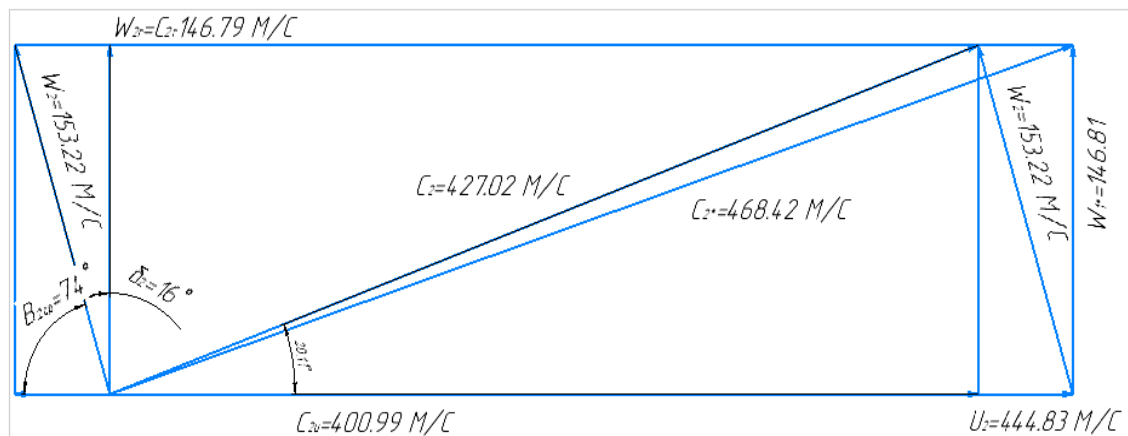


Рис. 4.2 Трикутник швидкостей.

При розрахунках колеса необхідно витримати бажані контрольні параметри. У табл.6 вони показані жирним шрифтом під бажаними границями діапазонів..

Таблиця 4.4. Основні контрольні параметри робочого колеса

№	Параметр	Бажані границі	Назва
5.	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,50...0, 65 0,523	Відносний зовнішній діаметр входу
6.	$\bar{C}_m = C_1/u_2$	0,20...0, 35 0,25	Коефіцієнт розходу сту- пені компре- сора
7.	φ_{2r}	0,25...0, 35 прак- тично 0,33	Коефіцієнт розходу ро- бочого колеса
8.	ψ	0,7	Коефіцієнт для обчис- лення $\alpha_{ТВ}$
9.	z_K	12...23 23	Кількість ло- патор робочо- го колеса компресора
10.	$\eta_{п2} = \frac{\frac{n_2}{n_2-1}}{\frac{k}{k-1}}$	0,82...0, 92 0,916	Політропний ККД колеса
11.	ξ_{OCA}	0,10...0, 35 0,30	Коефіцієнт опору руху повітря в ОСА
12.	n_2	1,44...1, 55 1,465	Показник політропи стиску по- вітря на ділянці 2
13.	$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right)$	30...40° 31,8°	Кут входу по- току повітря в колесо ком- пресора
14.	$\beta_{1л} = \beta_{11} + i_1$	32...50° 35,4°	Кут установ- ки лопаті на діаметрі D_1

15.	$\lambda_{\text{hw}} = \frac{w_{\text{H}}^1}{\sqrt{\frac{2}{k+1} \frac{k}{R} T_a}}$	$< 0,95$ 0,808	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
16.	$\alpha_{\text{TB}} = \frac{\psi}{\pi} \frac{1}{10^3 (b_2/D_2) \bar{c}_m}$	0,04...0,08 0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію у першому наближенні
17.	$\theta' = \arctg \frac{\sin^2 \beta_{1\text{Л}} \cos^2 \beta_{1\text{Л}}}{\sin^3 \beta_{1\text{Л}} \cos^2 \beta_{1\text{Л}} + \frac{l_{\text{OCA}}}{t - \delta_{\text{Хmax}}}}$	$< 15^\circ$ 6,42°	Кут дифузорності міжлопаткового каналу на вході
18.	$\theta_{\text{cp}} = 2 \arctg \left\{ \frac{t(1 - \sin \beta_{1\text{Л}}) - (\delta_{\text{Х=0}} - \delta_{\text{Хmax}} \sin \beta_{1\text{Л}})}{x_{\text{max}} \left[\frac{1}{\sin \beta_{1\text{Л}}} + \tg \beta_{1\text{Л}} \ln \left(\frac{1 + \cos \beta_{1\text{Л}}}{\sin \beta_{1\text{Л}}} \right) \right]} \right\}$	$< 15^\circ$ 1.00	Середній кут дифузорності циліндричного перерізу каналу ОСА
19.	$\dot{w} = w_2/w_1$	0,70...0,75 0,7162	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі
20.	b_2/D_2	0,02...0,08 0,02	Відношення ширини колеса на виході до зовнішнього діаметру

Як видно, контрольні параметри знаходяться в дозвільних границях

4.6 Конструювання безлопаткового дифузору (БЛД)

Конструювання безлопаткового дифузору (БЛД) виконується на підставі даних табл.6 і рекомендацій [3]. БЛД в компресорі виконується у вигляді щілини, що звужується, і має протяжність від зовнішнього діаметра колеса до входу на лопатки лопаткового дифузора (ЛД). Його форма в меридіанному перетині повинна сприяти вирівнюванню потоку за колесом і зниженню газодинамічних втрат в БЛД. Вона відповідає рекомендаціям, розробленим в ЛПІ для транспортних компресорів. Конструкція БЛД представлена на кресленні №3.

4.7 Розрахунок лопаткового дифузора (ЛД, ділянка 3-4 рис.1)

При розрахунках враховується наступне.

1. Кут відхилення передньої стінки ЛД може становити $0 \dots 6^\circ$. У КП прийнятий кут відхилення $\delta_m = 3^\circ$.

2. Вихідний діаметр ЛД, D_4 , вибирається в діапазоні $(1,6 \dots 1,8) D_2$, щоб отримати тиск повітря за дифузорею P_4 , що відповідає умові: $\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0,05$.

3. Кути встановлення лопаток $\alpha_{3л}$ і $\alpha_{4л}$ обираються згідно рекомендаціям [3] і коригуються залежно від отриманого кута розкриття еквівалентного дифузору та досягнення кінцевого тиску. Розрахунок ділянки відповідає табл. 7. В результаті ми маємо все необхідні параметри, як для розрахунку наступної ділянки, так і для конструювання ЛД.

Таким чином, шляхом послідовних наближень, в тому числі змін u_2 встановлено:

- Діаметр ЛД на виході $D_4 = 0,96\text{м}$,
- Ширина ЛД на виході $b_4 = 0,023\text{м}$,
- Тиск повітря за ЛД $P_4 = 392099,28 \text{ Па}$,
- Температура повітря за ЛД $T_4 = 489,12\text{К}$,
- Абсолютна швидкість повітря за ЛД $c_4 = 78,24 \text{ м/с}$,
- Щільність повітря за ЛД $\rho_4 = 2,793 \text{ кг/м}^3$,
- Вхідний кут установки лопаток ЛД $\alpha_{3л} = 25,09^\circ$,

Табл.4.5 Розрахунок лопаткового дифузору (ЛД, ділянка 3-4)

№ п.п.	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
6.1.	δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині	6...12°
6.2.	$D_{4, м}$	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,970	Діаметр на виході з ЛД	(1,6...1,8) D_2
6.3.	$b_{4, м}$	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \lg \delta_m$	0,021	Ширина дифузору на виході	Див. Рис. 2. додатків
6.4.	i_3		0	Кут атаки на вході в ЛД	0...5°
6.5.	$\alpha_{3, в}$	$\alpha_{3, в} = \alpha_3 + i_3$	28,32	Кут установки лопатки ЛД на вході	
6.6.	$\Delta \alpha$		12	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД	12...18
6.7.	$\alpha_{4, в}$	$\alpha_{4, в} = \alpha_{3, в} + \Delta \alpha$	40,32	Кут установки лопатки ЛД на виході	
6.8.	k_{π}		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД	1,05...1,07
6.9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_{4, в}}{k_{\pi}} \right)$	33,63	Кут виходу потоку з ЛД	
6.11.	ξ_4		0,15	Коефіцієнт опору в ЛД	0,15...0,35
6.12.	$L_{r4}, Дж/кг$	$L_{r4} = \xi_4 \cdot \frac{C_3^2}{2}$	7183,76	Газодинамічні втрати енергії в лопатковому дифузори	
6.13.	k_{n4}	$k_{n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{r4}}{R(T_4 - T_3)}$	2,88	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 4 (ЛД)	
6.14.	n_4	$n_4 = \frac{k_{n4}}{k_{n4} - 1}$	1,53	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3-4 (ЛД)	1,5...1,7
6.15.	η_{n4}	$\eta_{n4} = \frac{\frac{n_4}{k} - 1}{\frac{n_4 - 1}{k - 1}}$	0,84	Політропний ККД ЛД	0,7...0,85
6.16.	$C_4^{(1)}, К$	70	73,70	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору в першому наближенні	Повинна дорівнювати швидкості повітря на виході з лопаткового дифузору в другому наближенні
6.17.	$C_4, м/с$	$C_4 = C_1 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	73,70	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору	0,662698356
6.18.	$T_4, К$	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	489,23	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні	
6.19.	z_{δ}	13,17,19,23,29,31,37,41,47	47	Число лопаток дифузору	13...35
6.20.	z/z_{δ}		0,49	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаткового дифузору	0,5 > z/z_{δ} > 1,5
6.21.	$\delta_{3, м}$		0,001	Товщина лопаті ЛД на вході	0,0005...0,008
6.22.	$\delta_{4, м}$		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході	0,0003...0,002
6.23.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\delta}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3, в}}$	0,957	Коефіцієнт заокруглення на вході в ЛД	
6.24.	τ_4	$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\delta}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4, в}}$	0,976	Коефіцієнт заокруглення на виході в ЛД	
6.25.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_3 \cdot k_3 \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4}{\sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	3,59	Дифузориальність ЛД	
6.26.	$\alpha_{ср}$	$\alpha_{ср} = \frac{\alpha_{4, в} + \alpha_{3, в}}{2}$	34,32	Середній кут установки лопатки в ЛД	
6.27.	σ	$\sigma = 2 \cdot \arccos \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3, в}}{D_3 \cdot Z_{\delta}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{D_4 \cdot b_4 \cdot \sin \alpha_{4, в}} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{ср}} \right)$	7,40	Кут розкриття еквівалентного дифузору	< 10°
6.28.	$P_4, Па$	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	352485,52	Тиск потоку повітря на виході з ЛД	
6.29.		$\left \frac{P_4 - P_3}{P_4} \right $	0,033	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД	< 0,05
6.30.	$R_{r, м}$	$R_{r, м} = \frac{R_4^2 - R_3^2}{2(R_4 \cos \alpha_{4, в} - R_3 \cos \alpha_{3, в})}$	1,11568	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД	Див. Рис. 2. додатків
6.31.	$R_{l, м}$	$R_{l, м} = \sqrt{R_{r, м}^2 + R_3^2 - R_3 \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3, в}}$	0,80923	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД	Див. Рис. 2. додатків
6.32.	$\rho_4, кг/м^3$	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,795	Густина повітря за ЛД	

- Вихідний кут установки лопато ЛД $\alpha_{4л} = 40,32^\circ$,

					Архив
					55
Зм.	Арх.	№ документа	Підпис	Дата	

ВБР.142.2227см.07.04.ПЗ

- Радіус кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД $R_{\text{ц}} = 0,809\text{м}$,
- Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД $R_{\text{л}} = 1,115\text{м}$.

При обчисленні параметрів ЛД контролювалися межі параметрів, вказаних у таблиці 5.

