

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 допоміжного двигуна
типу 6ЧН 23/30 (MAN 6L23/30)

(Design of the marine auxiliary engine 6ЧН 23/30 (MAN 6L23/30))

Виконав

Панкевич С.С.

підпис

Керівник

Проскурін А.Ю.

підпис

2022

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 допоміжного двигуна типу 6ЧН 23/30 (MAN 6L23/30)»

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

Виконавець: студент групи 2227ст Панкевич Станіслав Сергійович

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 и 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 960 кВт та 900 об/хв.

В якості базового був обраний двигун 6ЧН 23/30, який виробляється фірмою MAN B&W. 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 83 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

					ВБР.142.2227ст.04.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вступ.....	4
1. Опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН 23/30.....	6
2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 23/30	21
2.1 Вимоги до проектуваного двигуна.....	22
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	23
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	24
2.4 Результати теплового розрахунку	26
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	33
3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ЧН 23/30.....	36
4. Проект агрегату наддува двигуна типу 6ЧН 23/30.....	45
5. Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН 23/30	58
5.1 Паливна система.....	59
5.2 Система змащення.....	64
5.3 Система охолодження.....	70
5.4 Система пуску стисненим повітрям.....	73
6. Охорона праці.....	77
Висновок.....	82
Список використаної літератури.....	83

					ВБР.142.2227ст.04.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Панкевич С.С.				Зміст		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								3	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 упрі-

					ВБР.142.2227ст.04.ПЗ	Аркуш
						4
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 6ЧН 23/30.

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.04.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.2227ст.04.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Панкевич С.С.				Опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН 23/30		Літ.	Аркуш	Аркушів
								6	15
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 6ЧН 23/30

Двигуни модельного ряду 23/30 були виведені фірмою МАН на ринок в 1995 році на додаток до вже популярної серії L23/30H і L28/32H.

Дана серія була задумана як двигуни нового покоління, що працюють на важких паливах до 380 сСт при 50°C, у діапазоні частот обертання 850...950 хв⁻¹. Основне призначення двигунів – робота в складі дизель-генераторів.

Модельний ряд охоплює двигуни в 6, й 8 циліндровому виконанні, що перекривають діапазон потужностей від 960 кВт до 1280 кВт.

Загальне компонування двигуна показане на рис. 1.1, а його технічні характеристики наведені в таблиці 1.1.

Головна проблема при створенні високооборотних двигунів здатних працювати на високов'язкому паливі, це більша затримка самозапалювання, що пояснюється відносно невеликим вмістом у таких паливах летучих вуглеводневих фракцій. При розробці L23/30 використовувалося відразу кілька підходів що дозволяють домогтися якісного сумішоутворення й згоряння важкого палива в циліндрах двигуна, навіть при роботі на режимах низьких навантажень не дивлячись на обмежені розміри камери згоряння. До числа такого роду нововведень відноситься підвищення тиску упорскування палива до 150 МПа, більш високий тиск відкриття форсунки, використання розпилювачів із меншим прохідним перетином отворів, підвищення ступеня стиску до 13,5, збільшення максимального тиску згоряння до 13,5 МПа.

Крім того, головка циліндра була спроектована таким чином, щоб максимально турбулізувати потік повітря в циліндрі для більш якісного перемішування його із паливом. Для цього впускні колектора були виконані як одне ціле з головкою циліндра й з'єднані з підклапанним простором спеціально відпрофільованими каналами.

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

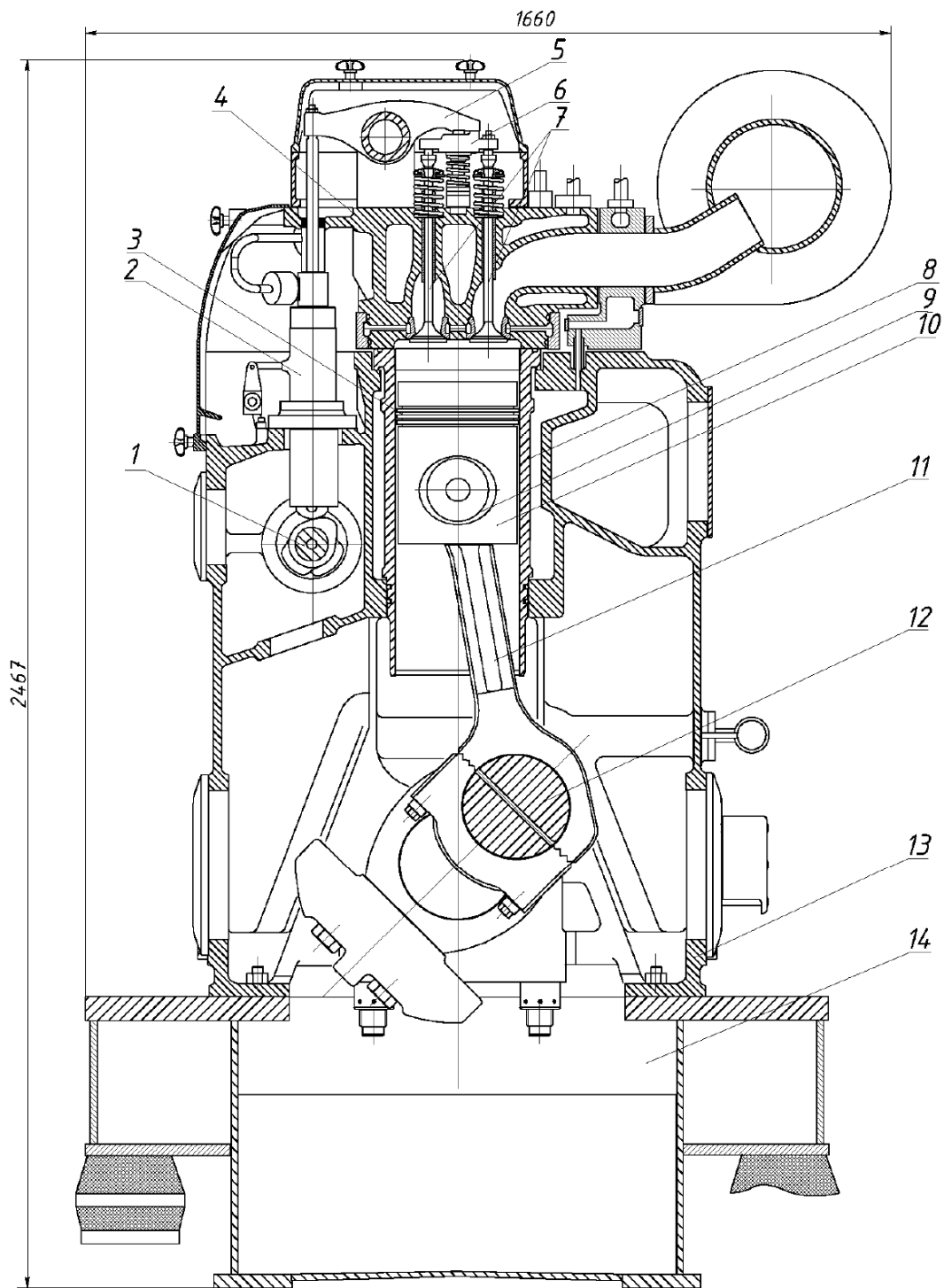


Рисунок 1.1 – Загальне компонування суднового чотиритактного високооборотно-го двигуна 6CH23/30: 1 – розподільний вал привода клапанів та ПНВТ; 2 – ПНВТ; 3 – поршневі кільця; 4 – кришка циліндра; 5 – коромисло; 6 – штанга штовхача випускного клапана; 7 – випускний клапан; 8 – гільза циліндра; 9 – поршковий палець; 10 – поршень; 11 – шатун; 12 – колінчатий вал; 13 – картер; 14 – кришка картера

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ

Аркуш

8

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики двигуна 6ЧН23/30

Параметр	Од. вим.	Значення
Діаметр циліндра	см	23
Хід поршня	см	30
Частота обертання	хв ⁻¹	900
Ступінь стиску	—	13,5
Максимальний тиск циклу	МПа	13,5
Циліндрова потужність	кВт	160
Питома витрата палива	г/(кВт×год)	195
Середній ефективний тиск	МПа	1,71
Середня швидкість поршня	м/с	9,6
Витрата масла	г/(кВт×год)	1,00

Кардинальний переробці був підданий кістяк двигуна: всі елементи, масляні й водяні насоси, охолоджувачі повітря, фільтри, пристрої безпеки й регулятор розмішені в спеціальній коробці в передній частині двигуна, що забезпечує простоту доступу при технічному обслуговуванні й ремонті.

Всі канали, виконані у вигляді свердлінь у блоці. Такі зміни конструкції дозволили на 40% скоротити загальну кількість вузлів, у порівнянні із двигунами більш ранніх конструкцій. Всі допоміжні агрегати, розташовані в коробці можуть бути замінені без розбирання з'єднань трубопроводів, тому що мають рознімання по типові штекерних (clip-on/clip-off).

Фундаментна рама. Двигун і генератор установлені на жорсткій підмоторній рамі. Підмоторна рама використовується як маслосбірник двигуна. Генератор розглядається як спільна частина конструкції двигуна. Дизель-генератор встановлюється на амортизатори з гумовими елементами під фундаментною рамою.

Станина двигуна. Висока жорсткість чавунного кістяка двигуна досягається тим, що всі деталі є під впливом стискального зусилля анкерних зв'язків. Рама двигуна спроектована таким чином, щоб найбільше оптимально розподі-

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лити потік зусиль від головки циліндра до колінчатого вала, і звести до мінімуму передачу вібрацій на зовнішні поверхні двигуна (рис. 1.2).

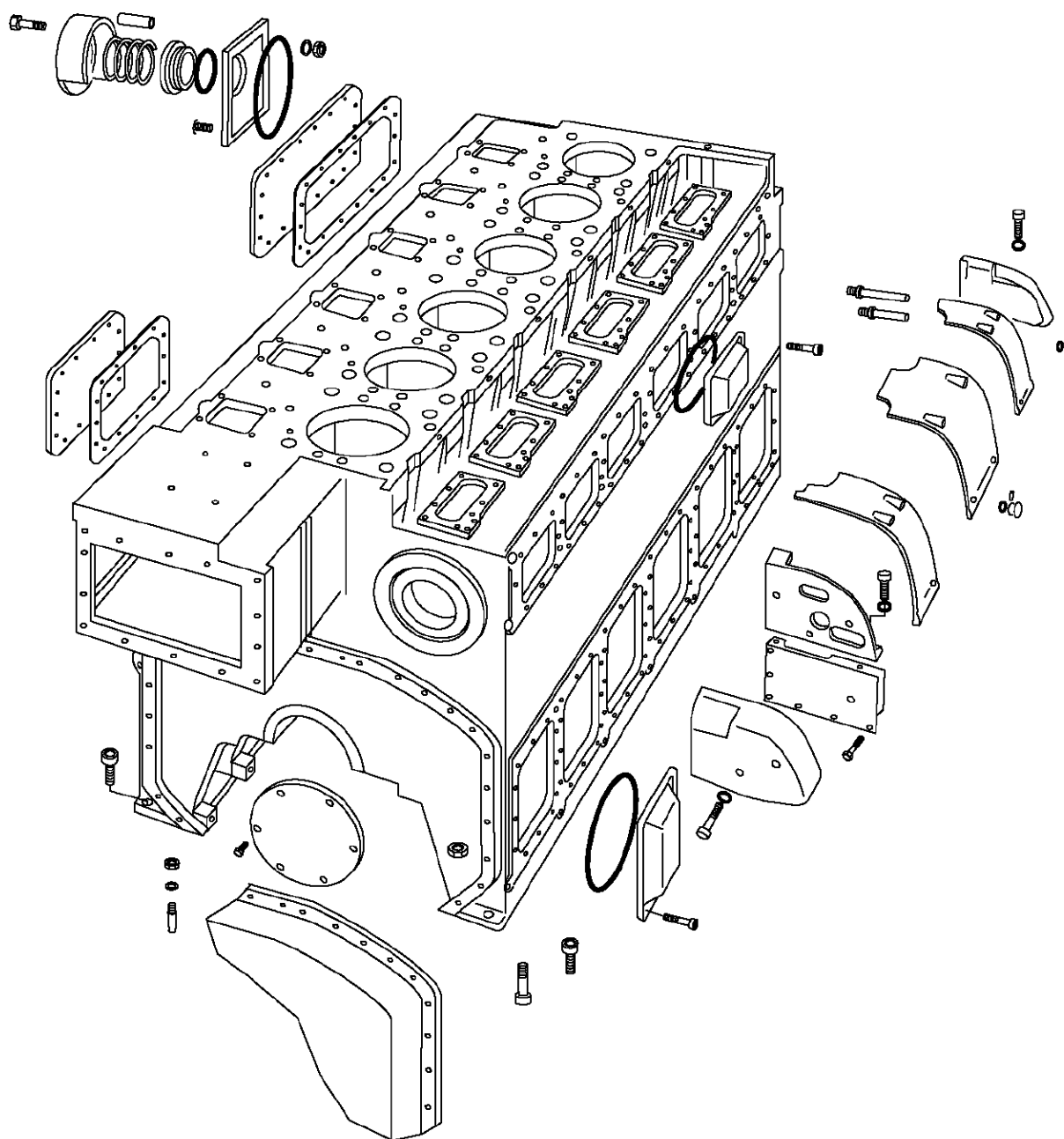


Рисунок 1.2 – Станина двигуна

Два кулачкових вали розташовані в кістяку: кулачковий вал для привода клапанів газорозподілу встановлений з боку випускного колектора й максимально піднятий, для скорочення довжини і як наслідок маси деталей приводу. Із протилежної сторони розташований вал приводу паливних насосів. Кришки по обидва боки кістяка забезпечують доступ до механізмів приводу клапанів і

ПНВТ, деякі із кришок обладнуються запобіжними клапанами для скидання тиску в картері (наприклад, у випадку перегріву підшипників). У крістку двигуна відсутні будь які водяні канали.