Таблиця 4.6. Основні контрольні параметри лопаткового дифузора

№	Параметр	Бажані гра- ниці	Назва
	δ_m	0...6° 6	Кут відхилення передньої стінки дифузора
	D_4	0,96...1,08м 0,97м	Діаметр на виході з ЛД
	k_α	1,05...1,07 1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
	i_3	0...5° 0°	Кут атаки на вході в ЛД
	$\Delta\alpha$	12...18° 12	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
	ξ_4	0,15...0,35 0,15	Коефіцієнт опору в ЛД
	n_4	1,5...1,7 1,53	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3-4 (ЛД)
	$\eta_{п4}$	0,70...0,85 0,84	Політропний ККД ЛД
	$z_{\text{к}}/z_{\text{д}}$	$0,5 > z_{\text{к}}/z_{\text{д}} > 1,5$ 0,49	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаткового дифузора
	Δ	$< 10^\circ$ 7,40	Кут розкриття еквівалентного дифузора
	$\left \frac{P_{\text{к}} - P_4}{P_{\text{к}}} \right $	$\leq 0,05$ 0,033	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД

4.8 Розрахунок завитки

Таблиця 4.7 Розрахунок завитки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
7.1.	ξ_s		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми	0,2...0,25
7.2.	A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці	0,8...1
7.3.	C_5 , м/с	$C_5 = C_4 \cdot A$	72,22	Швидкість потоку повітря на виході з завитки	
7.4.		$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці	
7.5.		Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці			Змінюємо за допомогою коефіцієнта зміни абсолютної швидкості потоку повітря в компресорі
7.6.	η_s	$\eta_s = 1 - \frac{\xi_s \cdot C_4^2}{C_5^2 - C_4^2}$	0,000	ККД завитки	У випадку змінної швидкості потоку повітря ККД завитки повинен бути відмінним від нуля
7.7.	$\frac{n_s}{n_s - 1}$	$\frac{n_s}{n_s - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_s$	0,000	Комплекс показника політропи у завитці	У випадку змінної швидкості потоку повітря комплекс повинен бути відмінним від нуля
7.8.	P_5 , Па	$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_s}{n_s - 1}}$ при змінній швидкості $P_5 = P_4 e^{\frac{k \cdot C_4^2}{2 \cdot n_s}}$ при постійній швидкості	390970,24	Тиск повітря за завиткою	
7.9.		$\left \frac{P_5 - P_4}{P_4} \right \leq 0,03$	0,0289	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора	
7.10.	T_5 , К	$T_5 = T_4 + \frac{C_5^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	489,34	Температура потоку повітря на виході з завитки	
7.11.	f_5 , м ²	$f_5 = \frac{GRT_5}{P_5 C_5}$	0,0371	Площа завитки на виході	
7.12.	D_5 , м	$D_5 = \sqrt{\frac{4f_5}{\pi}}$	0,2174	Діаметр виходу завитки	Див. Рис. 2. додатків

Таким чином маємо.

- Тиск за компресором $P_5 = 390970,24$ кПа.
- Температура повітря за компресором $T_5 = 489,34$ К.
- Густина повітря $\rho_5 = \dots$
- Максимальна площа перетину завитки $f_5 = F_{360} = 0,0371$ м².

Після розрахунку передбачається контроль параметрів, як і на інших ділянках. На цій ділянці слід перевірити тільки один параметр. А саме, слід перевірити близькість швидкостей на вході та на виході. У нашому випадку $c_4 = 73,70$ м / с, $c_5 = 72,22$ м / с. Співвідношення швидкостей дорівнює 0,98, що відповідає рекомендаціям, якщо завитка використовується тільки як повітрозбірник. Таким чином отримана основа для конструювання завитки.

4.9 Конструювання завитки.

Табл.4.8 Розрахунки «звернутої» завитки

№	Параметр	Розмірність	Спосіб визначення	Значення	Назва	Примітки
1	F_{360}	m^2		0,037108617	Площа перетину	
2	F_{270}	m^2		0,027831463	Площа перетину	
3	F_{180}	m^2		0,018554309	Площа перетину	
4	F_{90}	m^2		0,009277154	Площа перетину	
5	F_l	m^2		0,009277154	Поточне значення площі перетину	
6	b_4	m		0,021	Ширина лопатки дифузору на виході	
7	R_z	m	$R_z = 1,125b_4$	0,02363	Радіус внутрішньої лінії поверхні козирку	
8	R_n	m	$R_n = 1,875b_4$	0,03938	Радіус зовнішньої лінії повітряного каналу	
9	Δr	m	$\Delta r = 0,833b_4$	0,01749	Висота горизонтальної частини повітряного каналу	
10	l	m	$l = 1,75\Delta r$	0,03061	Довжина козирка вздовж горизонталі	
11	R'_z	m	$R'_z = 0,8756b_4$	0,01839	Радіус зовнішньої лінії поверхні козирка каналу	
12	R	m		0,06117	Радіус правої частини внутрішньої поверхні перетину завитки	
13	δ	m	$\delta = 0,333b_4$	0,00699	Мінімальний проміжок між внутрішньою стінкою дифузору та найближчою внутрішньою стінкою завитки	
14	$F_i - F_{\text{вих}}$	m^2	$F_i - \pi(R_z^2 - R_z'^2)/4 + \Delta r(b_4 + l - R_z) + \pi R_z^2/2 + 2R_z(R - 0,5\Delta r - R_z') + \pi R^2/2 = 0$	0,00000	Загальна площа завитки, звернутої у бік всмоктування	
Таблиця радіусов						
	R_{360}	m		0,13837		
	R_{270}	m		0,11772		
	R_{180}	m		0,09320		
	R_{90}	m		0,06117		

Обчислення робляться згідно з таблицею 4.9

Таблиця 4.9 Обчислення адіабатного ККД, потужності та частоти обертання ротору компресору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
8.1.	η_{ad}	$\eta_{ad} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$	0,812	Адіабатний ККД компресора	
8.2.	η_m	Обирається за довідником	0,97	Механічний ККД компресора	0,97...0,98
8.3.	N_K , кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{ad}}{\eta_{ad} \cdot \eta_m \cdot 1000}$	1345,71	Потужність приводу компресора	
8.4.	$n_{\text{ркт}}$, об/хв	$n_{\text{ркт}} = \frac{60 \cdot n_2}{\pi \cdot D_2}$	13927	Частота обертів ротора турбокомпресора	

Таки чином, отримано всі показники компресора (усі параметри таблиці 9).

На цьому закінчується розрахунок проточної частини компресора.

На базі отриманих параметрів робиться конструювання турбокомпресора.

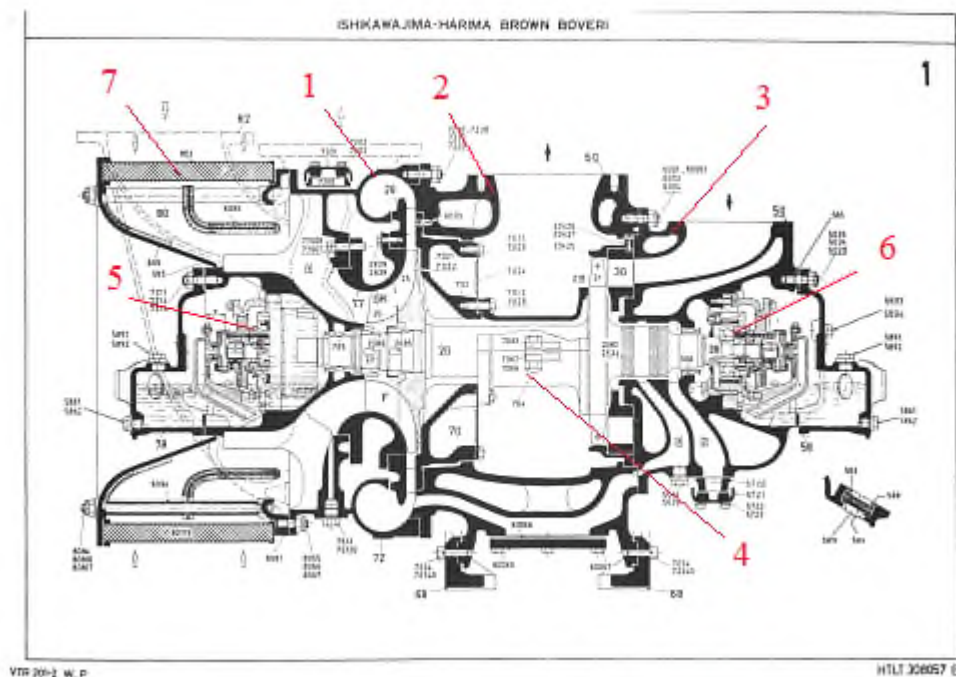


Рис. 4.3 Загальний вид турбокомпресора-прототипу: 1 – корпус компресора; 2 – середній корпус; 3 – газоприймальний корпус; 4 – ротор у зборі; 5 – опорно-упорний підшипник; 6 - опорний підшипник; 7 - фільтр

На рис.6 зображений турбокомпресор-прототип. Це турбокомпресор з консольними підшипниками і серединним розташуванням коліс турбіни і компресора. Схема ТК відповідає рис. 7. Така схема використовується для великих машин. В ній умови роботи підшипників і їхній огляд та ремонт відносно гарні. Тепловий потік від турбіни та компресора, що надходить до підшипників, у цій схемі значно менший, ніж при іншому розташуванні підшипників, що сприяє кращому змащенню шипів та кращій умові роботи таких підшипників. Відповідно ресурс таких підшипників більший. Порівняно з іншими схемами тут гірші умови роботи компресора і турбіни, збільшені маса, габарити та момент інерції ротору.

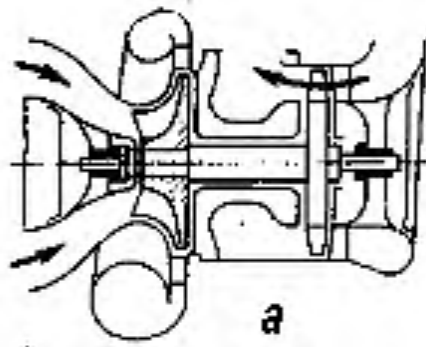


Рис. 4.4 Схема будови турбокомпресора

Водночас застосована схема така, що осьове зусилля, що виникає на колесі компресора, складається з зусиллям на колесі турбіни. Обидва зусилля діють у одному напрямку і компенсуються тільки дією упорного підшипника.

На рис. 8 дана копія креслення спроектованого турбокомпресора. Відміни турбокомпресорів на рис. 6 і рис. 8 полягають в основному у розмірах і у конструкції перетинів завитки. Завитка має іншу, більш досконалу форму перетинів, виконану на підставі рекомендацій джерела [3].

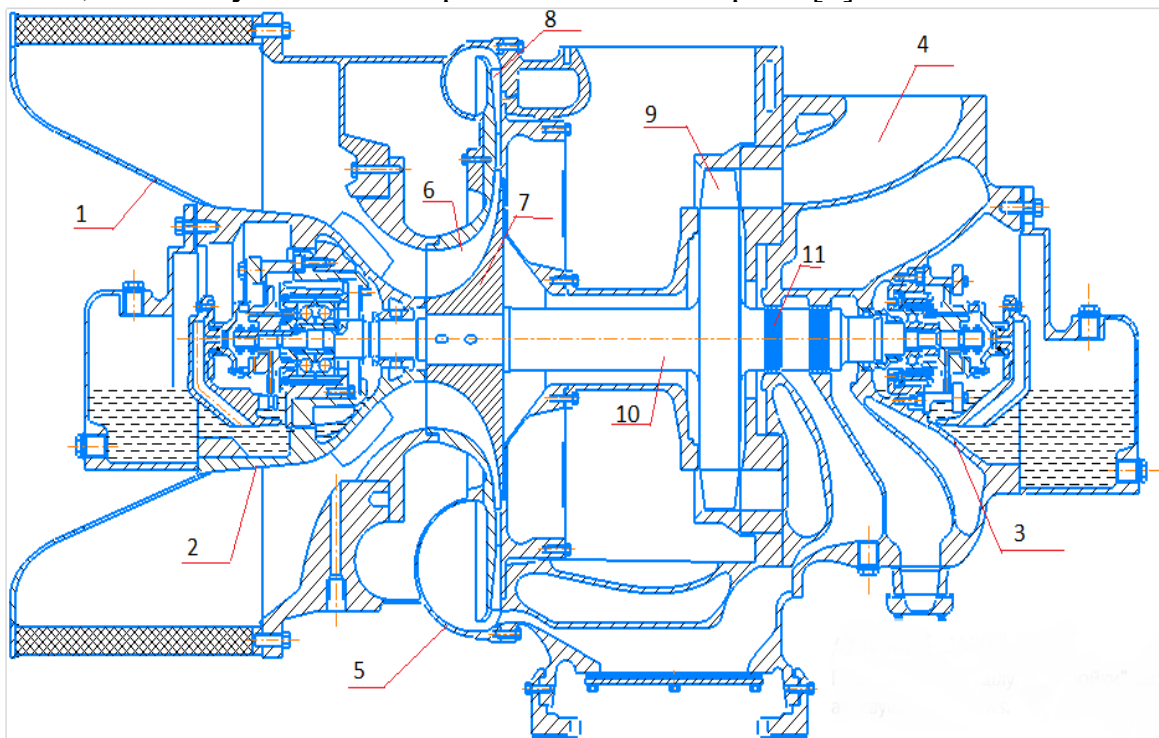


Рис. 4.5 Поздовжній розріз спроектованого турбокомпресора

1 - Вхідна частина компресору; 2 - Опорно-упорний підшипник; 3 - Опорний підшипник; 4- Вхідна частина турбіни; 5 - Завитка; 6 - Осьовий направляючий апарат; 7 - Колесо компресору; 8 - Лопатковий дифузор; 9 - Колесо турбіни; 10 - Вал компресору; 11 - Безконтактне ущільнення.

Спроекований турбокомпресор має діаметр колеса компресора 610мм, тож його позначення може бути як ТК61. У вибраній схемі лівий підшипник є опорно-упорним, а правий – тільки опорним. Осьове зусилля на розрахунковому режимі направлено на рисунку 8 по осі вліво.

У конструкції турбокомпресора є ряд вузлів і деталей. Розглянемо їх системно, виділивши для цього елементи турбокомпресора в залежності від особливостей роботи, призначення і впливу елемента на забезпечення нормальної роботи всієї конструкції. Відповідно можна виділити рухомі і нерухомі елементи, вузли, що забезпечують специфічні функції, а також системи турбокомпресора.

До рухомих елементів слід віднести ротор турбокомпресора.

До нерухомих елементів відносяться деталі остова.

Специфічні функції забезпечують вузли підшипників і ущільнень.

Турбокомпресор має системи змащення й охолодження, які забезпечують нормальну роботу турбокомпресора в цілому.

Ротор турбокомпресора в зборі призначений для сприйняття енергії відхідних газів двигуна і передачі цієї енергії наддувному повітрю. Він складається з валу і приєднаних до нього робочих коліс компресора і турбіни (рис.8). Вал ротора суцільний, виконаний зі сталі 45. В середині валу зроблена порожнина, яка зменшує його вагу і слугує для сполучення потоків контр-повітря. Диск турбіни приєднаний сваркою до ротора і є нерозбірним складовим елементом такого ротору. Робочі лопатки турбіни вилиті і приєднуються до диску ялинковим замком. Ліворуч (на кресленні) на вал ротора одягнуте колоесо компресора. Воно садовиться на вал по гарячій посадці. На валу, з правого боку, виконуються канавки для встановлення безконтактних ущільнень. Ліворуч на валу зроблено циліндричні посадочні поверхні для утворення лівого шипу, а далі виконана різьба для встановлення гайки. Правий кінець валу має аналогічну конструкцію. На кінцях ротору цапфи (шипи) закалюються СВЧ.

На вал одягається кожух теплоізоляційний, який формує канал для виходу газів з відносно малим газодинамічним опором.

Вал у зборі проходить статичне і динамічне балансування. Балансування повинно забезпечити остаточний момент на валу не більше 3гсм. Воно забезпечується зйомом металу з дисків компресора та турбіни, для чого є спеціальні місця на вказаних дисках. Балансування забезпечує відсутність додаткового радіального навантаження на підшипники під час роботи, запобігає вібрації конструкції.

Колесо компресора напіввідкритого типу. Лопаті радіальні, колесо виконане за схемою так званої «радіальної зірки». На задній стороні диску виконані канавки, які разом з нерухомою деталлю на корпусі утворюють лабіринтове ущільнення. Нижче канавок на задньому диску є гребінь для зняття металу під час балансування. Колесо і обертовий скеровуючий апарат виконуються відцентровим виливанням у кокіль заодно з алюмінієвого сплаву. Окремий ОСА відсутній. Така конструкція здешевлює виготовлення, зменшує осьовий габарит без зменшення радіусу кривизни міжлопаткового каналу і дещо збільшує жорсткість вхідних ділянок лопатей. Такі колеса сьогодні можна виготовляти з поковки шляхом механічної обробки. Колесо і ОСА з'єднано з валом ротора по циліндричній поверхні на гарячій посадці. З'єднання не порушується під час нагрівання при роботі компресора, бо воно робиться при більшій температурі, ніж та, яка виникає при роботі. Відповідно з'їм і посадка колеса і ОСА на вал робляться після їх попереднього підігріву. Натяг в з'єднанні колесо - вал складає 0,07- 0,10 мм. Він не порушується навіть при максимальному числі обертів ротора. Колесо компресора і ОСА надягають на вал ротора в нагрітому стані. Нагрівання відбувається в електропечі, температура в якій строго контролюється. Зазвичай при складанні і розбиранні турбокомпресора ротор не розбирається.

Колесо турбіни осьового типу. Лопатки колеса виконуються виливанням під тиском і скріплюються з диском колеса ялинковим замком.

					ВБР.142.2227см.07.04.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Корпус турбокомпресора.

Базовим конструктивним елементом, до якого приєднуються нерухомі деталі, є вихлопний, або **середній корпус компресора**. Він виливається з сірого чавуну і має порожнини, в які подається вода для охолодження. До цього к корпусу приєднуються праворуч **газоприймальний корпус** і ліворуч **корпус компресора**, який виливається з алюмінієвого сплаву.

Газоприймальний корпус виготовляється з одним, двома, або чотирма газопідвідними отворами. Він має порожнини, через які прокачується охолоджуюча вода. Ця вода охолоджує і газоприймальні завитки, що знаходяться у цьому корпусі. Таке рішення сьогодні неможна назвати раціональним, бо це впливає на нераціональну втрату енергії випускними газами. До корпусу прикріплюється сопловий апарат турбіни, який виготовляється шляхом точного виливання з жароміцної сталі.

Усі три корпуси з'єднуються між собою фланцями та центруються посадочними буртами. Це дозволяє збирати корпуси в різних взаємних положеннях з поворотом через кожні 30°. Крім того, центрування по посадкам дає змогу витримати точну рівність осі ротора і підшипників у необхідних межах. Передбачається можливість встановлення на всмоктуванні корпуса компресора спеціального фільтру та глушника, або спеціального забірника повітря.

Корпус компресора 1 (рис.6). Виконується з алюмінієвого сплаву. Має складну будову, в якій є різні порожнини. Одні з порожнин забезпечують зменшення ваги конструкції і забезпечують створення проточного каналу компресора. Інші порожнини утворюють канал завитки, що збирає повітря після стиснення.

Крім того, у корпусі компресора сформований корпус упорно-опорного підшипника, який встановлюється на ребрах у повітроприймальному каналі. Крізь корпус компресора проходять свердловини для проходу контр-повітря, яке надходить до вузлів ущільнення.

					ВБР.142.2227см.07.04.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Завитка компресора має спіральну форму. У проекті завитка має функцію збірника повітря. Профілі перетинів завитки мають розраховані значення. Завитка виконується з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Вона «завалена» в сторону всмоктування і має в перетині профіль, близький до кругового. При утворенні завитки в проекті сформований «кіготь» (див. Рис 8). «Кіготь» покращує структуру потоку повітря в равлику і підвищує ККД цієї ділянки.

До корпусу компресора кріпиться **лопатковий дифузор 3**. Лопатковий дифузор зцентрований з вставкою посадкою, а вставка зцентрована з корпусом. **Вставка** утворює частину каналу компресорного тракту. Вона повинна мати малі зазори відносно колеса. Зазори роблять малими для підвищення ККД компресора. Величина зазорів має бути не більше 0,12мм. Для дотримання зазорів вставка центрується відносно осі ротора. Центрування забезпечується тим, що вставка стикується з корпусом компресора по посадці.

Підшипники ротору. Ротор спирається на два кулькових підшипники котіння, які розташовані у окремих корпусах. З боку компресора розташований упорно-опорний підшипник (рис 9.5), а опорний – з боку турбіни (рис 9.6).

Кулькові підшипники мають високі ККД, відповідно вони мало гріються і мало тепла відводиться у масло, яке змащує ці підшипники. Для турбокомпресорів застосовують спеціальні кулькові підшипники котіння, які звичайно мають більш точні розміри, і у яких не виникають додаткові коливання при тих частотах обертання, на яких працюють турбокомпресори. Звичайно масло для змащення підшипників не потребує спеціального охолодження. Мала кількість масла для змащення кулькових підшипників сприяє тому, що воно майже не потрапляє до трактів компресора та турбіни, особливо якщо є відповідні ущільнення. Масло для змащення підшипників знаходиться безпосередньо у корпусах підшипників. Воно заливається туди обслуговуючим персоналом. Рівень масла контролюється через спеціальні стікла, що встановлені у корпусах

					ВБР.142.2227см.07.04.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

підшипників. Змащення підшипників робиться відцентровими насосами, встановленими на кінцях ротору. Ці насоси забирають масло з ємностей у корпусах і подають його до кульок підшипників, а також до платівок демпферів.

Підшипники демпфовані. Вони встановлені у кільця, які, в свою чергу, встановлюються у набір тонких платівок. Платівки мають перфорації і вони не суцільні, а у кожної є розріз. Платівки охоплюють майже 360°. По зовнішньому колу платівки вставляються у кільце, яке встановлено вже у корпус підшипника. Набір платівок просочується маслом. Цей набір демпфує коливання, які виникають під час роботи турбокомпресора. Демпфуються радіальні коливання. Осьові коливання не демпфуються у прототипу, тож, мабуть, вони відсутні або досить малі.

Упорний підшипник розташований з боку компресору. Він має два кулькових підшипника, які стоять поруч, і сприймає осьове зусилля, яке передається на корпус компресора через корпус підшипника. Підшипники фіксовані від осьового переміщення відносно валу. Відносно корпусу підшипники мають можливість переміщуватися. Це переміщення (осьовий люфт) необхідне для компенсації термічного розширення ротору під час нагрівання при роботі. Осьовий люфт може компенсуватися розмірами деталей вставок, у яких розміщені кулькові підшипники. Цей люфт невеликий і не дає можливості колесу компресора торкатися корпусних деталей. Масло у повітрі, яке є у корпусі підшипника, перехоплюється безконтактним ущільненням, яке розташоване праворуч.

Опорний підшипник має будову, у загальних рисах схожу з будовою упорно-опорного підшипника. Тут застосовується тільки один кульковий підшипник. Він фіксований у осьовому напрямку відносно валу, а відносно корпусу підшипника не фіксований і може вільно пересуватися у осьовому напрямку. Тож ця опора не сприймає осьового зусилля

					ВБР.142.2227см.07.04.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

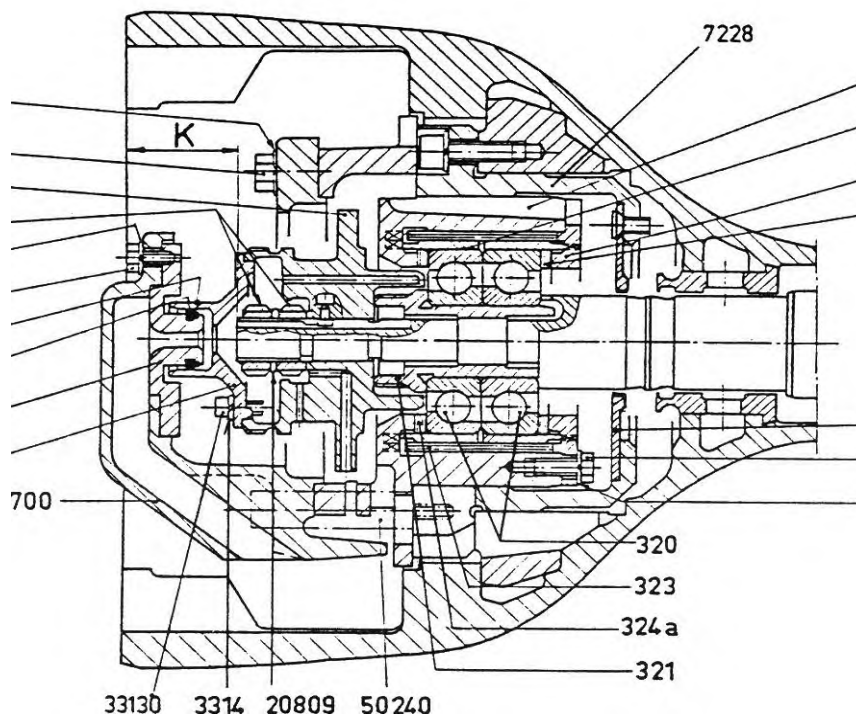


Рис. 4.6 Упорно-опорний підшипник

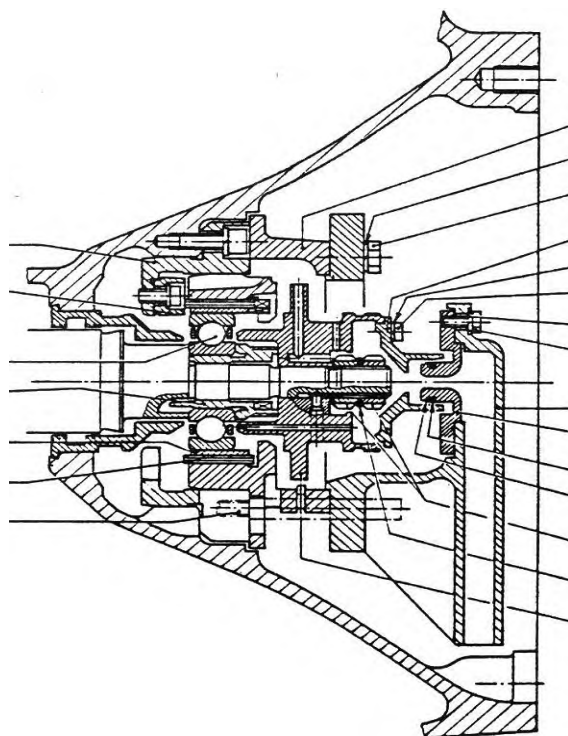


Рис. 4.7 опорний підшипник

Ущільнення турбокомпресора. На даному турбокомпресорі є контактні і безконтактні ущільнення.