Двигун спроектований так, щоб мінімізувати випромінювання шуму, внутрішня рама, поглинає вібрації від роботи механізмів, а зовнішня рама, являє собою жорстку оболонку з мінімальною вібрацією. Корінні підшипники колінчастого валу підвісного типу розташовані в нижній частині проміжної рами й кришках підшипників підвішених на анкерних шпильках. Кришки постачені бічними напрямними й додатково стягнуті шпильками з гідравлічно ущільненими гайками.

Колінчастий вал і рамові підшипники. Цільнокутий колінчастий вал підвішений у підвісних підшипниках. Рамові підшипники триметалічного типу, покриті припрацьовочним шаром. Для досягнення прийняттого рівня тиску в підшипниках і вібрації колінчастий вал обладнаний противагами, які закріплені до колінчастого валу на шпильках (рис. 1.3).

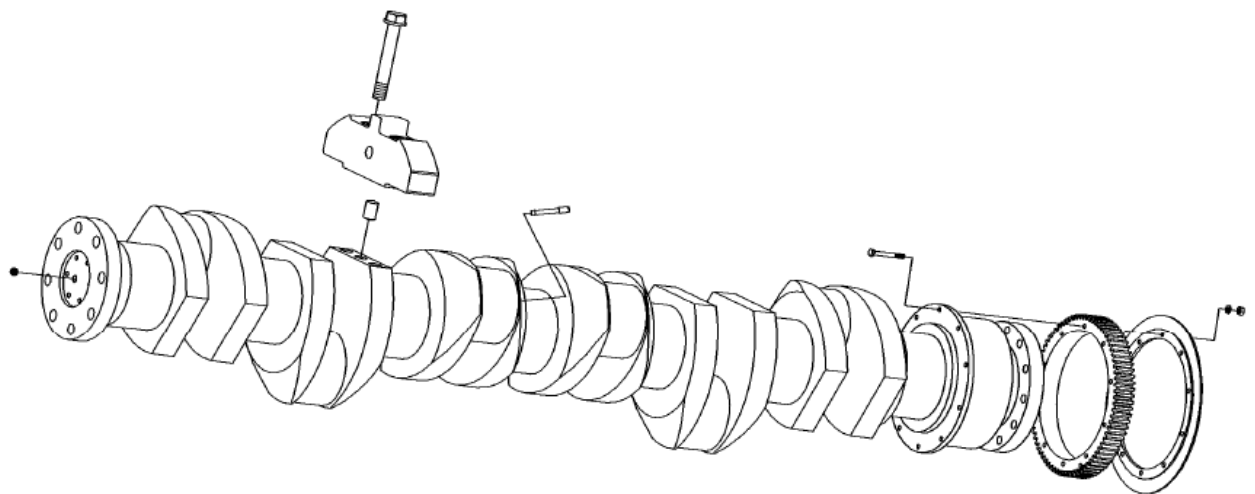


Рисунок 1.3 – Колінчастий вал

З боку маховика колінчастий вал обладнаний розбірним зубчастим колесом, що через дві проміжні шестірні приводить розподільні вали.

Тут же також установлений фланець для приєднання генератора. На передньому торці двигуна є зубчасте колесо для приводу масляного й водяного насосів.

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

Масло в рамові підшипники подається по свердліннях у кістяку двигуна. З рамових підшипників масло проходить по свердліннях у колінчатому валу до мотильових підшипників, а відтіля через канали в шатунах на змащення поршневих пальців й охолодження поршнів.

Демпфер вібрації. Демпфер вібрації встановлений на колінчатому валу для обмеження крутильних коливань. Демпфер складається з первинної й вторинної частин. Між ними розташовані групи пакетів циліндричних пружин, які затиснуті по зовнішніх кінцях.

Ці пружинні пакети утворюють разом з первинними й вторинними деталями камери, які заповнені маслом. Якщо зовнішня деталь вібрує стосовно внутрішньої деталі, ці циліндричні пружини вигинаються й нагнітають масло з однієї камери в іншу, загальмовуючи відносний рух цих двох деталей й у такий спосіб демпфіруючи крутильні коливання. Для захисту циліндричних пружин від перевантаження їхнє відхилення обмежується буферами.

Пружність визначається ретельним вибором циліндричних пружин, а коефіцієнт демпфірування зазором між первинними й вторинними деталями.

Поршень. Поршень, охолоджуваний маслом, складеного типу, має спідницю, виготовлену з кулястого чавуну, і головку, виготовлену з кованої сталі, стійкої до деформації. На поршні встановлені два компресійних й одне маслосліз'ємне кільця в загартованих поршневих канавках (рис. 1.4).

Завдяки використанню компресійних кілець із різними бочкоподібними перетинами й хромованими робочими поверхнями, комплект поршневих кілець оптимізоване для забезпечення максимальної щільності й мінімального зношування.

У головці й у зоні поршневих кілець поршня розташована порожнина охолоджувального масла. Теплопередача й, отже, охолодження засновані на ефекті збовтування, що виникає при русі поршня. Як охолоджувальне масло використовується масло системи змащення двигуна.

Масло подається в порожнину охолоджувального масла через розпилюючий отвір у середині шатуна до середини денця поршня. Масло зливається з

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

порожнини охолоджувального масла через канали, розташовані діаметрально до вхідних каналів.

Поршневий палець плаваючого типу втримується в осьовому напрямку двома стопорними кільцями.

Шатун. Шатун кутий. Його мотильова головка з косим роз'єднанням. Шатун і поршень демонтуються разом із втулкою циліндра, у такий спосіб забезпечуючи великий діаметр підшипника й низький питомий тиск на нього (рис. 1.4).

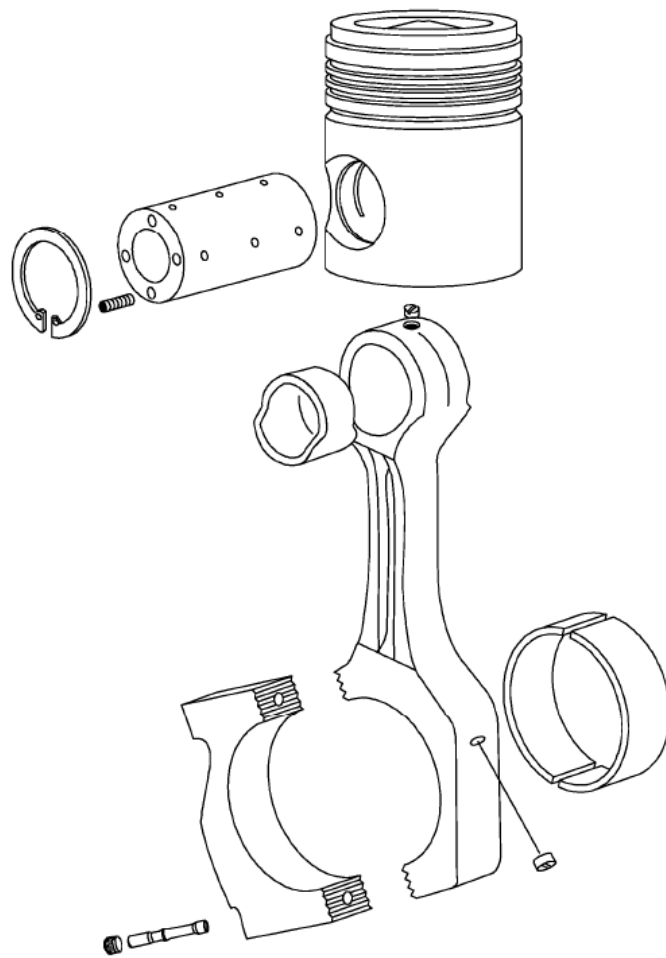


Рисунок 1.4 – Поршень, шатун і поршневий палець

Шатун має канали для подачі масла з мотильової головки у верхню. Мотильовий підшипник біметалічного типу, покритий припрацьовочним шаром. Вкладиші підшипника є прецизійними й не вимагають при установці шабрування або якого-небудь припасування.

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підшипник верхньої головки – біметалічного типу запресований у шатун. Втулка має внутрішню кругову канавку, а також кишеню для розподілу масла по самій втулці й для підведення масла до втулок пальця.

Кришка циліндра. Кришка циліндра є сталевим виливком. Вона має товстостінне днище з каналами охолодження (рис. 1.5).

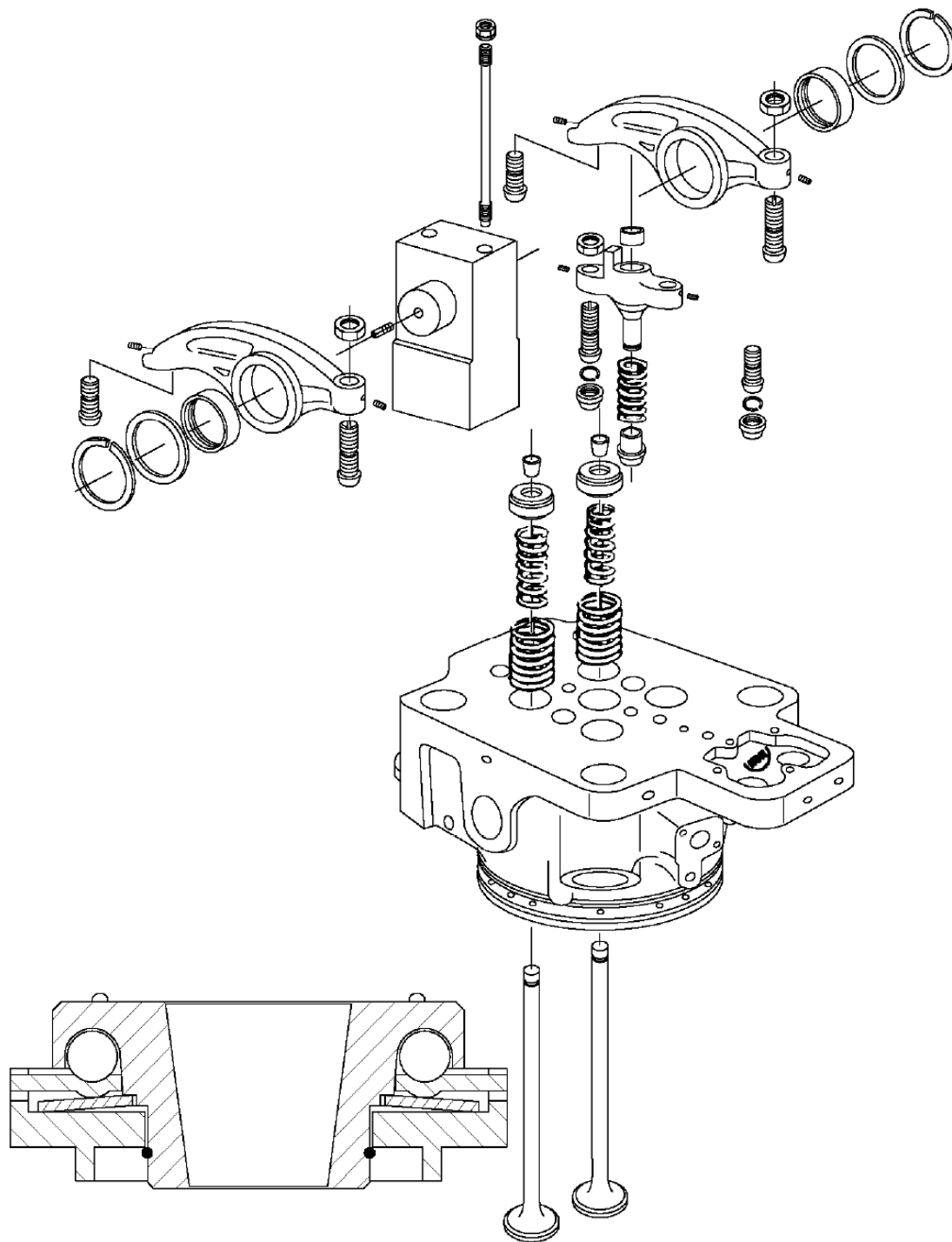


Рисунок 1.5 – Кришка циліндра та ротокап

Уздовж осі циліндра в кришці є отвір для форсунки, а по периферії – отвори для чотирьох клапанів з перехресним потоком, що забезпечує високий коефіцієнт наповнення циліндра. Інтенсивне водяне охолодження в області кінчика сопла дозволило відмовитися від безпосереднього охолодження форсунки. Канали підведення наддувочного повітря повернуті на 20° до осі клапана, що забезпечує закручування повітря на вході в циліндр.