Безконтактні ущільнення виконуються як послідовний набір щілин, де повітря дрослюється з набором ємностей, де воно розширюється. Послідовне, багаторазове виконання цих процесів потребує великих втрат енергії.

Відповідно витрата повітря через такий набір буде порівняно малою. Безконтактні ущільнення застосовані тут на задній поверхні колеса і на самому роторі.

Радіальне безконтактне ущільнення на колесі виконане як сполучення виступів і западин на задньому диску колеса з такими ж елементами на нерухомій деталі, закріпленій на середньому корпусі. Воно забезпечує зниження тиску за колесом завдяки тому, що за ущільненням порожнина сполучається з атмосферою через спеціальний отвір. Це сприяє зменшенню осьового зусилля. Водночас витрата повітря через цей отвір відносно мала завдяки дії радіального ущільнення. Таке ущільнення схематично показано на рис. 9.6.

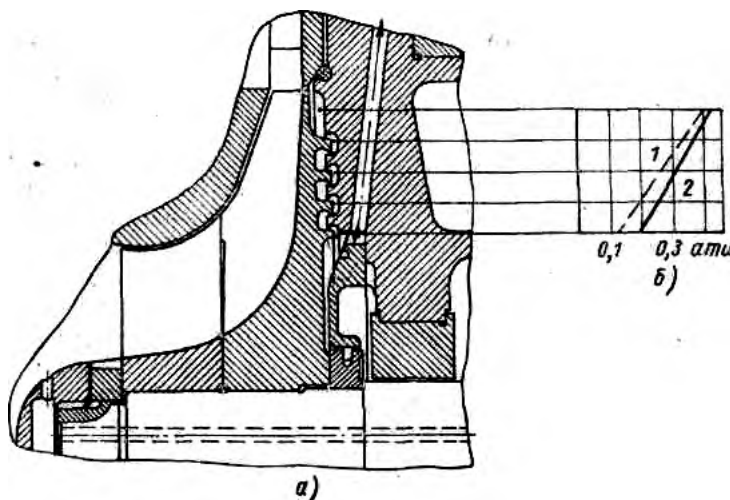


Рис. 4.8 Лабіринтове ущільнення (радіальне):

а - вузол ущільнення; б - розподіл тисків; 1 - при діаметрі дренажних отворів 13 мм; 2 - при діаметрі 10 мм

Осьові безконтактні ущільнення з сторони турбіни застосовані двох видів.

Перші ущільнення зроблені у вигляді гребенів на роторі. Такі ущільнення виконуються закачуванням в канавки, виточені на роторі, спеціальних пластінок товщиною 0,1-0,3 мм з нержавіючої сталі (1X18H9T або 1X13) і має вигляд, показаний на рис. 9.7. Послідовність операцій при постановці таких пластин на ротор показана на рис. 9.8.

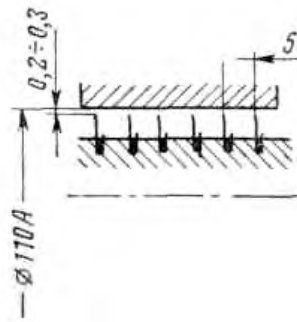


Рис. 4.9 Осьове лабіринтове (безконтактне) ущільнення

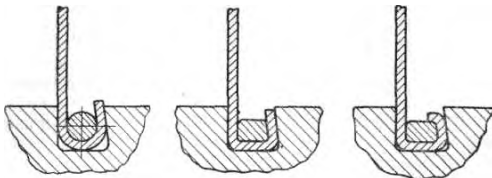


Рис. 4.10 Послідовність виготовлення лабіринтового ущільнення

Між гребневими безконтактними ущільненнями з боку турбіни підводиться ущільнююче повітря крізь канал від завитки компресора.

Друге безконтактне ущільнення з боку турбіни зроблене у вигляді втулки з гребенями, які охоплюють вал з невеликим зазором (див. рис...). Це ущільнення розташоване поруч з підшипниковим вузлом. Із цим ущільненням і гребневими ущільненнями підводиться контр повітря, а також зроблений канал для відведення небажаних домішок у повітрі.

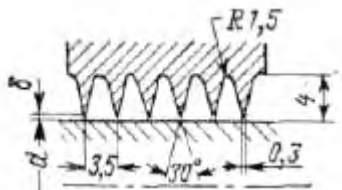


Рис 4.11 Втулкове безконтактне ущільнення

З боку компресора розташовані аналогічні ущільнення.

Таблиця 4.10 Основні параметри компресора

№ п/п	Озна-чення	Число	Найменування
1.	D_2 , м	0,610	Зовнішній діаметр колеса
2.	D_o , м	0,150	Зовнішній діаметр втулки
3.	$D_{нз}$, м	0,3192	Зовнішній діаметр ВНА
4.	D_1 , м	0,2494	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
5.	B_k , м	0,155	Загальна ширина лопатки колеса
6.	b_2 , м	0,01318	Ширина лопатки на виході
7.	D_3 , м	0,740	Діаметр БЛД на виході
8.	b_3 , м	0,009	Ширина БЛД на виході
9.	D_4 , м	0,970	Діаметр ЛД на виході
10.	b_4 , м	0,021	Ширина ЛД на виході
11.	$Пк$	3,8	Степінь підвищення тиску
12.	G , кг/с	7,46	Витрата повітря масовий
13.	Q , м ³ /с	6,70	Витрата повітря об'ємний
14.	N_k , кВт	1345,71	Потужність приводу компресора
15.	$n_{тк}$, об/мин	13927	Частота обертання ротора
16.	$\eta_{ад}$	0,812	Адіабатний ККД компресора

					ВБР.142.2227ст.07.05.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Тюха. Б.В.				РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИ- ГУНА ТИПУ 9ЧН 34/40		Літ.	Аркуш	Аркушів
								70	23
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 34/40

5.1 Паливна система

Двигуни Wärtsilä 34DF зазвичай застосовуються в багатопаливних установках, тобто таких, яких двигун може експлуатуватися як у газовому, так і в дизельному режимі. Зміна режиму експлуатації можлива без зупинки двигуна і, у певних межах, без перебою вироблення енергії. Якщо відбувається збій подачі газу, двигун автоматично перетворюється на дизельний режим (на MDF).

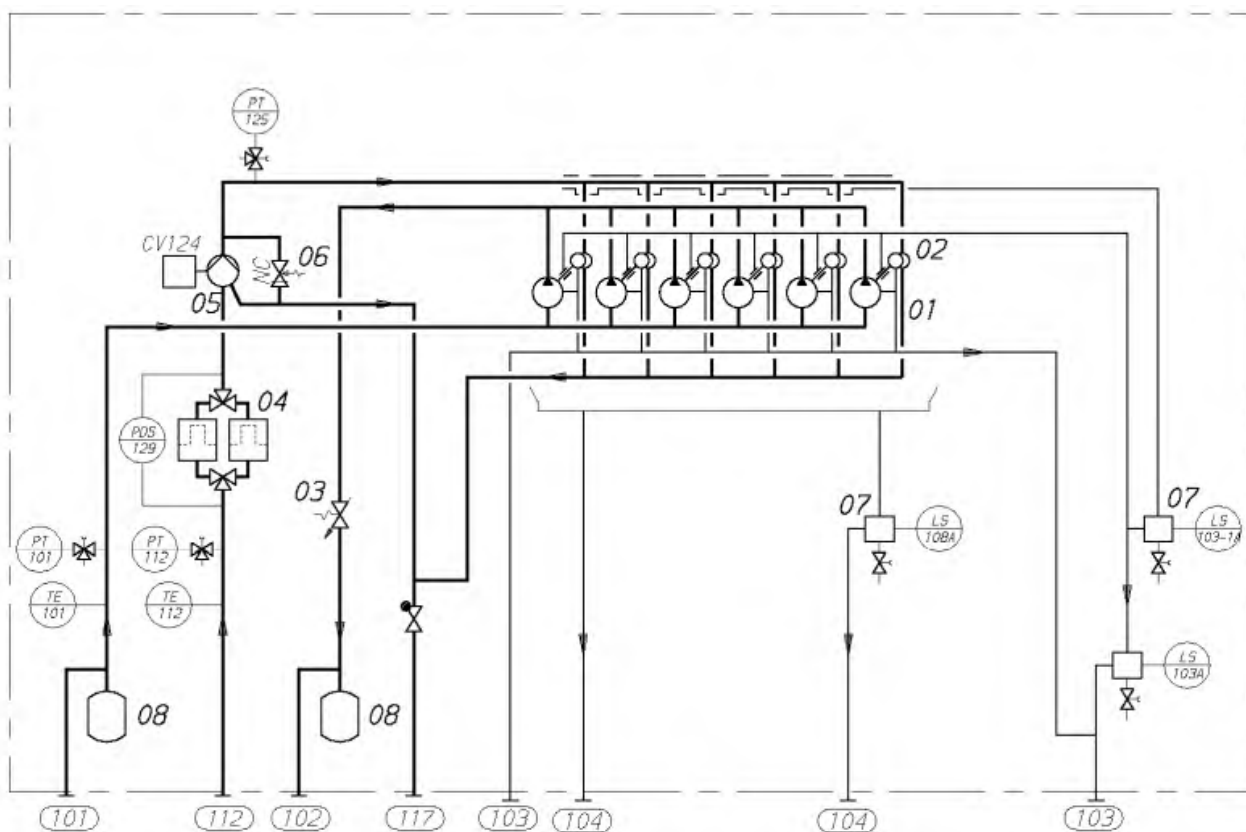


Рис. 5.1

01-ТНВД, 02- Форсунка з соленоїдом, 03- Клапан регулювання тиску, 04- Фільтр запального палива, 05- Насос запального палива, 06- Фільтр запального палива, 07- Накопичувач стічного палива, 08- Демпфер пульсацій.

Газовий режим експлуатації

У газовому режимі експлуатації основним паливом є газове паливо, що подається в двигун під низьким тиском. Займання газу відбувається шляхом упорскування невеликої кількості запального палива (MDF). Подача газового та запального палива проводиться соленоїдними клапанами із систем єдиної магістралі (common rail) з електронним керуванням.

Дизельний режим експлуатації

У дизельному режимі експлуатації двигун працює лише на рідкому паливі. Застосовується дизельне або важке паливо, що подається традиційною дизельною системою упорскування. При цьому постійно залишається у роботі система запального дизельного палива (MDF).

Резервний режим експлуатації

Система управління та захисту двигуна або система виявлення знеструмлення може бути деяких ситуаціях перевести двигун у резервний режим експлуатації. У цьому режимі система впорскування запального дизельного палива (MDF) не активна, і робота більш ніж у протягом 30 хвилин (на важкому паливі HFO) або 10 годин (на дизельному паливі MDF) може призвести до забивання запальних паливних форсунок.

Сепарація

Важке паливо (залишкове та суміші залишкових та дистильованих фракцій) перед переміщенням у видатковий танк піддаються очищенню в ефективних відцентрових сепараторів. Класифікаційні правила вимагають використовувати блок сепарації із зайвою продуктивністю, щоб необхідна продуктивність підтримувалася за будь-якої однієї непрацюючої установкою.

Для видалення води та можливих домішок також рекомендуються відцентрові пакетні сепаратори (для установок, що працюють лише на дизельному паливі). Продуктивність сепараторів дизельного палива має бути достатньою для того, щоб забезпечувати подачу палива при максимальній витраті палива. Якщо відцентрові сепаратори виявляються занадто дорогими для установок на

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дизельному паливі, тоді замість них допустимо використовувати коалісцируючі фільтри.

Циркуляційний насос, дизельне паливо

Циркуляційний насос служить для підтримки тиску на ТНВД та прокачування палива по системі. Як циркуляційний рекомендується використовувати насос гвинтового типу. Фільтр на всмоктуванні із розміром осередку 0,5 мм повинен встановлюватись для захисту паливних насосів перед кожним насосом. З боку всмоктування насоса має бути позитивний статичний тиск величиною близько 30 кПа.

Фільтр тонкого очищення, дизельне паливо (1F05)

Фільтр тонкого очищення палива є здвоєним повнопроточним фільтром. сталеві сітки. Необхідно встановити фільтр якомога ближче до двигуна. Діаметр труби між фільтром тонкого очищення та двигуном повинен бути таким же, як і діаметр труби до фільтрів.

Холодильник дизельного палива

Перед двигуном в'язкість палива може не опускатися нижче за мінімальну межу, див. "Технічні дані". Практичний досвід показує, що при роботі на дизельному паливі температура палива на вході повинна бути нижчою за 45°C. Для легких сортів палива можлива ще нижча температура. При тривалій роботі на дизельному паливі зазвичай потрібний холодильник. Холодильник необхідно встановити у зворотний трубопровід після двигуна (двигунів). Як охолодне середовище зазвичай використовується вода НТ контуру.

Якщо в'язкість палива MDF у видатковому танку перевищує вказану мінімальну межу в'язкості, то рекомендується встановлювати паливний холодильник у лінію подачі палива для надійного керування в'язкістю.

Танк зворотного палива

Танк зворотного палива має бути оснащений випускним клапаном на вихідній трубі, що веде до видаткового танка дизельного палива. Об'єм зворотного танка повинен становити, принаймні 100 л.

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Блок паливопідготовки

Блок паливопідготовки може доставлятися повністю зібраним. Цей блок включає в себе наступне обладнання:

- Два сітчасті фільтри
- Два гвинтові типу, що подають насоси, оснащені вбудованими запобіжними клапанами та електромоторами
- Один клапан регулювання тиску/зливний клапан
- Один деаераційний танк, що знаходиться під тиском, обладнаний випускним клапаном, керованим по реле рівня
- Два циркуляційні насоси, такого ж типу, що і насоси, що подають
- Два підігрівачі (парові, електричні, термомасляні) – один підігрівач працює, другий резервний
- Один автоматичний фільтр зворотного промивання з перепускним фільтром
- Один віскозиметр для керування підігрівачами
- Один регулюючий клапан для парового підігрівача або термомасляного підігрівача, шафа керування електропідігрівачами
- Один терморегулюючий клапан для аварійного контролю підігрівачів
- Одна шафа керування, яка включає стартери для насосів
- Одну панель аварійної сигналізації

Перераховане вище обладнання збирається на сталевому каркасі, який може бути приварений чи прикручений болтами до суднового фундаменту.

Всі внутрішні електрокабелі та трубопроводи повністю змонтовані. Усі труби для важкого палива ізолювані та обладнані підігрівом.

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

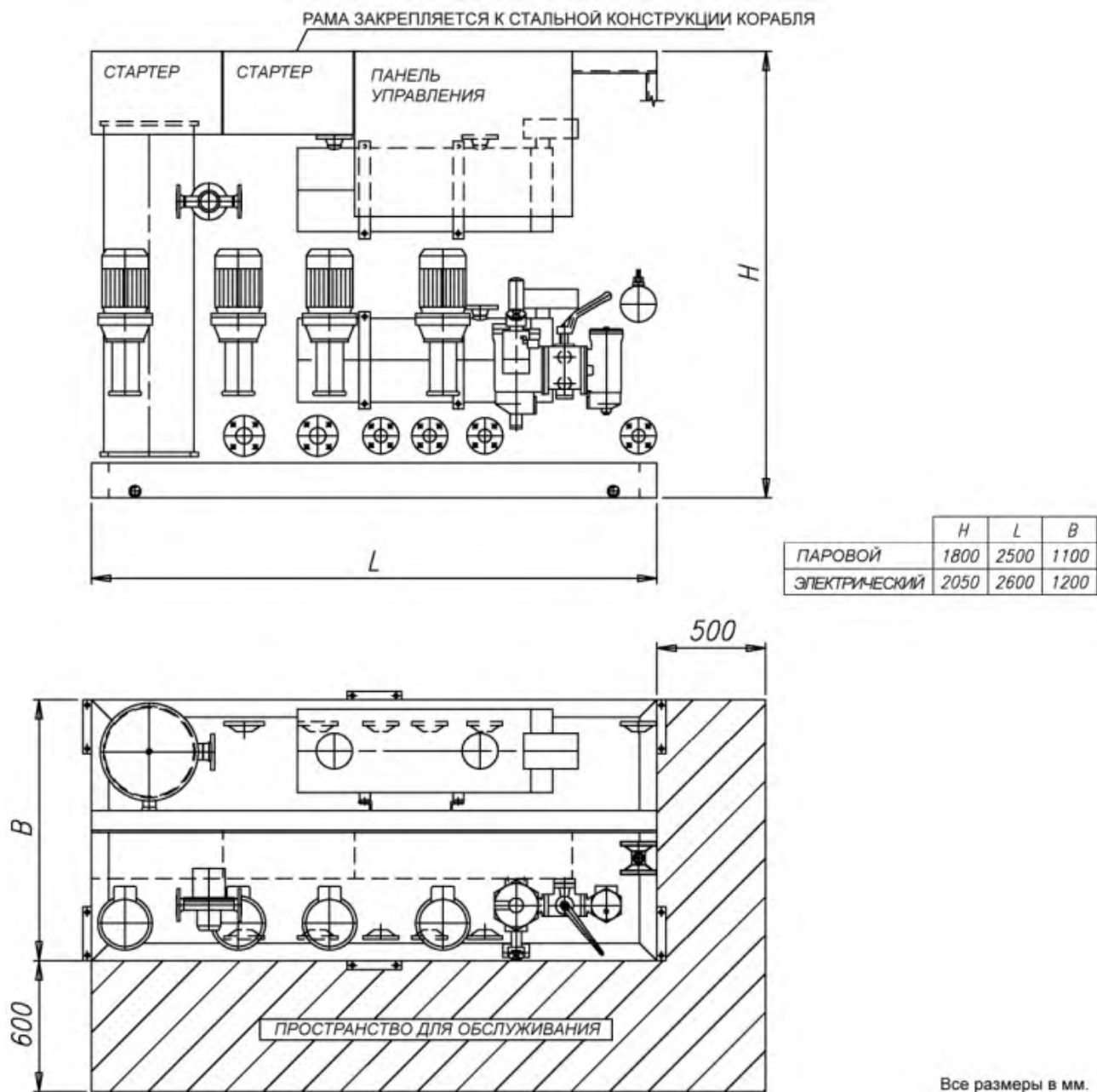


Рис. 5.2 Блок паливопідготовки.

Паливопідкачуючий насос, блок паливопідготовки

Паливопідкачуючий насос, підтримує тиск у системі подачі палива. В якості насоса, що підкачує, рекомендується використовувати гвинтовий насос. Продуктивність насоса має бути достатньою, щоб запобігти падінню тиску під час промивання автоматичного фільтра.

Фільтр на всмоктуванні з розміром комірки 0,5 мм повинен встановлюватися для захисту паливних насосів перед кожним насосом. З боку всмоктування насоса має бути позитивний статичний тиск величиною близько 30 кПа.

Клапан регулювання тиску, блок паливопідготовки

Клапан регулювання тиску в підкачувальному насосі/блоці паливопідготовки підтримує тиск у деаераційному танку, спрямовуючи надлишок потоку до всмоктуючої сторони паливопідкачуючого насосу.

Автоматичний фільтр, блок паливопідготовки

Рекомендується вибрати для обвідної лінії автоматичний фільтр з ручним фільтром очищенням у перепускній лінії. Автоматичний фільтр необхідно встановити перед підігрівачем, між підкачуючим насосом, і деаераційним танком. Фільтр обладнується нагрівальною сорочкою. Тим не менш, необхідно запобігти перегріванню (вище 100°C); при роботі на дизельному паливі має бути передбачена можливість відключення підігрівача.

Витратомір, блок паливопідготовки

Якщо потрібен витратомір, його слід встановити між підкачуючими насосами, і деаераційним танком. Якщо потрібно вимірювати витрати пального кожного окремого двигуна в установках з кількома двигунами, необхідно встановити два витратоміри на кожен двигун: один на лінію подачі та один на зворотну лінію кожного двигуна.

Необхідна наявність перепускної лінії навколо витратоміра, яка буде автоматично відкриватись при надмірному перепаді тиску.

Якщо на витратомірі встановлено попередній фільтр, рекомендується встановити пристрій, що сигналізує про високу різницю тиску на фільтрі.

Деаераційний танк, блок паливопідготовки

Танк має бути оснащений реле сигналу низького рівня палива та випускним клапаном. Якщо це можливо, витяжна труба відводиться вниз, наприклад до розширювального танка. Танк винен бути ізольований та обладнаний нагрівальним елементом. Обсяг танка має становити щонайменше 100 літрів.

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Циркуляційний насос, блок паливопідготовки

Призначення насоса – прокачувати паливо в системі та підтримувати необхідний тиск (визначений у розділі «Технічні дані») на ТНВД. Циркулюючи в системі, паливо зберігає правильне значення в'язкості, а також підтримує трубопроводи та ТНВД при робочій температурі.

Підігрівач, блок паливопідготовки

Підігрівач повинен бути здатний підтримувати в'язкість палива 14 сСт (паливо заданого сорту при заданій температурі видаткового танка) при максимальному споживанні палива, необхідні значення в'язкості на ТНВД наведено у розділі «Технічні дані». Тим не менше, при роботі на паливі високої в'язкості, температура палива на вході двигуна не має перевищувати 135°C.

Потужність підігрівача має контролюватись віскозиметром. Контрольна точка віскозиметра повинна бути дещо нижчою за потрібну в'язкість на ТНВД, щоб компенсувати теплові втрати у трубопроводах. Для резервного контролю в'язкості слід встановити термостат. Щоб уникнути крекінгу палива, температура поверхні нагрівача не повинна бути занадто високою. Кількість тепла, що передається, від поверхні не повинна перевищувати 1,5 Вт/см².

Віскозиметр, блок паливопідготовки

Підігрівач повинен контролюватись віскозиметром. Віскозиметр має бути сконструйований таким чином, щоб витримувати піки тиску, викликані ТНВД дизельного двигуна.

Блок насоса з фільтром

Якщо до одного блоку паливопідготовки підключено більше двох двигунів, перед кожним їх має бути встановлений циркуляційний насос. Циркуляційний насос та запобіжний фільтр можуть бути об'єднані блок насоса з фільтром.

При цьому запобіжний фільтр завжди потрібний.

В обвід насоса має бути передбачена перепускна лінія для забезпечення циркуляції палива через двигун у разі, коли насос зупинено. Діаметр труби між

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

фільтром та двигуном повинен бути таким же, як між блоком паливопідготовки та блоком насоса з фільтром.

Циркуляційний насос

Призначення циркуляційного насоса – забезпечення рівномірного прокачування палива через усі двигуни. При установці загального циркуляційного насоса для кількох двигунів потік палива буде поділятися відповідно до розподілу тиску в системі (який має тенденцію змінюватися з часом), а регулювальний клапан на двигуні має дуже полого криву тиску/потoku.

В установках, в яких дизельне паливо подається безпосередньо від танка MDF (1T06) циркуляційний насос, для захисту циркуляційного насоса повинен встановлюватися фільтр на всмоктуванні (1F07) із розміром осередку 0,5 мм. Допускається використання загального фільтра для циркуляційних насосів.

Запобіжний фільтр

Запобіжний фільтр це повнопроточний здвоєний фільтр із сітчастим сталевим фільтруючим елементом. Запобіжний фільтр обладнується нагрівальною сорочкою. Необхідно встановлювати запобіжний фільтр або блок насоса з фільтром як можна ближче до двигуна.

Переливний клапан, важке паливо

Якщо кілька двигунів підключені до одного і того ж блоку паливопідготовки, між лінією подачі палива та зворотною лінією потрібен переливний клапан. Переливний клапан обмежує максимальний тиск у лінії подачі, коли паливні лінії до паралельного двигуна закриті для технічного обслуговування.

Для переливного клапана необхідно встановити параметри, що забезпечують стабільний тиск у всьому робочому діапазоні.

Насос запального палива, MDF

Насос запального палива потрібен в установках, що працюють на паливі. Насос подає у двигун дизельне паливо для запальної системи. Попадання важкого палива в систему запального палива не допускається.