Кришка циліндра кріпиться за допомогою чотирьох гайок і чотирьох шпильок, укручених у станину двигуна. Гайки затягуються за допомогою гідромократів.

Зверху на кришці циліндра закріплена кришка (кожух). Вона має дві основні функції: забезпечення герметичності клапанної коробки й зменшення випромінювання шуму.

Напрямні клапанів є ідентичними й тому взаємозамінні.

Втулка циліндра. Втулка циліндра відлита зі спеціального чавуну й установлена в розточенні кістяка двигуна. Втулка притиснута кришкою циліндра й лежить своїм фланцем на водяній сорочці (рис. 1.6).

Втулка має можливість вільного подовження при нагріванні під час роботи двигуна. Втулка фланцевого типу й висота фланця є однаковою з областю охолоджуваною водою, що дозволяє забезпечити рівномірний розподіл температури по всій поверхні втулки. Нижня частина втулки неохолоджувана для забезпечення достатнього запасу від холодної корозії. В області картера відсутня охолоджуюча вода.

Ущільнення між втулкою й кришкою складається зі сталевого кільця.

Водяна (охолоджуюча) сорочка. Основне призначення полягає в тому, що вона поєднує в собі водяну сорочку та фланець кріплення.

Водяна сорочка прикріплюється до кришки циліндра п'ятьма болтами. Це забезпечує вільний доступ зверху, і дозволяють зробити демонтаж кришки циліндра разом з водяною сорочкою.

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

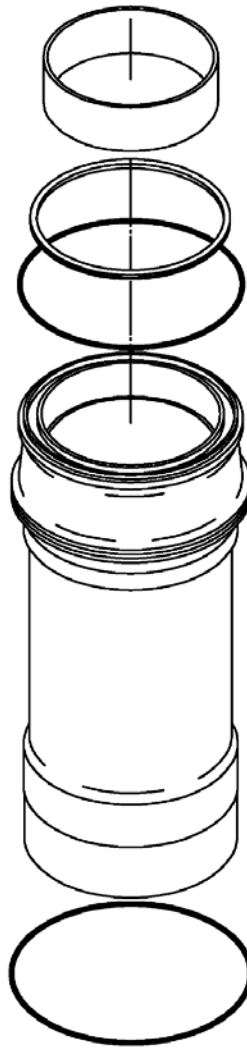


Рисунок 1.6 – Втулка циліндра

Розподільний вали і їхній привод. Впускний і випускний клапани, а також паливні насоси двигуна приводяться двома розподільними валами (рис. 1.7).

Розподільний вал розміщений в станині двигуна. На стороні випуску, у самому верхньому положенні, що забезпечує жорсткість приводу клапана й зменшення рухливих мас.

Вал складається із секцій на окремий циліндр і секцій підшипників, що дозволяє робити розбирання однієї секції циліндра через бічні люки картера.

Вал й регулятор приводяться зубчастою передачею, що розміщена в районі маховика двигуна. Він обертаються із частотою обертання у два рази меншої, чим колінчатий вал.

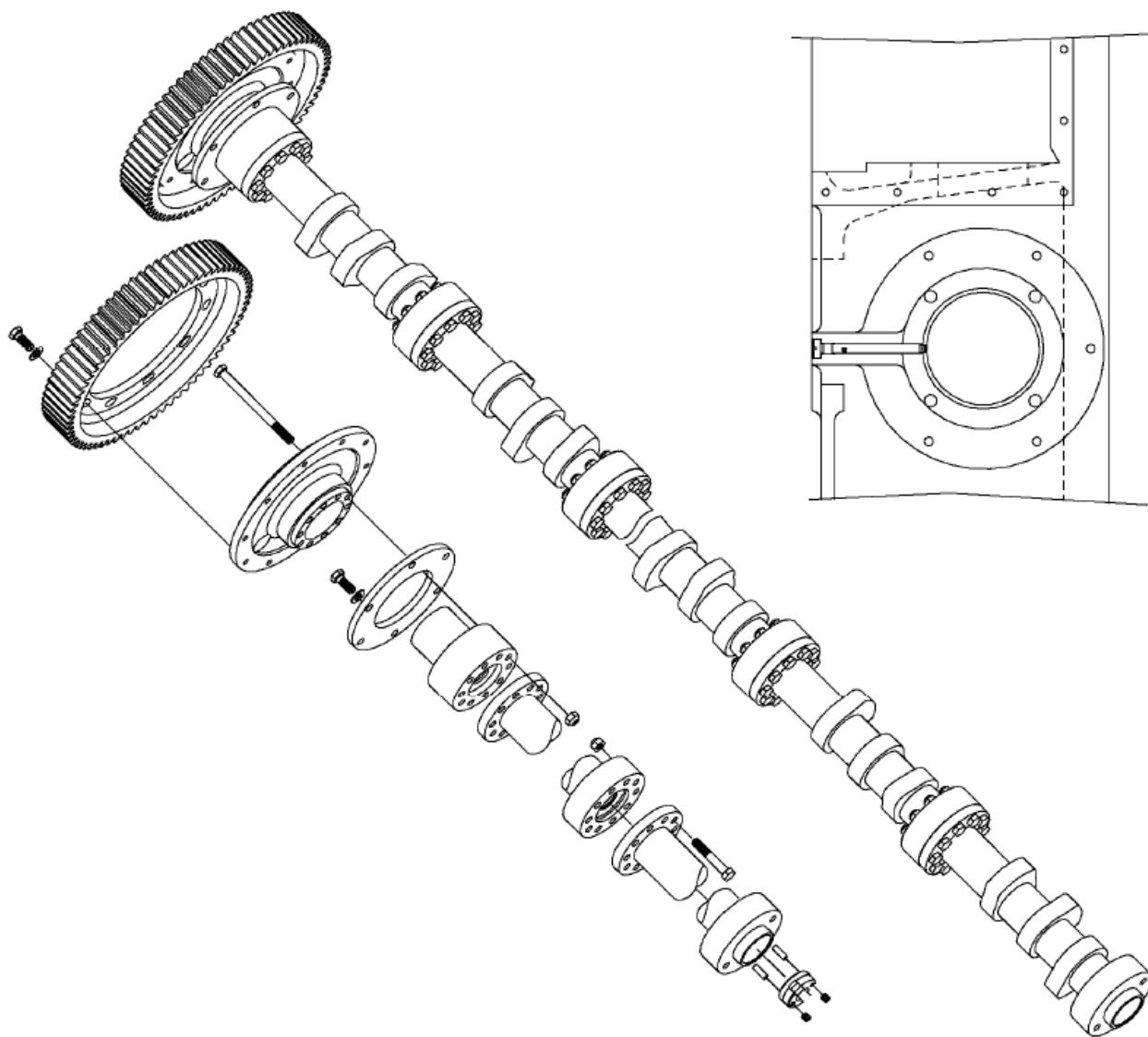


Рисунок 1.7 – Вал приводу клапанів газорозподілу та приводу ПНВТ

Розподільний вал розміщено у втулках підшипника, які встановлені в розточеннях станини двигуна; кожен підшипник є замінним і стопориться в положенні в станині двигуна за допомогою стопорного болта.

Привідний механізм клапанів. Коромисла приводяться через ролики, штовхачі й штанги. Штовхачі впускного й випускного клапанів установлені у водяній сорочці (рис. 1.8). Для демонтажу знімається бічна кришка на камері штанги.

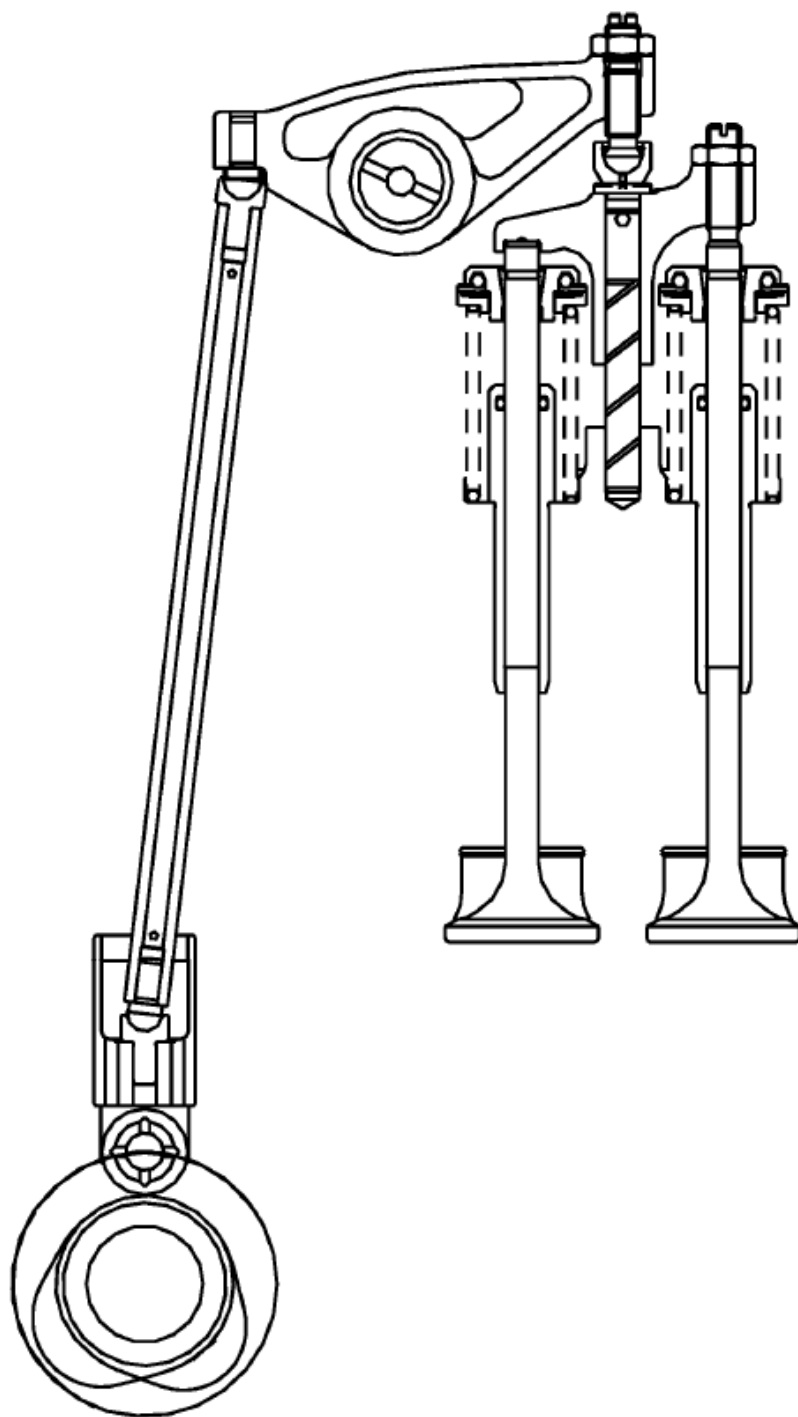


Рисунок 1.8 – Привідний механізм клапанів

Кожне коромисло впливає на шпинделі двох клапанів через траверсу упорними гвинтами й гвинтами для регулювання зазору клапана.

Привідний механізм клапана змазується маслом під тиском від циркуляційної масляної системи двигуна й через свердління у водяній сорочці надходить у вал коромисла й до його підшипника.

Штовхачі. Паливні насоси високого тиску й коромисла впускних і випускних клапанів приводяться від кулачків розподільного вала через штовхачі. Штовхачі випускного й впускного клапанів розташовуються в отворах у водяній сорочці кожного циліндра.

Ролик обертається на втулці, установленій на осі, що запресована в штовхач і застопорений стопорним гвинтом.

Впускні й випускні клапани. Стрижні клапанів виготовлені з жароміцного матеріалу, а посадкові поверхні тарілок клапанів наплавлені металом із твердого сплаву.

Всі шпинделі клапанів обладнані ротокапами для їхнього обертання під час роботи.

Обертання шпинделів забезпечує рівномірний розподіл температури на тарілках клапанів і запобігає відкладенням на їхніх посадкових поверхнях.

Кришка циліндра обладнана змінними сідлами. Сідла випускного клапана охолоджуються водою для зниження температури клапана.

Сідла виготовлені з жароміцної сталі. Посадкові поверхні загартовані для зниження зношування й запобігання викрашування.

Трубка високого тиску, проведена через свердління в кришці циліндра, закрита захисною трубкою.

Захисна трубка використовується також як зливний канал для видалення всіх витоків від форсунки й трубки високого тиску (у випадку появи свищучи).

Паливні апаратури, включаючи паливні насоси і трубки високого тиску, ретельно закриті знімними кришками.

Система турбонаддуву. Система турбонаддуву двигуна є системою постійного тиску й складається з колектора випускних газів, турбонагнітача, охолоджувача наддувочного повітря, ресивера наддувочного повітря й вологоуловлювача (рис. 1.9).