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Як циркуляційного рекомендується використовувати насос гвинтового типу. Для захисту кожного циркуляційного насоса повинен встановлюватися фільтр грубої очистки з розміром комірки 0,5 мм. З боку всмоктування насоса має бути забезпечений статичний тиск при бл. 30 кПа.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	22215,60
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,187
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	4500
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	28,00
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захарашення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливопідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	1,98
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливопідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,51
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жп}}$	0,05
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30

6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{\partial\partial\partial}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	1,19
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{\partial\partial\partial} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	20196,00
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_m = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_s}$	3,65
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_s	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_s}$	127,48
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	49,00
		приймаємо	49,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{ij \max}^{0,303}$	18,29
		приймаємо	35,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{ij \max} - 10)$	34,65
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{ij \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	1,30
	Кількість циліндрів	i	9,00
	Частота обертання, об/хв	n	750,00
	Коефіцієнт тактності	z	2,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм 3 + 0,218(d_r - 20) при $d_r > 20$ мм	3,00
		приймаємо	3,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D - 250) при $D > 250$ мм	0,51
		приймаємо	0,60
	Діаметр циліндра, мм	D	340,00
13	Кількість соплових отворів	$i_e = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_e = (3 \dots 4) \cdot d_e$	3,60

5.2 Система мащення

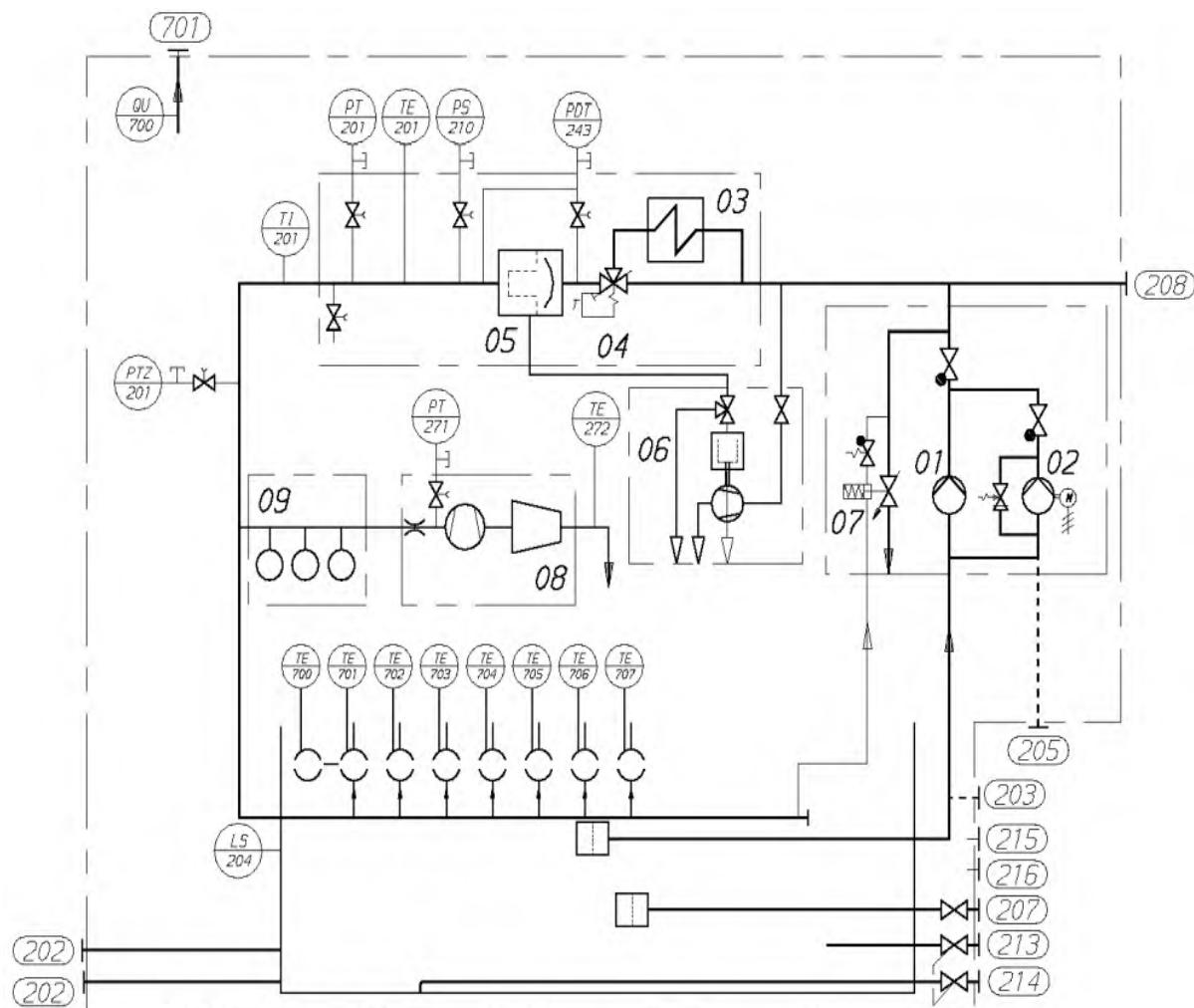


Рис. 5.3 система мащення

01- Головний насос мастильного масла, 02- Насос попередньої прокачки, 03- Холдильник мастильного масла, 04- Термостатний клапан, 05- Автоматичний фільтр, 06- Відцентровий фільтр, 07- Клапан регулювання тиску, 08- ГТН, 09- Змазка підшипників і циліндрової кришки.

Блок сепаратора

Кожен головний двигун повинен мати спеціальний сепаратор мастила, сепаратори мають бути налаштовані на безперервну сепарацію. Якщо установка призначена для роботи тільки на газовому/дизельному паливі, тоді може бути достатня періодична сепарація.

Допоміжні двигуни, що працюють на важкому паливі з макс. в'язкістю 380 сСт/50°C можуть мати загальний блок сепарації мастила. Два двигуни можуть мати загальний сепаратор. В установках з чотирма або більше двигунами повинні бути передбачені два блоку сепарації.

Сепаратори зазвичай постачаються як попередньо зібрані блоки.

Зазвичай блоки сепаратора мастила обладнані:

- Насосом із сітчастим фільтром та запобіжним клапаном.
- Підігрівачем
- Сепаратором
- Шафою управління

Також блок сепаратора мастила може бути обладнаний проміжним шламовим танком і шламовим насосом, що робить сепаратор зручнішим для встановлення, тому що ні необхідності розташовувати шламовий танк безпосередньо під сепаратором.

Подаючий сепаратора

Подаючий сепаратора, вибирається з розрахунку, щоб відповідати рекомендованій пропускній Можливості сепаратора. Зазвичай насос підбирається та поставляється до сепаратора виробником сепаратора.

При налаштуванні електродвигуна необхідно взяти до уваги найнижчу прогностичну температуру в масляному танку системи (після довгої зупинки).

Підігрівач сепаратора

Параметри підігрівача слід задати, виходячи з продуктивності насоса і температури у системному масляному танку. Коли двигун працює, температура в олійному танку системи, розташованому в днищі корабля, зазвичай становить 65 ... 75°C. Для того щоб зробити можливою сепарацію при зупиненому двигуні, потужність підігрівача повинна бути достатньою для підтримки необхідної температури без підведення тепла двигуна.

Рекомендована температура олії після підігрівача становить 95°C.

Температура поверхні підігрівача не повинна перевищувати 150°C, щоб уникнути перегріву олії.

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підігрівачі повинні бути оснащені запобіжними клапанами та зливальними трубами, що ведуть до танку витоку (таким чином, щоб можливі витoki могли бути виявлені).

Сепаратор

Переважно, щоб сепаратор був з контрольованим зливом з корпусу, щоб мінімізувати втрати мастила.

Шламовий танк

Шламовий танк повинен розташовуватися безпосередньо під сепараторами, або якомога ближче до сепараторів, крім випадків, коли він інтегрований до сепараторного блоку. Труба шламового танка має бути встановлена з постійним ухилом униз.

Танк відновлювального мастила

Якщо двигуни з мокрим картером, тоді перед сепарацією вміст піддону картера може стікати у цей танк.

Танк очищеного мастила

У цьому танку міститься відсепарована олія, готова до використання замість злитого для сепарації.

Сітчасті фільтри грубої очистки

Рекомендується встановити сітчасті фільтри перед кожним насосом, щоб захистити насос від ушкодження. Щоб мінімізувати втрати тиску, сітчастий фільтр та всмоктувальна труба повинні бути розраховані досить точно. Сітчастий фільтр завжди повинен бути обладнаний аварійною сигналізацією високого перепаду тиску.

Насос попереднього прокачування, резервний

Резервний насос мастила, як правило, гвинтового типу і повинен бути обладнаний перепускним клапаном.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	82,602
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	1796602,50
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,187
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	4500,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{M\theta} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	103,253
3	Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{M\eta} = K_c \frac{W_{M\theta}}{z}$	3,36
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $= 40 \dots 60$ - ВОД	40
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{M\eta}$	2,013
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{\theta} = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{M\eta}$	4,027
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	71,012
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{mc} = \frac{m \cdot V_{M\eta}}{t_c}$	1,26
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

5.3 Система охолодження

Якість води

Прісна вода у системі водяного охолодження двигуна повинна відповідати наступним вимогам:

Водневий показник (pH) хв. 6,5...8,5

Жорсткість макс. 10 °dH

Зміст хлоридів макс. 80 мг/л

Вміст сульфатів макс. 150 мг/л

Можна використовувати водопровідну воду гарної якості, але берегова прісна вода не завжди придатна. Рекомендується використовувати воду, отриману за допомогою бортової випарної установки.

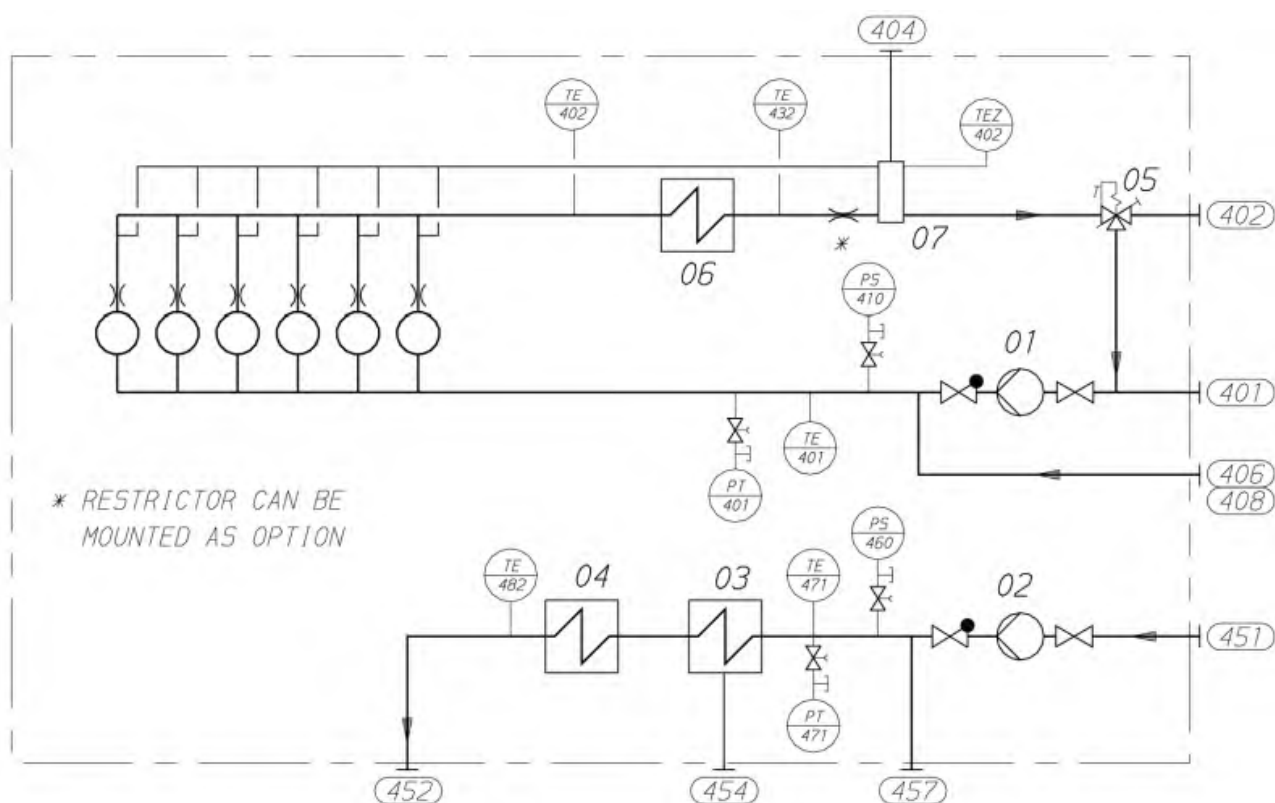


Рис. 5.4 Система охолодження

01- Насос охолоджуючої води, ВТ контур, 02- Насос охолоджуючої води, НТ контур, 03- Холодильник наддувочного повітря (НТ), 04- Холодиль-

ник мастильного масла, 05- термостатний клапан, ВТ контур, 06- Холодильник наддувного повітря (ВТ), 07- Адаптер.