					ВБР.142.2227см.04.01.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

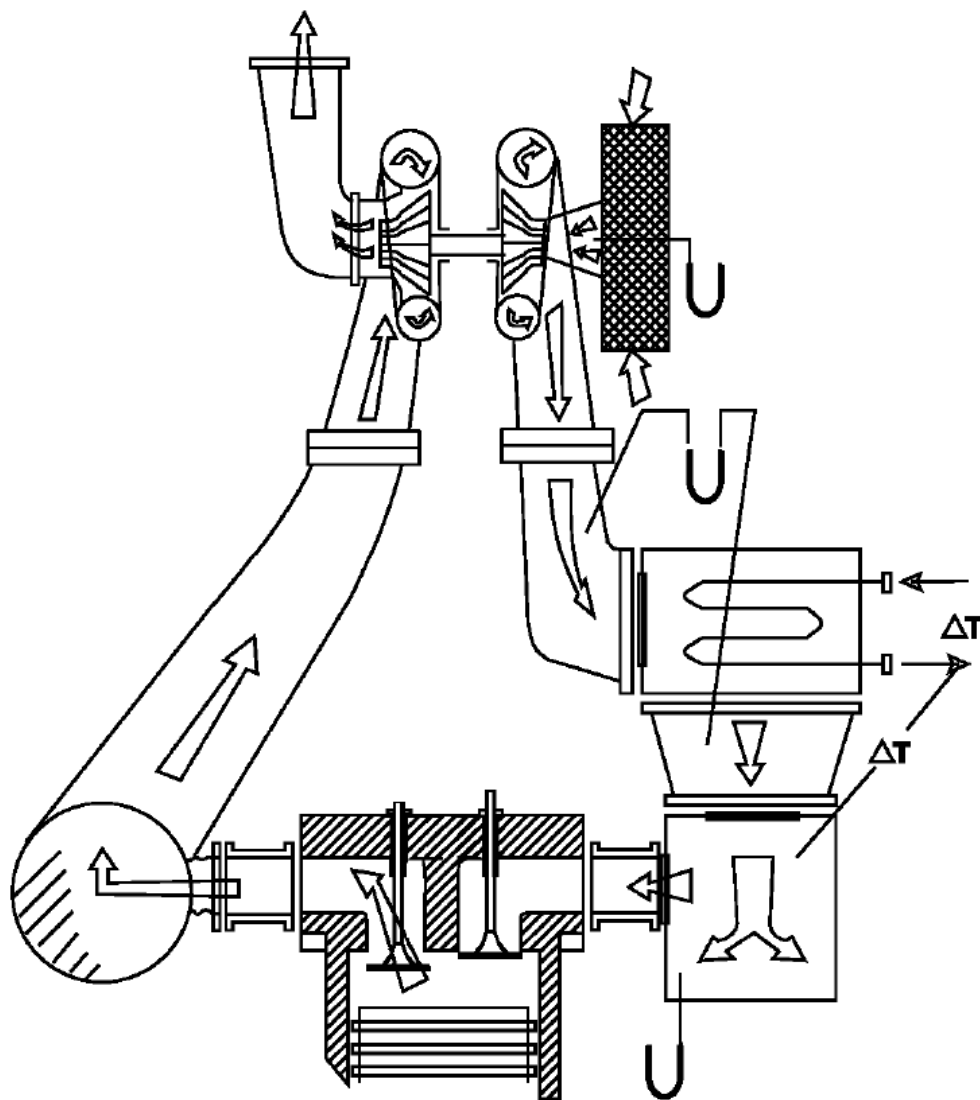


Рисунок 1.10 – Схема системи наддуву

					ВБР.142.2227ст.04.02.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Панкевич С.С.			Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 23/30		Літ.	Аркуш	Аркушів
								21	15
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 23/30

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

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

Крім відпрацьовування 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 захаращений 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 експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

На його основі можливо:

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

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 11 \dots 17$. Приймаємо $\varepsilon = 13$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення Π_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,8$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

					ВБР.142.2227ст.04.02.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,91$.

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

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту задають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_r = 0,02-0,08$. 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 призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75-0,94$; $\xi_b = 0,86-0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,9$; $\xi_b = 0,92$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$ [1]. Для СОД $\lambda = 1,05-1,35$. Приймаємо $\lambda = 1,1$.

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 $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,95$.

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

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

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

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0,004 кг.

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Нижча теплота згоряння палива Q_H^0 . Для дизельного пального приймаємо $Q_H^0 = 42700$ кДж/кг.

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

2.4 Результати теплового розрахунку

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,38}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 461,304$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 461,304 - 0,8 \times (461,304 - 293) = 326,661$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{326,661 + 10 + 0,02 \times 800}{1 + 0,02} = 345,746$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,38 - 0,005 = 0,375$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,375 = 0,364$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{13}{13 - 1} \times \frac{0,364}{0,375} \times \frac{326,661}{345,746} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0) = 0,973$$

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі. При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_l = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,364 \times 13^{1,364} = 12,026$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 345,746 \times 13^{1,364 - 1} = 879,296$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,8}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,366$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,366} = 1,022$$

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,022 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,0216$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,9}{0,92} = 0,978$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,022 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,978 = 1,021$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 2000$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1621$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,1 \times 12,026 = 13,229$$

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,021}{1,1} \times \frac{1621}{879,296} = 1,711$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13}{1,711} = 7,598$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,3$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1621 \times \frac{1}{7,598^{1,3-1}} = 882,742$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{13,229}{7,598^{1,3}} = 0,948$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{12,026}{13 - 1} \times \left[1,1 \times (1,711 - 1) + \frac{1,1 \times 1,711}{1,3 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{7,598^{1,3-1}} \right) - \frac{1}{1,364 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{13^{1,364-1}} \right) \right] = 1,979$$

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 1,979 \times 0,95 \times (1 - 0) = 1,88$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,375 \times 0,973}{2,8 \times 0,495 \times 326,661 \times 1,88} = 0,186$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,186 \times 42700} = 0,454$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,88 \times 0,91 = 1,711$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,454 \times 0,91 = 0,413$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,186}{0,91} = 0,204$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,23^2 \times 0,30 \times 0,5 \times 1,711 \times 900 \times 6 = 960,389$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e'}{N_e} \times 100\% = \frac{960,389 - 960}{960,389} = 0,04\%$$

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

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,23^2}{4} \right) \times 0,3 \times \frac{0,375 \times 10^6}{287 \times 326,661} \times 0,973 \times 6 \times 0,5 \times \left(\frac{900}{60} \right) \times 1 = 2,293$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 2,293 + 0,192 \times \frac{960,389}{3600} = 2,347$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,969 \times 0,38 = 0,368$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 882,742 \times \left(\frac{0,368}{0,948} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 709,786$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,8 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,8 \times 0,495) = 1,415$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$
$$= \frac{1}{\frac{0,873}{12 \times 1,415 \times 189} + \frac{0,125}{2 \times 1,415 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,8 - 1) \times 0,495}{1,415 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,8 \times 0,495}{1,415 \times 296,8}} = 287,338$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,933 + 0,003 \times 709,786) + 8,314}{19,933 + 0,003 \times 709,786} = 1,382$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,382}{1,382 - 1} \right) \times 287,338 \times 709,786 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,368}{0,1013} \right)^{\frac{1,382 - 1}{1,382}}} \times 0,83 \times 0,82 \times 2,347 \right]}{2,293 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,8}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,753$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,753 \times 0,1013 = 0,3802$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3802 - 0,38}{0,3802} = 0,042\%$$

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

					ВБР.142.2227см.04.02.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

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

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,3
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,026
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,229
Ступінь попереднього розширення ρ	1,711
Ступінь стиснення ε	13

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V _c	p _{ст}	p _{розш}
1,00	13,23	
1,00	12,03	13,23
1,71	5,78	13,23
2,28	3,92	9,13
2,84	2,90	6,85
3,40	2,26	5,41
3,97	1,83	4,43
4,53	1,53	3,73
5,10	1,30	3,20
5,66	1,13	2,79
6,23	0,99	2,47
6,79	0,88	2,20
7,36	0,79	1,99
7,92	0,71	1,80
8,48	0,65	1,65
9,05	0,60	1,52
9,61	0,55	1,40
10,18	0,51	1,30
10,74	0,47	1,21
11,31	0,44	1,14
11,87	0,41	1,07
12,44	0,39	1,00
13,00	0,36	0,95
13,00		0,36

Індикаторна діаграма

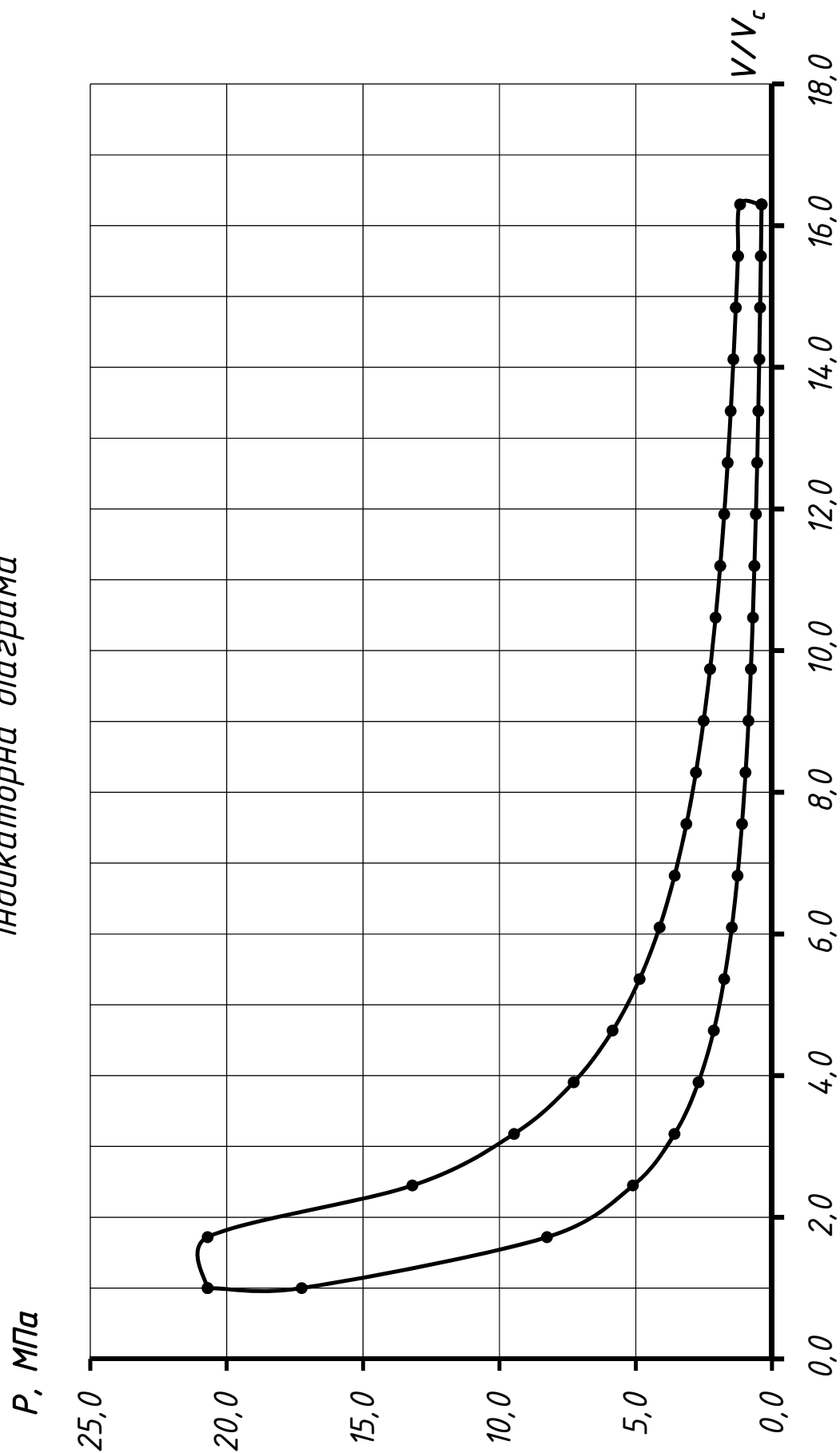


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

					ВБР.142.2227ст.04.03.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Панкевич С.С.			Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ЧН 23/30				Літ.	Аркуш	Аркушів		
											36	9	
Керівник		Проскурін А.Ю.							НУК ім. адмірала Макарова				

РОЗДІЛ 3

ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 23/30

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

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

Сила інерції оберткових 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.04.03.ПЗ	Аркуш
						37
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 циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

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

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

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,23
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	900
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	13,229
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,364
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,5
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,257
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	75
Радіус кривошипа	м	r	0,15
Ступінь стиснення		ε	13
Показник політропи стиснення		n ₁	1,364
Показник політропи розширення		n ₂	1,3
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,711
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4000	-3,0218	-2,6218	0,0000	-2,6218	0,0000
10	0,4000	-2,9480	-2,5480	-0,1138	-2,4895	-0,5545
20	0,4000	-2,7323	-2,3323	-0,2055	-2,1213	-0,9908
30	0,4000	-2,3908	-1,9908	-0,2572	-1,5955	-1,2182
40	0,4000	-1,9488	-1,5488	-0,2582	-1,0205	-1,1934
50	0,4000	-1,4380	-1,0380	-0,2070	-0,5086	-0,9282
60	0,4000	-0,8931	-0,4931	-0,1116	-0,1499	-0,4828
70	0,4000	-0,3489	0,0511	0,0126	0,0056	0,0523
80	0,4000	0,1631	0,5631	0,1456	-0,0456	0,5799
90	0,4000	0,6178	1,0178	0,2675	-0,2675	1,0178
100	0,4000	0,9980	1,3980	0,3616	-0,5989	1,3140
110	0,4000	1,2955	1,6955	0,4176	-0,9723	1,4504
120	0,4000	1,5109	1,9109	0,4325	-1,3300	1,4386
130	0,4000	1,6525	2,0525	0,4094	-1,6329	1,3092
140	0,4000	1,7343	2,1343	0,3558	-1,8637	1,0993
150	0,4000	1,7730	2,1730	0,2808	-2,0223	0,8433
160	0,4000	1,7857	2,1857	0,1926	-2,1198	0,5666
170	0,4000	1,7869	2,1869	0,0977	-2,1706	0,2836
180	0,3640	1,7861	2,1501	0,0000	-2,1501	0,0000
190	0,3666	1,7869	2,1535	-0,0962	-2,1375	-0,2792
200	0,3746	1,7857	2,1604	-0,1904	-2,0952	-0,5600
210	0,3887	1,7730	2,1617	-0,2793	-2,0117	-0,8390
220	0,4100	1,7343	2,1442	-0,3575	-1,8723	-1,1044
230	0,4402	1,6525	2,0927	-0,4174	-1,6649	-1,3348
240	0,4822	1,5109	1,9931	-0,4511	-1,3872	-1,5005
250	0,5402	1,2955	1,8357	-0,4521	-1,0527	-1,5703
260	0,6208	0,9980	1,6188	-0,4187	-0,6934	-1,5215
270	0,7344	0,6178	1,3522	-0,3554	-0,3554	-1,3522
280	0,8979	0,1631	1,0610	-0,2744	-0,0860	-1,0926
290	1,1402	-0,3489	0,7912	-0,1949	0,0875	-0,8102
300	1,5112	-0,8931	0,6181	-0,1399	0,1879	-0,6053
310	2,1010	-1,4380	0,6631	-0,1323	0,3249	-0,5929
320	3,0709	-1,9488	1,1221	-0,1871	0,7393	-0,8646
330	4,6873	-2,3908	2,2965	-0,2967	1,8405	-1,4052
340	7,2374	-2,7323	4,5051	-0,3970	4,0977	-1,9139
350	10,3838	-2,9480	7,4358	-0,3321	7,2651	-1,6182
360	12,0371	-3,0218	9,0153	0,0000	9,0153	0,0000
370	13,2290	-2,9480	10,2810	0,4591	10,0451	2,2374
380	13,2290	-2,7323	10,4967	0,9250	9,5473	4,4593
390	10,8237	-2,3908	8,4329	1,0896	6,7583	5,1601

400	7,2333	-1,9488	5,2845	0,8810	3,4818	4,0717
410	5,0377	-1,4380	3,5997	0,7180	1,7638	3,2191
420	3,6800	-0,8931	2,7869	0,6307	0,8472	2,7289
430	2,8133	-0,3489	2,4644	0,6070	0,2725	2,5234
440	2,2406	0,1631	2,4037	0,6217	-0,1949	2,4751
450	1,8498	0,6178	2,4677	0,6485	-0,6485	2,4677
460	1,5761	0,9980	2,5741	0,6658	-1,1027	2,4194
470	1,3805	1,2955	2,6760	0,6591	-1,5346	2,2892
480	1,2388	1,5109	2,7497	0,6223	-1,9138	2,0702
490	1,1358	1,6525	2,7883	0,5561	-2,2183	1,7785
500	1,0613	1,7343	2,7956	0,4661	-2,4411	1,4399
510	1,0088	1,7730	2,7818	0,3594	-2,5888	1,0796
520	0,9740	1,7857	2,7597	0,2432	-2,6764	0,7153
530	0,9541	1,7869	2,7410	0,1224	-2,7206	0,3554
540	0,9476	1,7861	2,7338	0,0000	-2,7338	0,0000
550	0,5000	1,7869	2,2869	-0,1021	-2,2699	-0,2965
560	0,5000	1,7857	2,2857	-0,2014	-2,2168	-0,5925
570	0,5000	1,7730	2,2730	-0,2937	-2,1153	-0,8821
580	0,5000	1,7343	2,2343	-0,3725	-1,9510	-1,1508
590	0,5000	1,6525	2,1525	-0,4293	-1,7125	-1,3730
600	0,5000	1,5109	2,0109	-0,4551	-1,3996	-1,5139
610	0,5000	1,2955	1,7955	-0,4422	-1,0297	-1,5359
620	0,5000	0,9980	1,4980	-0,3874	-0,6417	-1,4080
630	0,5000	0,6178	1,1178	-0,2938	-0,2938	-1,1178
640	0,5000	0,1631	0,6631	-0,1715	-0,0538	-0,6828
650	0,5000	-0,3489	0,1511	-0,0372	0,0167	-0,1547
660	0,5000	-0,8931	-0,3931	0,0890	-0,1195	0,3849
670	0,5000	-1,4380	-0,9380	0,1871	-0,4596	0,8388
680	0,5000	-1,9488	-1,4488	0,2415	-0,9546	1,1163
690	0,5000	-2,3908	-1,8908	0,2443	-1,5153	1,1570
700	0,5000	-2,7323	-2,2323	0,1967	-2,0304	0,9483
710	0,5000	-2,9480	-2,4480	0,1093	-2,3918	0,5328
720	0,4000	-3,0218	-2,6218	0,0000	-2,6218	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки	φ_3°	120			
φ°	T_E						T_E	T_{cp}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,0000	1,4386	-1,5005	0,0000	2,0702	-1,5139	0,4944	1,7819
10	-0,5545	1,3092	-1,5703	2,2374	1,7785	-1,5359	1,6643	1,7819
20	-0,9908	1,0993	-1,5215	4,4593	1,4399	-1,4080	3,0783	1,7819
30	-1,2182	0,8433	-1,3522	5,1601	1,0796	-1,1178	3,3948	1,7819
40	-1,1934	0,5666	-1,0926	4,0717	0,7153	-0,6828	2,3848	1,7819
50	-0,9282	0,2836	-0,8102	3,2191	0,3554	-0,1547	1,9650	1,7819
60	-0,4828	0,0000	-0,6053	2,7289	0,0000	0,3849	2,0257	1,7819
70	0,0523	-0,2792	-0,5929	2,5234	-0,2965	0,8388	2,2457	1,7819
80	0,5799	-0,5600	-0,8646	2,4751	-0,5925	1,1163	2,1543	1,7819
90	1,0178	-0,8390	-1,4052	2,4677	-0,8821	1,1570	1,5161	1,7819
100	1,3140	-1,1044	-1,9139	2,4194	-1,1508	0,9483	0,5125	1,7819
110	1,4504	-1,3348	-1,6182	2,2892	-1,3730	0,5328	-0,0537	1,7819
120	1,4386	-1,5005	0,0000	2,0702	-1,5139	0,0000	0,4944	1,7819

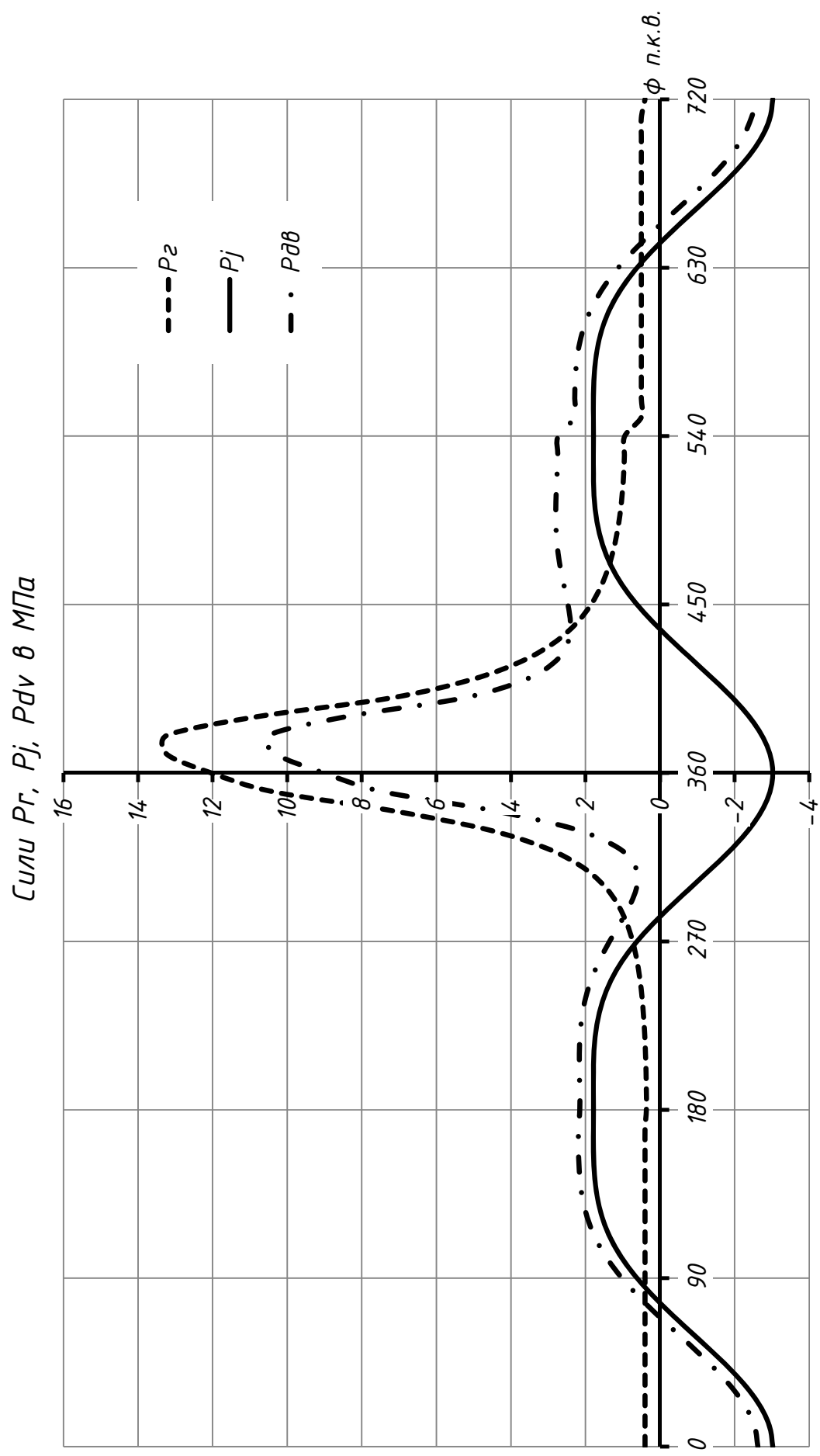


Рисунок 3.1 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Сили N , Z , T в МПа.

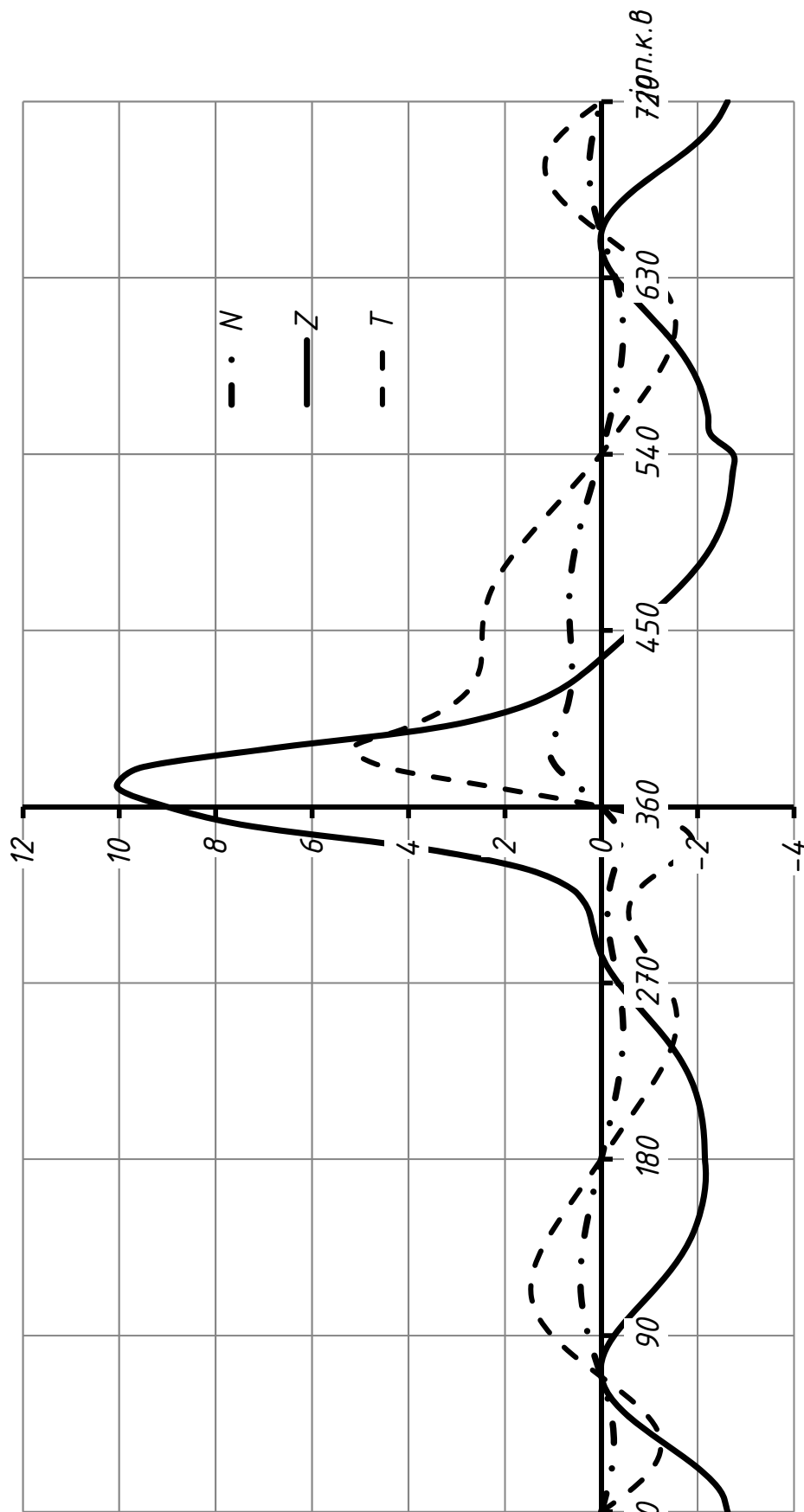


Рисунок 3.2 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ВБР.142.2227см.04.03.ПЗ