Система водяного охолодження розділена на високотемпературний (ВТ) та низькотемпературний(НТ) контури. Вода ВТ контуру охолодження циркулює через сорочку охолодження, циліндрові кришки та 1-й ступінь холодильника наддувного повітря (якщо двигун обладнаний двоступінчастим повітряним холодильником). V-подібні двигуни обладнані двоступінчастими холодильниками наддувного повітря, а рядні двигуни одноступінчастими.

Двоступінчастий холодильник наддувного повітря забезпечує більш ефективну утилізацію тепла та підігрів холодного наддувного повітря.

Вода НТ контуру охолодження циркулює через холодильник наддувного повітря та масляний холодильник, що навішується на двигун.

Термостатні клапани регулюють температуру, що надходить від двигуна, спрямовуючи частину її назад до входу на насос охолодної води. Термостатний клапан ВТ контуру охолодження завжди монтується на двигуні, в той час як термостат НТ контуру охолодження може розташовуватися як на двигуні, так і поза ним. В установках з двигуном, що працює тільки на паливі морському дизельному паливі (MDF), можна встановити термостат НТ контуру у зовнішній системі охолодження і, таким чином, регулювати температуру води НТ контуру охолодження до двигуна.

Циркуляційні насоси з механічним приводом

Насоси охолоджуючої води ВТ та НТ контурів завжди працюють від механічного приводу. Насоси з механічним приводом розміщуються з вільної сторони двигуна.

Криві параметри насоса з механічним приводом показані на діаграмах. Номінальний тиск та потужність насоса описані у розділі «Технічні дані».

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

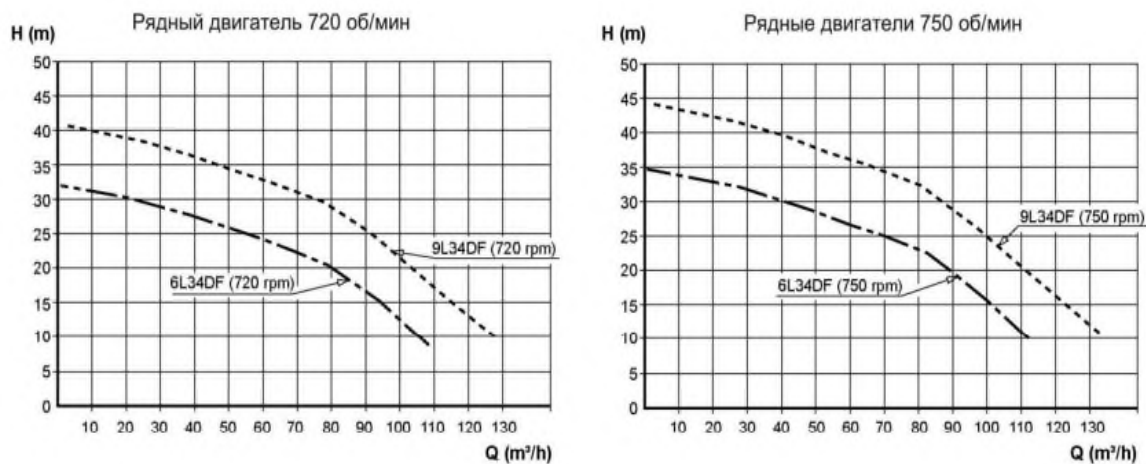


Рисунок 5.5 Насосні характеристики насосів ВТ та НТ контурів із приводом від двигуна

Насос заборотної води

Насоси заборотної води завжди встановлюються окремо від двигуна та мають електропривод.

Продуктивність насосів заборотної води визначається типом охолоджувачів та обсягом тепла, яке потрібно розсіяти.

Значні енергозбереження можуть бути отримані в більшості установок за допомогою регулятора частоти насоса заборотної води з електроприводом. Тим не менш, необхідно брати до уваги мінімальну швидкість потоку (засмічення) та максимальну температуру морської води (осадження солі).

Термостатний клапан, центральний холодильник

Якщо потрібно використовувати НТ насос із механічним приводом для охолодження зовнішнього обладнання, наприклад, редуктора або генератора, замість окремих клапанів на кожному двигун необхідний загальний НТ термостат у зовнішній системі. Загальний НТ термостат встановлюється за центральним холодильником та регулює температуру води до надходження в двигун та зовнішнє обладнання, частково спрямовуючи її в обхід центрального холодильника. Клапан може бути прямої дії або з електроприводом.

Двигуни, що працюють на важкому паливі, повинні мати окремі НТ термостати. У таких випадках для обладнання зовнішнього контуру потрібен окремий насос, та уставка клапана може бути, за потреби, нижче, ніж 38°C.

Термостат наддувного повітря

Температура наддувного повітря підтримується на певному рівні за допомогою термостат з електроприводом, встановленого в зовнішньому НТ контурі. Термостат регулює потік охолоджуючої води через НТ ступінь холодильника наддувного повітря відповідно з температурою, що вимірюється у впускному колекторі.

Температура наддувного повітря регулюється в залежності від навантаження двигуна.

Термостатний клапан утилізації тепла

Термостат, встановлений після системи утилізації тепла, регулює максимальну температуру води, яка змішується з водою ВТ-контур, що виходить з двигуна, насосом ВТ-контур. Термостат може бути самопривідним або електроприводом.

Уставка термостату зазвичай близько 75 °C.

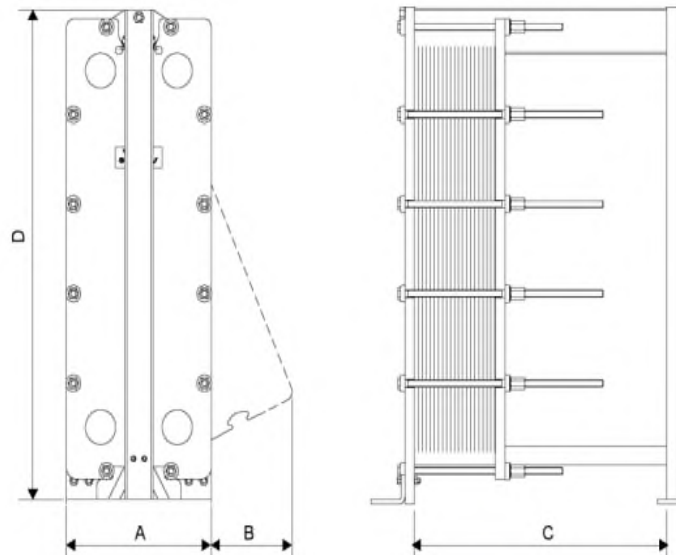
Холодильники іншого обладнання та холодильники дизельного палива

Циркуляційний насос НТ контуру з механічним приводом може здійснювати подачу охолодної води до одного або двох невеликих холодильників, встановлених паралельно с двигуном, наприклад, холодильник дизельного палива або холодильник редуктора. Це єдиний спосіб для двигунів, що працюють на дизельному паливі, тому що термостат НТ контуру не може бути встановлений на двигун для контролю температури після двигуна. Для об'ємніших потоків потрібні окремі циркуляційні насоси.

Дані для проектування для холодильника MDF див. у розділі «Паливна система»

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						88
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Центральний холодильник прісної води



Число цилиндров	A (мм)	B (мм)	C (мм)	D (мм)	Вес (кг)
6	720	425	700	2150	1200
9	720	425	700	2150	1230
12	720	425	700	2150	1250
16	720	425	950	2150	1310

Рис. 5.6 Основні габаритні розміри центрального холодильника

Як альтернатива центральним холодильникам пластинкового або трубчастого типу може бути встановлений кінгстон холодильник. Принцип кінгстонного охолодження дуже простий. Охолодна вода пропускається через пучок U-подібних труб поміщених у кінгстонну коробку, забезпечену впускним та випускним отворами. Ефект охолодження досягається за допомогою природної циркуляції навколишньої води. Забортна вода нагрівається і піднімається вгору під дією своєї меншої щільності, викликаючи таким чином, природний висхідний потік циркуляції, що усуває тепло.

Кінгстонне охолодження має ту перевагу, що знімає необхідність у системі заборотної води, а також кінгстонні холодильники менш чутливі до забруднення, а тому добре підходять для роботи в каламутній воді або на мілководді.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{\text{вк}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{c_{\text{не}} \cdot \rho_{\text{не}} \cdot \Delta t_{\text{е}}}$	128,635
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{не}}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{\text{не}}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_{\text{е}} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{\text{вк}} = \alpha_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}} \cdot Q_{\text{нр}}$	5389807,50
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_{\text{е}}$	0,187
	Номинальна потужність двигуна, кВт	$N_{\text{е}}$	4500,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\text{е}} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згорання палива, кДж/кг	$Q_{\text{нр}}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{\text{вк}} = 0,272 \frac{W_{\text{вк}} \cdot H \cdot \rho_{\text{не}}}{\eta}$	18,661
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{\text{вк}}}{k \cdot \Delta t}$	26,95
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{\text{нз}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{c_{\text{зв}} \cdot \rho_{\text{зв}} \cdot \Delta t_{\text{зв}}}$	159,320
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{зв}}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{\text{зв}}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{\text{зв}} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{\text{рб}} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_{\text{е}}}{1000}$	0,675

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

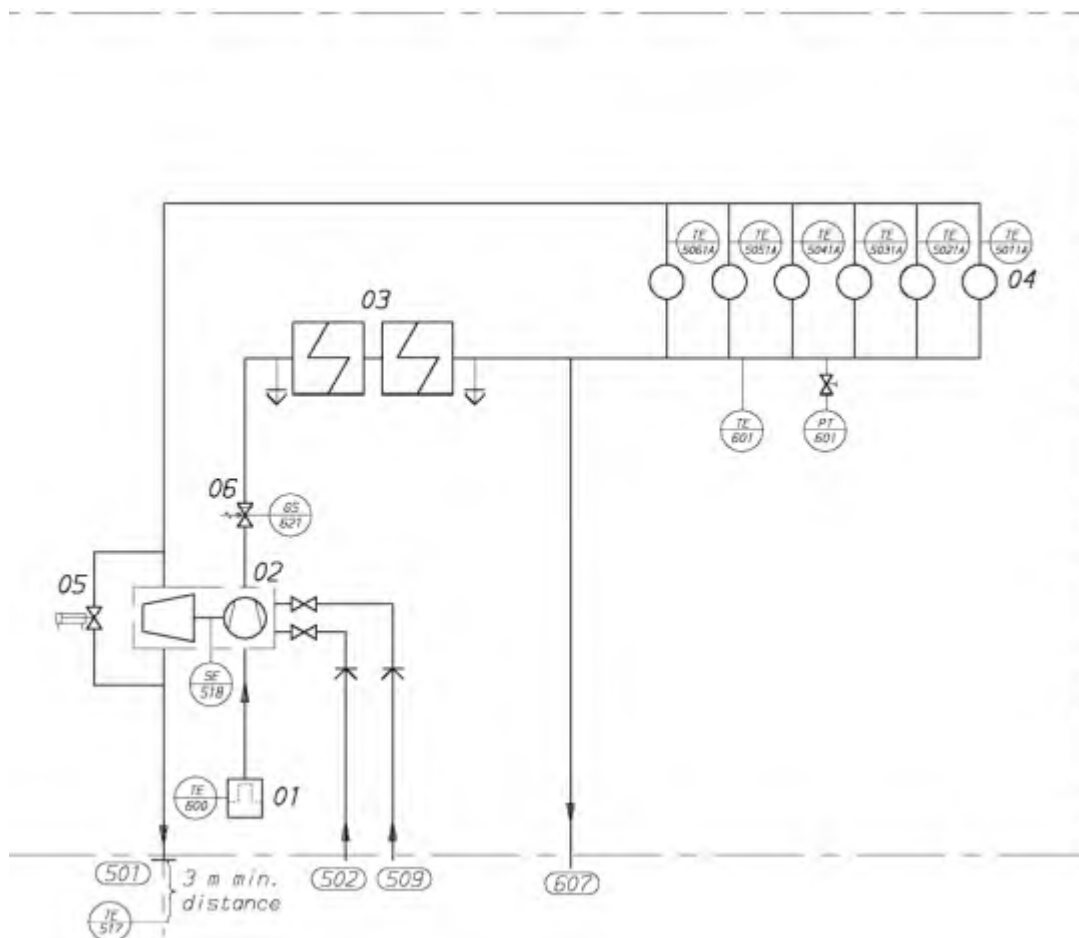


Рис. 5.7 Система повітропостачання

01-Повітряний фільтр, 02- ГТН, 03- Холодильник наддувного повітря
04- Циліндр, 05- Клапан скидування наддувного повітря, 06- Клапан відсічки наддувного повітря

Для підтримки прийнятних умов роботи двигунів та забезпечення безперебійної роботи обладнання, слід приділяти увагу вентиляції машинного відділення та подачі повітря згоряння.