Аркуш

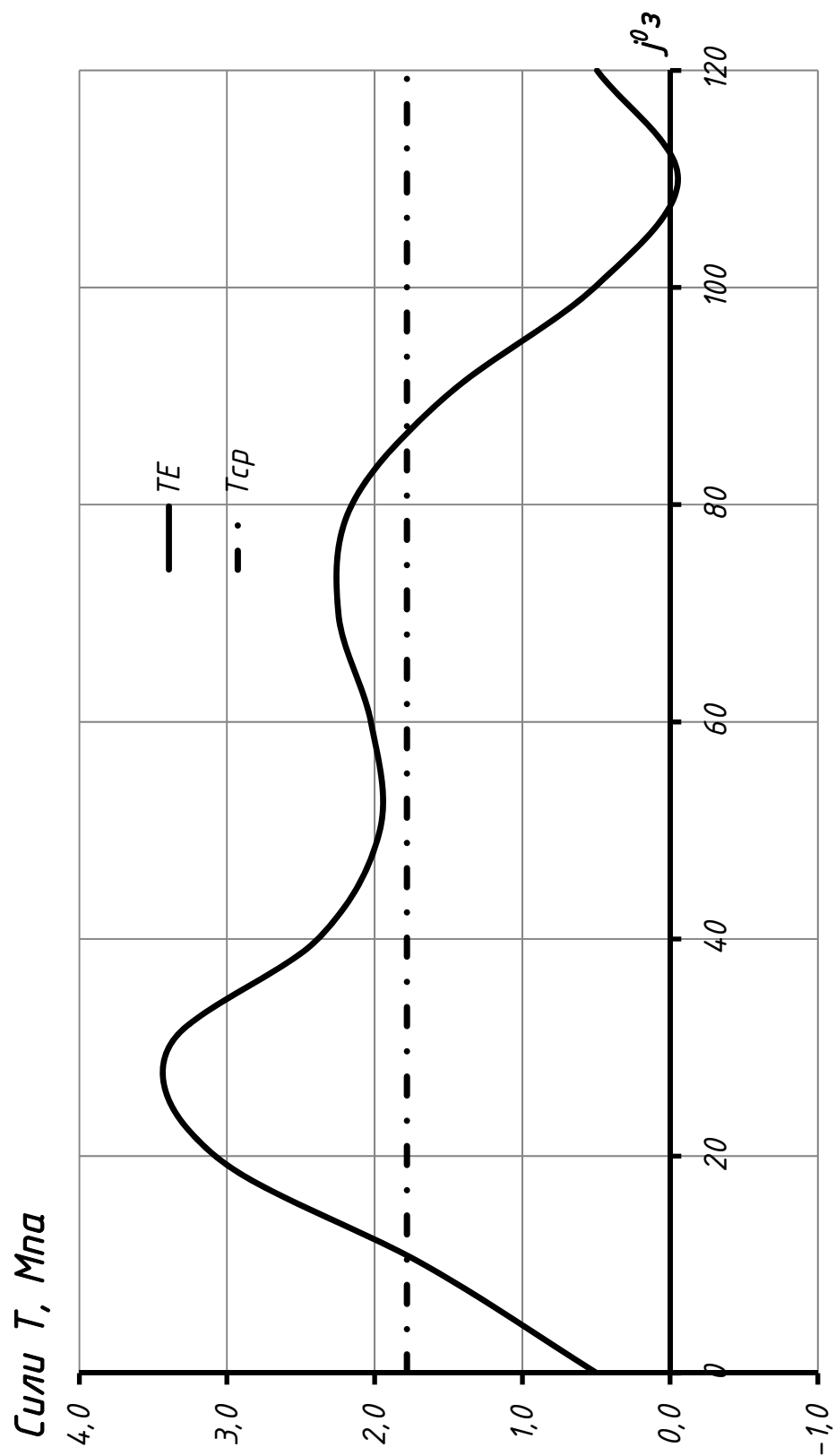


Рисунок 3.3 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

					ВБР.142.2227ст.04.04.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Панкевич С.С.			Проект агрегату наддува двигуна типу 6ЧН 23/30		Літ.	Аркуш	Аркушів
								45	13
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВА ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 23/30

Вибір типорозміру турбокомпресора

На підставі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора на підставі використання полів розходів або областей застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів. Вісь абсцис у таких полях може визначатися як через масовий так і об'ємний розхід $Q = G/\rho_0 \text{ м}^3/\text{с}$,

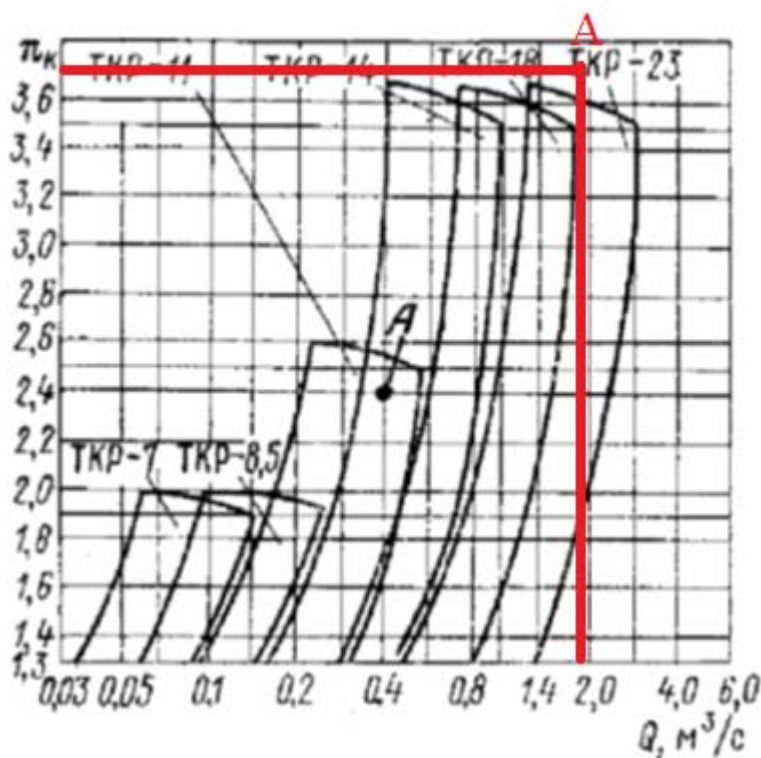


Рисунок 4.1 – Области застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТКР залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

На підставі значень ПК та $G(Q)$ знаходимо точку у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресору визначаємо згідно позначенню тієї фігури (косокутного чотирикутника на рис 4.1), у межах якої знаходиться точка. Букви ТК означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри означають значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2) у сантиметрах

(значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Таким чином, визначивши типорозмір, а саме ТКР-23, ми знаходимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора, яке має бути оптимальним для обчислення значень розходу та ступеня підвищення тиску.

Вибір основних початкових параметрів для розрахунку ступеня відцентрового наддувочного компресора.

1. Витрата повітря через компресор, кг/с: $G = 2,29$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

2. Ступінь підвищення тиску: $\Pi_K = 3,8$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

3. Температура навколишнього середовища, К: $T_o = 293$. З розрахунку циклу.

4. Температура після глушника, К: $T_a = 295$.

5. Тиск навколишнього середовища: $P_o = 0,1013$ МПа. Приймається при нормальних умовах.

6. Тиск після глушника: $P_a = 0,098$ МПа. За довідковою літературою обираємо втрату тиску.

7. Діаметр колеса на виході: $D_2 = 0,25$ м. Приймається у межах допустимих значень для типорозміру ТКР-23 з урахуванням результатів ряду обчислень.

8. Діаметр маточини колеса: $D_0 = 0,055$ м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2 , для ТК з консольними підшипниками цей діапазон значень такий: $D_0 = (0,22 \dots 0,35)D_2$.

9. Діаметр на виході з БЛД: $D_3 = 0,3$ м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2 , при наявності лопатного дифузора $D_3 = (1,1-1,2)D_2$.

10. Товщина лопаток на вході у колесо: $\delta_1 = 0,0003$ м.

11. Діаметр на виході з лопатного дифузора: $D_4 = 0,45$ м. Вибираємо з довідкової літератури, цей розмір задається у долях від діаметра D_2 :

$$D_4 = (1,6 - 1,8) D_2.$$

					ВБР.142.2227см.04.04.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

12. Число лопаток колеса: $Z_K = 12$. Кількість лопаток обирають рівною 12 - 23.

13. Число лопаток дифузора: $Z_D = 35$. У літературі наведено співвідношення $Z_K / Z_D = 0,5 - 2,5$.

14. Товщина лопаток дифузора: на вході $\delta_3 = 0,008$ м

на виході $\delta_4 = 0,002$ м

Вибираємо з літератури $\delta_3 = 0,5 - 8$ мм; $\delta_4 = 0,2 - 2$ мм.

15. Коефіцієнт напору компресора: $H_K = 1,425$. Обираємо в залежності від діаметру D_2 у довідковій літературі.

16. Показник політропи на ділянці 0 – 1: $n_1 = 1,35$. Цей показник обираємо у діапазоні 1,35...1,39 за довідковою літературою.

17. Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо): $\eta_2 = 0,9$. Це значення вибираємо з діапазону 0,82 – 0,92.

18. Політропний ККД на ділянці 2 – 3: $\eta_3 = 0,8$. Обираємо значення з діапазону 0,6 – 0,85.

19. Коефіцієнт тертя у безлопатному дифузори: $\lambda_{БЛД} = 0,01$. Значення цього параметру обираємо в районі 0,075...0,01.

20. Політропний ККД на ділянці 3 – 4: $\eta_4 = 0,85$. Значення η_4 , обраховані або знайдені експериментально, становлять 0,75 – 0,86.

21. Коефіцієнт дискових втрат: $\alpha_{ДВ} = 0,08$. Експериментально це значення складає 0,04 – 0,08.

22. Коефіцієнт втрат на ділянці 4 – 5: $\zeta_5 = 0,2$. Обираємо з довідкової літератури для конкретного типу завитки.

23. Коефіцієнт ступеня розходу компресора: $C_m = 0,29$. Експериментально значення цього параметру складає 0,25 – 0,35.

24. Коефіцієнт розходу робочого колеса: $\varphi_{2r} = 0,35$. Обираємо значення з діапазону 0,16 – 0,35.

25. Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузори: $k_a = 1,07$. У довідковій літературі наведені експериментальні данні 1,05 – 1,09.

					ВБР.142.2227см.04.04.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

26. Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі: $A = 0,98$. Це значення не може виходити з діапазону $0,5 - 1$.

27. Кут атаки вхідної кромки ОСА: $i_l = 2^\circ$.

28. Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузори: $\Delta_\alpha = 12^\circ$. Цей конструктивний розмір повинен знаходитись у межах $12 - 18^\circ$.

29. Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД: $i_3 = 0^\circ$. За довідковою літературою лежить у межах $0 - 5^\circ$.

Розрахунок ступені компресора

Попереднє визначення колової швидкості U_2 .

1. Адіабатна робота стиску в компресорі

$$L_{Ad} = 1004,5 \cdot T_0 \cdot (\Pi_K^{0,286} - 1) = 134293,2 \text{ Дж / кг};$$

2. Колова швидкість на діаметрі D_2

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{Ad}}{H_K}} = 434,14 \text{ м / с};$$

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки.

3. Швидкість перед колесом

$$C_1 = C_m \cdot U_2 = 125,9 \text{ м / с};$$

4. Температура повітря перед колесом

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2010} = 287,6 \text{ К}$$

5. Тиск перед колесом

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} = 88806,7 \text{ Па};$$

6. Щільність повітря перед колесом

$$\rho_1 = \frac{P_1}{29,27 \cdot T_1} = 1,0761 \text{ кг / м}^3;$$

7.Площа на вході в колесо

$$F_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1} = 0,0169 \text{ м}^2;$$

8.Зовнішній діаметр колеса на вході

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 F_1 / 3,14} = 0,1566 \text{ м};$$

9. Оцінка величини D_H за рекомендованими допусками

$$D_H = a \cdot D_2 \quad a = (0,53 \text{ _ } 0,65) = 0,626 \text{ - умова забезпечується};$$

10.Середній діаметр на вході в колесо

$$D_1 = \sqrt{0,5 \cdot (D_H^2 + D_0^2)} = 0,1173 \text{ м};$$

11.Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi}{3 Z_k} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}} = 0,8171;$$

12.Кут потоку на вході в колесо, на діаметрі D_1

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right) = 31,7^\circ;$$

13.Оцінка величини β_1

$$40^\circ \geq \beta_1 \geq 30^\circ \quad \text{так як } 40^\circ \geq 31,7^\circ \geq 30^\circ \text{ - умова забезпечується};$$

14.Кут установки лопатки на діаметрі

$$\beta_{1L} = \beta_1 + i_1 = 33,7^\circ;$$

15.Коефіцієнт стиснення на вході в колесо

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}} = 0,991;$$

16. Швидкість повітря на вході з урахуванням стиснення лопатками ОСА.

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1} = 127,02 \text{ м/с};$$

17.Кут входу потоку в колесо з урахуванням стиснення на діаметрі D_1

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{C_1^1}{U_2} \cdot \frac{D_2}{D_1}\right) = 31,9^\circ ;$$

					ВБР.142.2227см.04.04.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

18. Кут входу потоку на діаметрі D_H

$$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1}{U_2} \cdot \frac{D_2}{D_H} \right) = 25,0^\circ;$$

19. Відносна швидкість потоку на діаметрі D_H

$$\omega_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_n} = 300,1 \text{ м/с};$$

20. Число λ_{WH} на діаметрі D_H

$$\lambda_{WH} = \frac{\omega_n}{18,3 \sqrt{T_a}} = 0,95;$$

21. Порівняння λ_{ω_H}

$$\lambda_{WH} \leq 0,95; \quad 0,95 \leq 0,95 - \text{умова забезпечується.}$$

Розрахунок та конструювання робочого колеса

22. Температура повітря за колесом

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + a_{DB}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right] = 389,6 \text{ К};$$

23. Визначення комплексу n_2

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_2 = 3,1;$$

24. Тиск за колесом

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 227328,31 \text{ Па};$$

25. Щільність повітря

$$\rho_2 = \frac{P_2}{287 \cdot T_2} = 2,033 \text{ кг/м}^3;$$

26. Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2 = 354,74 \text{ м/с};$$

27. Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2 = 151,95 \text{ м/с};$$

					ВБР.142.2227см.04.04.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

28. Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} = 385,91 \text{ м/с} ;$$

29. Число Маха для швидкості C_2

$$M_{C_2} = C_2 / \sqrt{kRT_2} = 0,972$$

30. Кут потоку на виході з колеса

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = 23,19^\circ ;$$

31. Ширина колеса на виході

$$b_2 = \frac{G}{\rho_2 C_{2m} D_2} = 0,009 \text{ м} ;$$

Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора (БЛД)

32. Наближене значення швидкості на виході з БЛД

$$C_3 = C_2 \cdot \frac{D_2}{D_3} = 309,85 \text{ м/с} ;$$

33. Температура повітря за БЛД

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010} = 415,93 \text{ К} ;$$

34. Комплекс показника політропи в БЛД

$$k_{n_3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \left(\frac{k}{k - 1} \right) \cdot \eta_3 = 2,8 ;$$

35. Показник політропи у БЛД

$$n_3 = \frac{k_{n_3}}{k_{n_3} - 1} = 1,57$$

36. Тиск за БЛД

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 272138,24 \text{ Па} ;$$

37. Густина повітря за БЛД

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3} = 2,28 \text{ кг/м}^3 ;$$

38. Ширина БЛД на виході

$$b_3 = y b_2 = 0,007 \text{ м} \quad y = 0,72 \dots 0,8 = 0,74 ;$$

					ВБР.142.2227см.04.04.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

39. Кут виходу потоку з БЛД

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ tga_2 + \sqrt{1 + tg^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right] = 29,50^\circ;$$

40. Визначення числа Маха за БЛД

$$M_{C_3} = C_3 / \sqrt{kRT_3} = 0,76 - \text{умова дотримується};$$

41. Порівняння числа Маха з допустимим значенням

$$M_{C_3} < 0.85;$$

Розрахунок та конструювання лопатного дифузора (ЛД) компресора

42. Кут установки лопатки ЛД на вході

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3 = 29,50^\circ;$$

43. Кут установки лопатки ЛД на виході

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha = 41,50^\circ;$$

44. Середній кут установки лопатки

$$\alpha_{CP} = (\alpha_{4л} + \alpha_{3л}) / 2 = 35,50^\circ;$$

45. Кут потоку на виході з ЛД

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha} = 33,88^\circ;$$

46. Коефіцієнт захаращення на вході у ЛД

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{ЛД}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3л}} = 0,397;$$

47. Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{ЛД}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4л}} = 0,925;$$

48. Ширина дифузора на виході

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} tg \delta_m = 0,015 м;$$

49. Дифузорність ЛД

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4}{\sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3} = 3,58;$$

					ВБР.142.2227см.04.04.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

50. Кут розкриття еквівалентного дифузора

$$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3,л}}{D_3 Z_{Д}}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} 2 \sin a_{CP} \right) = 4,87 < 8 \text{ - умова дотримується;}$$

51. Комплекси показника політропи в ЛД

$$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4 = 2,92$$

$$k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1 = \frac{1}{n_4 - 1} = 1,92;$$

52. Температура на виході з ЛД (перше наближення)

$$T_4^{(1)} = T_3 = 415,93 K;$$

приймаємо $T_4 = 461,24 K$ (по результатах роботи програми);

53. Швидкість повітря на виході з лопатного дифузора

$$C_4 = C_3 \frac{b_3 D_3 \sin a_3}{b_4 D_4 \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}} = 70,20 \text{ м/с}$$

54. Температура повітря на виході з ЛД (наступне наближення)

$$T_4^{(2)} = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2010} = 461,24 K$$

$$|T_4^{(2)} - T_4^{(1)}| \leq 0,5 K \text{ - умова дотримується;}$$

55. Тиск повітря за ЛД

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 368188,7 \text{ Па;}$$

56. Оцінка величини P_4 за рекомендованими допусками

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| = 0,036 \leq 0,05 \text{ - умова дотримується;}$$

57. Радіус дуги середньої лінії лопатки

$$R_{Л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos a_{4,Л} - D_3 \cos a_{3,Л})} = 0,37 \text{ м;}$$

58. Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток

$$R_{Ц} = \sqrt{R_{Л}^2 + R_3^2 - D_3 R_{Л} \cos a_{3,Л}} = 0,25 \text{ м;}$$

Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

59. Швидкість повітря на виході з компресора

$$C_5 = C_1 \cdot A = 68,79 \text{ м / с};$$

60. Тиск повітря за завиткою

$$P_5 = P_4 \cdot e^{-\xi_5 \frac{c_5^2}{2} \cdot \frac{1}{RT_4}} = 366820,67 \text{ Па};$$

64. Температура повітря за завиткою

$$T_5 = T_4 = 461,34 \text{ К};$$

65. Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{ad} = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0} = 0,83;$$

66. Оцінка значення P_5

$$\left| \frac{P_5 - P_K}{P_K} \right| = 0,039 \leq 0,05 - \text{умова дотримується};$$

67. Оцінка значення η_{ad}

$$\eta_{ad} \geq \eta_{ad, \text{дон}}, \quad \eta_{ad, \text{дон}} = 0,75 \dots 0,85,$$

Умова дотримується;

68. Потужність привода компресора

$$N_K = \frac{G \cdot L_{ad}}{\eta_{ad} \cdot 1000} = 383,72 \text{ кВт}.$$

Таблиця 1.7 – Результати розрахунку турбокомпресора

№ п/п	Параметри	Значен.	Найменування
1	G, кг/с	2,29	Витрата повітря через компресор
2	PK	3,8	Ступінь підвищення тиску
3	η_{ad}	0,83	Адіабатний ККД компресора
4	T ₀ , К	293	Температура навколишнього середовища

5	T_K, K	463,28	Температура повітря за компресором
6	$C_1, м/с$	125,9	Швидкість повітря перед колесом
7	$C_5, м/с$	68,79	Швидкість повітря на виході з компресора
8	$D_2, м$	0,25	Діаметр колеса на виході
9	$D_0, м$	0,055	Діаметр маточини колеса
10	$D_3, м$	0,3	Діаметр на виході з БЛД
11	$D_4, м$	0,015	Діаметр на виході з лопатного дифузора
12	$D_H, м$	0,1566	Зовнішній діаметр колеса на вході
13	$b_2, м$	0,009	Ширина колеса на виході
14	$b_3, м$	0,007	Ширина БЛД на виході
15	$b_4, м$	0,015	Ширина дифузора на виході

Опис спроектованого турбокомпресора

За основу прийнято турбокомпресор фірми MAN-B&W типу NR20/S із одноступінчастою радіальною турбіною й одноступінчастим радіальним компресором.

Ротор опирається на два плаваючі підшипники ковзання, розташованих усередині.

Колесо турбіни, що становить єдине ціле з валом, і колесо компресора встановлені на валу. Компресор з одним вихідним патрубком. Глушник або кожух на вході повітря. Система змащення підшипників ТН, об'єднана з масляною системою двигуна. ТН не охолоджується водою.

Система турбонаддуву двигуна є системою постійного тиску й складається з колектора випускних газів, турбонагнітача, охолоджувача наддувочного повітря, ресивера наддувочного повітря й вологоуловлювача.

Колесо турбіни ТН приводиться випускними газами двигуна, а колесо турбіни приводить компресор ТН, установлений на тому же валу. Компресор всмоктує повітря з машинного відділення через повітряні фільтри.

					ВБР.142.2227см.04.04.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Турбонагнітач подає повітря через охолоджувач наддувочного повітря в ресивер наддувочного повітря.

З ресивера наддувочного повітря, повітря надходить у кожен циліндр через впускні клапани.

Від випускних клапанів випускні гази проходять через колектор випускних газів, де пульсація тиску від окремих циліндрів вирівнюється, і направляються до ТН при постійному тиску, а далі на випуск і до глушителя.

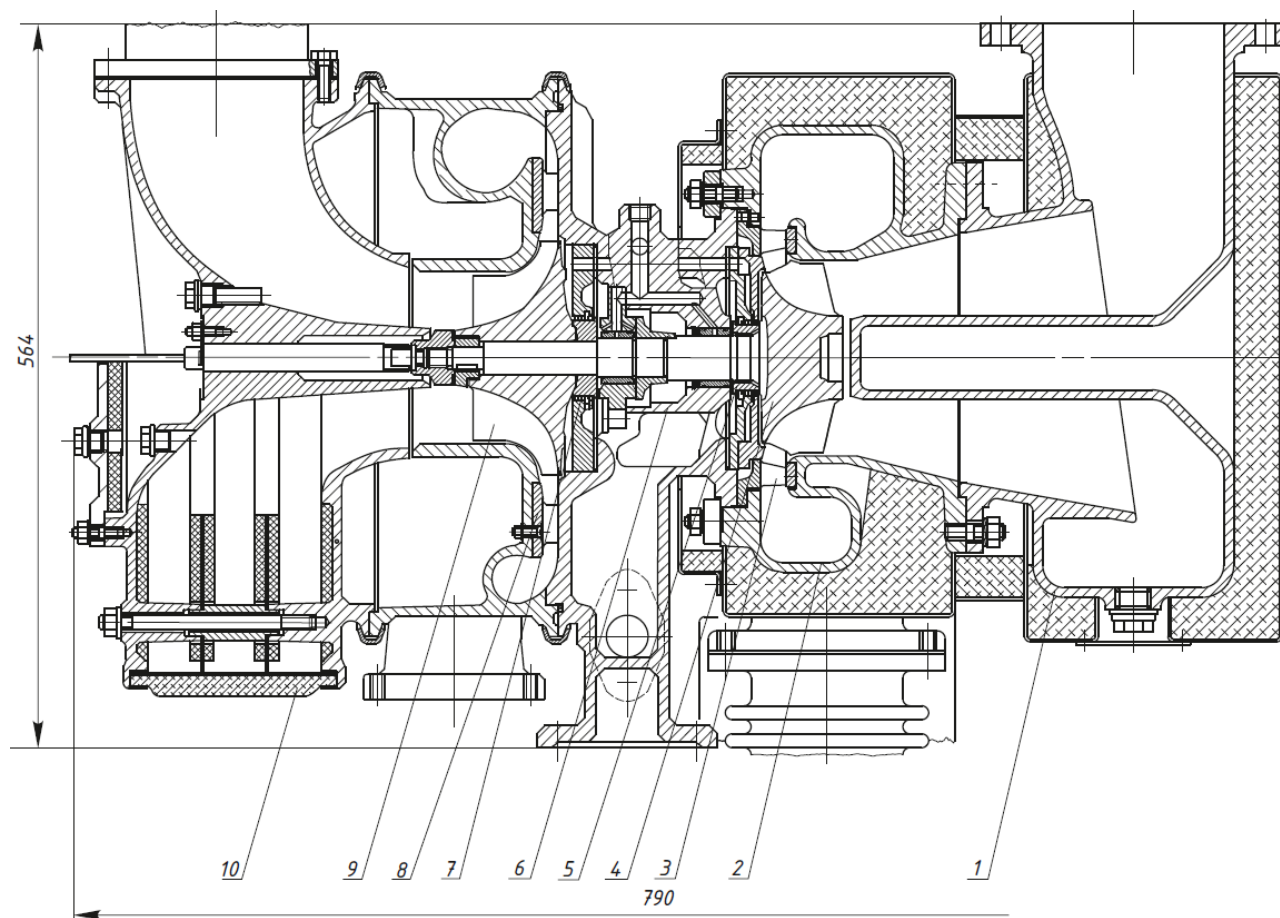


Рисунок 4.2 – Турбокомпресор ТКР-23:

- 1 – газовідвідний кожух; 2 – равлик; 3 – направляючий апарат турбіни;
4 – колесо радіальної турбіни; 5 – ущільнення зі сторони турбіни;
6 – підшипниковий вузол; 7 – ущільнення зі сторони компресора; 8 – дифузор компресора; 9 – колесо радіального компресора

					ВБР.142.2227ст.04.05.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Панкевич С.С.			Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН 23/30		Літ.	Аркуш	Аркушів
								58	19
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 23/30

5.1. Паливна система

Паливо зберігається в танках запасу, з яких воно через клапанну коробку і фільтр грубої очистки засмоктується одним з паливопідкачуючих насосів і нагнітається в інший танк або відстійні цистерни. З відстійної цистерни або безпосередньо з танків запасу насосами сепараторів паливо подається в підігрівачі і далі в сепаратори, де проводиться очищення палива. Дизельне паливо не вимагає підігріву, тому сепаратор дизельного палива підігрівниками не обладнується. Відсепароване важке паливо другим насосом сепараторів подається в здвоєну видаткову цистерну, а дизельне паливо насосом сепаратора - в аналогічну цистерну. Цистерни виконуються здвоєними, причому в одній з них здійснюється вторинний відстій палива, а з іншого паливо надходить до дизелю.