Повітрозабірники машинного відділення повинні бути розташовані та спроектовані так, щоб у повітроводи та машинне відділення не потрапляли забортна вода, дощова вода, пил та вихлопний газ. Мінімальні вимоги щодо вентиляції машинного відділення та більш докладна інформація міститься у відповідних стандартах та в «Концепції безпеки двопаливних двигунів».

Вентиляція машинного відділення повинна проводитись окремими вентиляторами. Переважно, щоб ці вентилятори були обладнані двошвидкісними електромоторами (або двигунами з регульованою частотою обертання). Тоді можна буде знижувати рівень вентиляції залежно від температури навколишнього повітря та виділення тепла у машинному відділенні, наприклад, під час ремонту головного двигуна, коли він не розігрітий і, таким чином, не нагріває машинне відділення

Зазвичай повітря згоряння виводиться із машинного відділення через фільтр на ГТН. Це знижує ризик при роботі за низьких температур, а також подачі забрудненого повітря. Цілковито неприпустимо, щоб повітря згоряння містило забортну воду, пил, випаровування тощо.

За нормальних умов експлуатації температура повітря, що надходить у ГТН, повинна підтримуватись в межах між 15°C та 35°C. Короткостроково допустима максимальна температура 45 °C. Витрата повітря згоряння вказано у розділі "Технічні дані".

На установках з кількома двигунами бажано, щоб кожен головний двигун мав свій вентилятор для повітря згоряння. Таким чином, подача повітря може-регулюватися залежно від кількості працюючих двигунів.

Повітря згоряння має надходити по спеціальному повітроводу, розташованому біля ГТН і направленому на повітрязабірник ГТН. Випускний отвір повітроводу має бути обладнано стулкою для регулювання напрямку та кількості повітря. Інші споживачі повітря згоряння, наприклад, інші двигуни, газові турбіни та бойлери, повинні також обслуговуватись відповідними повітроводами повітря згоряння.

У разі потреби повітропровід повітря згоряння може бути під'єднаний безпосередньо до ГТН за допомогою гнучкого сполучного шлангу. До такого пристосування в повітроводі повинен бути встановлений зовнішній фільтр для захисту ГТН та запобігання засмічення холодильника наддувного повітря. Максимальний дозволений перепад тиску у повітроводі – 1,5 кПа.

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						92
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Повітропровід повинен бути оснащений перекидною стулкою, що плавно перемикається, з тим, щоб забирати повітря з машинного відділення або зовні, залежно від навантаження двигуна та температури повітря.

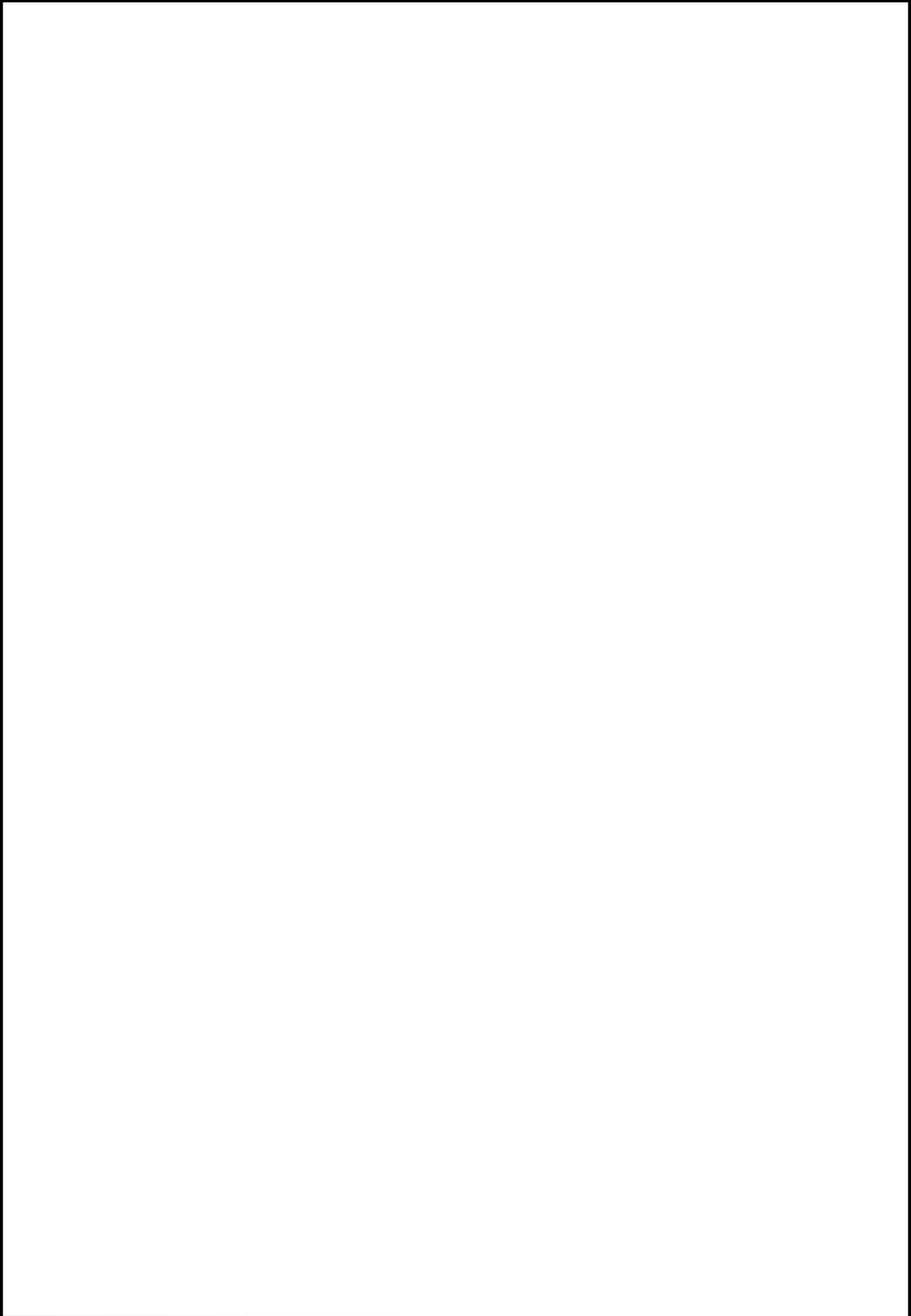
Для холодних умов необхідно налагодити підігрів припливного повітря. Вентилятор повітря згоряння зупинено під час запуску двигуна, та необхідне повітря згоряння надходить із машинного відділення. Після запуску двигуна подача вентиляційного повітря, повітря згоряння або поєднання того й іншого повинна підтримувати мінімальну необхідну температуру повітря згоряння. У тих випадках, коли повітря, що всмоктується, холодне, потік повітря, що подається за допомогою вентилятора повітря згоряння, повинен бути спрямований від двигуна, щоб повітря могло прогріватися в машинному відділенні.

Відсічний клапан наддувного повітря (опціон)

У установках, в яких повітря згоряння може містити горючий газ або пару, двигун може бути обладнаний відсічним клапаном зарядного повітря. Це обов'язково там, де можливо всмоктування двигуном пального газу чи диму.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{ez} \cdot p_2}$	0,679
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,153
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,187
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	4500,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
2	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	0,930



					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						94
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.2227ст.07.06.ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент		Тюха. Б.В.				Літ.			Аркуш		Аркушів	
									95		5	
Керівник		Проскурін А.Ю.				ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 9 ЧН 34/40			НУК ім. адмірала Макарова			

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ

Вступ

Вже давно пройшли часи коли людина використовувала елементарні засоби праці, коли працівник був лише дешевою робочою силою без прав. Ще в двадцятому столітті технічний прогрес набув обертів і тепер прямує великими кроками. Нові відкриття, дослідження, їх застосування – реалії нашого часу.

Разом з технічною революцією змінилось і ставлення до працівників. Тепер це важливий елемент виробництва. Працівник став захищеним законом від свавілля і порушення його прав. Люди, що приймаються на роботу люди повинні бути ознайомлені із умовами роботи, правами й обов'язками, що вони повинні виконувати.

Ряд виробничих факторів у процесі виробництва впливають на фізичний, психологічний та соціальний стан працівника.

При цьому на фізичний стан в першу чергу впливає среда роботи, тобто, робоче місце, його освітлення, чистота, предмети з якими контактує працівник. Нестача одних факторів, або надлишок інших може значно впливати на фізичний стан працівника.

Оскільки робота – засіб утвердження в суспільстві, то на психологічний стан в першу чергу впливає сам предмет праці, чи відповідають умови праці вимогам працівника, чи задовольняє потреби заробітна плата... Зміст праці повинен відповідати внутрішнім потребам працівника.

Соціальний аспект умов праці визначений організацією праці та її характером. Вони включають в собі такі чинники, як ритм роботи, її одноманітність, повторюваність, працю вночі тощо. При зростаючій швидкості і складності виробничих процесів збільшується робоче навантаження на кожного працюючого. Саме це навантаження обумовлює необхідність скорочення тривалості робочого часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля працівника поза його робочим місцем.

					ВБР.142.2227см.07.06.ПЗ	Аркуш
						96
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Під охороною праці розуміється сукупність заходів щодо створення безпо- середньо в процесі роботи нормальних і безпечних технічних і санітарно— гігієнічних умов для всіх працюючих. Основним законом, що гарантує право громадян на безпечні та нешкідливі умови праці, є Конституція України. В ст. 43 записано: „Кожен має право на працю, що включає можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає, або на яку вільно погоджується”,

„Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну пла- ту, не нижчу від визначеної законом”,. Кожен, хто працює, має право на відпо- чинок (ст. 45 Конституції України). Та ще ряд положень і законів, що регламен- тують умови праці, права та обов’язки сторін.

Охорона праці пов'язана з різними галузями науки, такими, як медицина, токсикологія, фізіологія, біологія, біохімія, хімія, механіка, електротехніка, фі- зика, психологія, епідеміологія, правознавство, а в останні десятиріччя з'явилась нова наука — ергономіка, що вивчає методи взаємодії техніки і людей. Тради- ційно вважалось, що людина повинна пристосуватись до роботи. Використову- вався навіть термін «адаптація на робочому місці». Ергономіка розробляє до- сить ефективні заходи щодо адаптації праці до людини, внаслідок чого праців- ник ставиться у можливо найсприятливіші умови по виконанню функціональ- них завдань.

Можлива небезпека при експлуатації або виготовленні двигуна

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг тех- ніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки . Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ве- дення всіх робіт.

					ВБР.142.2227см.07.06.ПЗ	Аркуш
						97
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічно- го обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і при- водити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

Необхідні міри для уникнення небезпеки при обслуговуванні та експлуатації двигуна

Перед початком роботи потрібно:

- упорядкувати свій одяг;
- перевірити інструменти та прилади на справність;
- переконатись що нічого не заважає роботі;
- переконатися в тому, що робоче місце достатньо освітлене і світло, не буде сліпити очі;
- переконатись в достатній вентиляції приміщення в якому робиться обслуговування.

Під час роботи потрібно:

- треба помити двигун, агрегати та деталі, які потребують ремонту;
- бути уважним і виконувати тільки визначену роботу;
- звертати увагу на звукові або світлові сигнали; Після закінчення роботи треба:
- прибрати за собою місце;
- витерти інструмент від забруднень;

- покласти все на свої місця;

Вимоги безпеки в аварійних випадках:

- при роботі з електроінструментом, у випадку, якщо відсутнє заземлення, пошкоджена ізоляція, іскріння, перегрів, негайно відключити інструмент від мережі;
- при попаданні етильованого бензину на руки чи шкіру тіла обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;

пролитий етильований бензин негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

					ВБР.142.2227см.07.06.ПЗ	Аркуш
						99
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

В даній роботі розглянуто двигун типу 9ЧН 34/40 та можливий варіант модернізації турбокомпресору, який встановлено на судні.

Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу і розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В 4 розділі було розраховано та спроектовано Турбокомпресор. Запропонований компресор має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун досить сучасний і автоматизований.

В розділі «Охорона праці» були розглянуті основні небезпечні ситуації при виробленні двигуна і його експлуатації і приведені відповідні інструкції для уникнення небезпечних ситуацій.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, насос, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 9ЧН 34/40.

					ВБР.142.2227ст.07.ПЗ	Аркуш
						100
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. **Возницкий И.В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
2. **Возницкий И.В., Пунда А.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. **Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А.** Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
4. ДВУХТОПЛИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ WÄRTSILÄ 34DF ПРОЕКТНОЕ РУКОВОДСТВО
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. **Кузьменко В.К.** Охрана труда в судостроении. – Л.: Судостроение, 1990. – 250 с.
9. **Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н.** Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.