Схема паливної системи дизеля зображена на рисунку 5.1.1.

Для інтенсивності осадження різних домішок важке паливо в цистернах підігрівають.

З видаткової цистерни після відстою паливо самопливом через змішувально-газовідвідну цистерну і фільтр грубої очистки надходить до одного з паливопідкачуючих насосів, які нагнітають паливо через підігрівачі і фільтр тонкого очищення до паливних насосів високого тиску.

Надлишкова кількість пального з ПНВТ по паливопроводу перепускаються в цистерну, що забезпечую відведення зі всмоктуючої порожнини ПНВТ бульбашок повітря і парів палива, котрі по трубопроводу відходять в атмосферу.

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

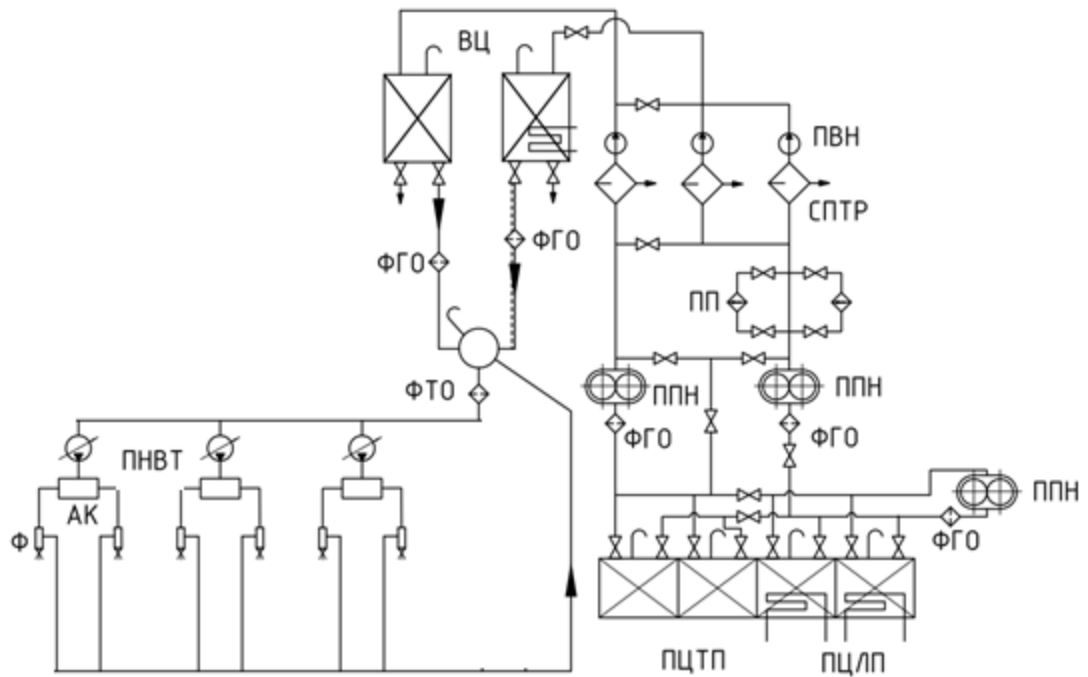


Рисунок 5.1.1 – Схема паливної системи дизеля

ПЦТП – паливна цистерна важкого палива; ПЦЛП – паливна цистерна легкого палива; КП – клапан пропускний; ПП – підігрівач палива; ППН – паливопідкачувальний насос; ПНВТ – паливний насос високого тиску; СПТР – сепаратор; ФГО – фільтр грубої очистки; ФТО – фільтр тонкої очистки; Ф – форсунка; АК – акумулятор; ВЦ – видаткова цистерна.

Насос високого тиску нагнічує паливо в акумулятори та паливопроводи високого тиску до форсунок, які впорскують його в циліндри двигуна.

Класифікація системи

По принципу роботи дана паливна система належить до акумуляторних. Акумуляторна система *Common Rail* включає паливні насоси високого тиску, з яких стисле паливо надходить в акумулятори (по одному на кожну пару циліндрів) і форсунки з керуючими гідроприводними клапанами, що визначають відкриття і закриття голок. Управління клапанами здійснюється за допомогою сигналів, що надходять від мікропроцесора.

Система управління дизелем включає датчики обертів двигуна, Холла, витратомір повітря, температури охолоджуючої рідини, тиску повітря, температури повітря, тиску палива, кисневий датчик (лямбда-зонд) та інші.

Паливний насос високого тиску

ПНВТ золотникового типу, з регулюванням по початку подачі, тиск уприскування 150 МПа. Корпус насоса інтегрований в загальний блок з системою подачі палива низького тиску і з напрямними клапанів. У голівці насоса розміщені два клапана - нагнітальний і зворотний, останній служить для скидання залишкового тиску, що утворюється в паливопроводі форсунки після закінчення уприскування і закриття нагнітального клапана. Плунжер приводиться до руху за рахунок ролика-штовхача, що взаємодіє з розподільчим валом.

Форсунки

Форсунки механічні, облаштовані керуючими гідроприводними клапанами, що визначають відкриття і закриття голок. Неохолоджувані, не дивлячись на те, що вони розраховані на роботу на важкому паливі. Форсунка має 10 отворів для вприскування палива, що призводить більш рівномірному сумішоутворенню в камері згоряння.

Паливopідкачувальні насоси.

Для підтримки тиску та циркуляції палива в системі використовується циркуляційний насос гвинтового типу. Даний насос створює додатній статичний тиск на всмоктувальній стороні близьким до 30 кПа.

У гвинтових насосів з циклоїдним зачепленням профіль нарізки гвинтів в нормальному до осі перетині утворений циклоїдними кривими. Завдяки такій геометричній формі нарізки у поєднанні з достатньою довжиною гвинтів, ув'язаних в обойму (сорочку) насоса, забезпечується теоретично герметичне відділення камери нагнітання від камери всмоктування.

Тригвинтові насоси мають один провідний гвинт і два симетрично розташованих відносно його ведених гвинта. Вони виконуються з одностороннім і двостороннім підведенням рідини.

					<i>ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ</i>	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Паливні фільтри.

Паливні фільтри встановлюються перед кожними паливнопідкачувальними насосами, та насосами високого тиску і служать для очистки палива від небажаних механічних та дрібнодисперсних домішок. Перед паливними насосами рекомендується встановлювати автоматичні фільтри з зворотною промивною, які виконуватимуть роль фільтрів грубої очистки.

Фільтри тонкої очистки представляють собою повнопотоковий двобічний фільтр зі сталеною сіткою. Даний фільтр встановлюється якомога ближче до двигуна перед паливним насосом високого тиску.

Паливні трубки високого тиску.

Паливопроводи високого тиску виготовляють із сталевих суцільнотягнутих (безшовних) труб. Паливопроводи високого тиску дизеля з'єднують з висадженим конусом, нажимною втулкою і накидною гайкою. Кінці паливопроводів високого тиску для їх приєднання до штуцерів паливного насоса і форсунок висаджують на конус. Перед висадкою конусів на паливопровід надягають накидну гайку та натискну втулку, за допомогою яких паливопроводи приєднують до штуцерів. Конусна поверхня наконечника щільно притискається гайкою до гнізда штуцера. Щоб уберегти ущільнюючі конуси від забруднення і псування при знятті паливопроводів, вкручують в їх накидні гайки захисні пробки, а штуцера насоса високого тиску і форсунок закривають ковпачками.

Розрахункова частина.

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	5170,18
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,204
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	960
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	6,52
	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 паливопідкачувального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	0,46
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливопідкачувального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,12
	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	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$	0,01
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,28
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	4700,16
	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	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	0,85
	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_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	29,67
	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	28,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	19,15
		приймаємо	28,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	1,51
	Кількість циліндрів	i	6,00
	Частота обертання, об/хв	n	900,00
10	Коефіцієнт тактності	z	0,50

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 $+ 0,0012(D - 250)$ при $D > 250$ мм	0,35
		приймаємо	0,35
	Діаметр циліндра, мм	D	230,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	2,10

5.2 Система змащення

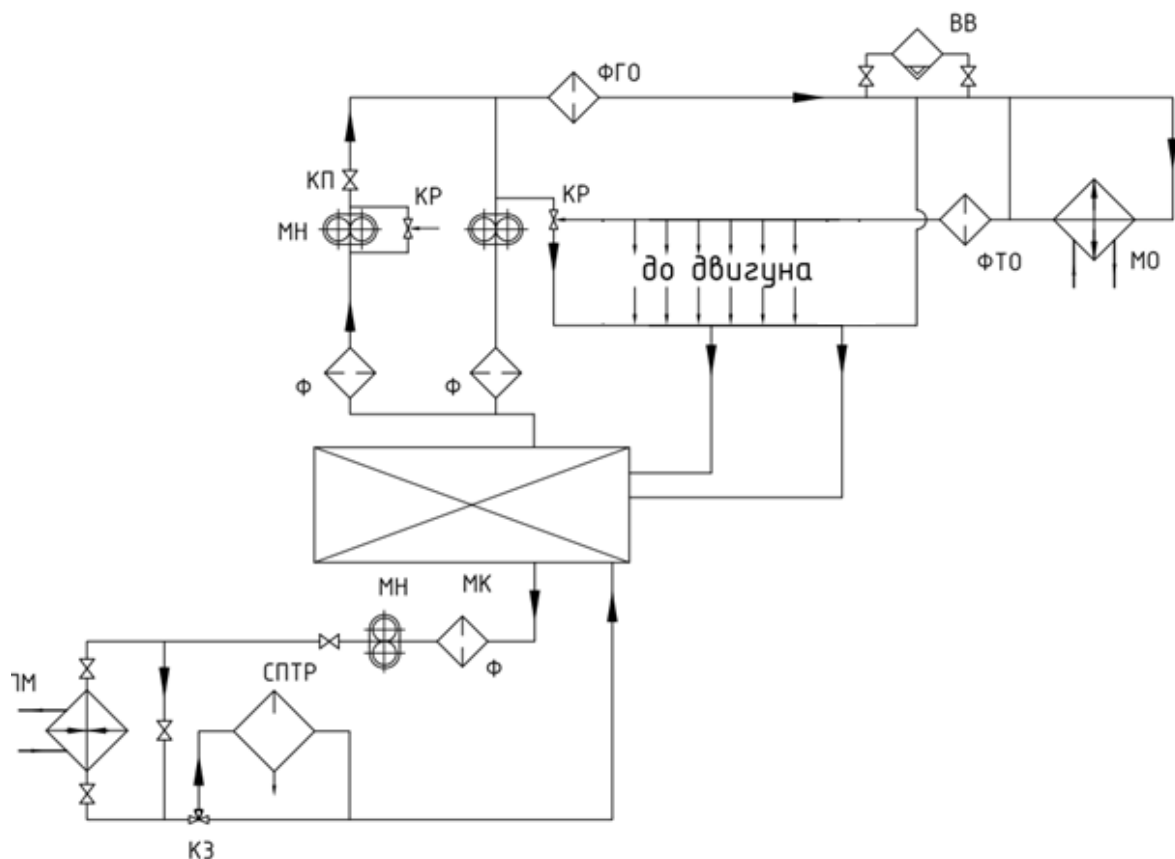


Рисунок 5.2.1 – Масляна система

МН – масляний насос; МО – масляний охолоджувач; МК – масляний картер; ПМ – підігрівач масла; КЗ – клапан трьохходовий; КП – клапан прохідний; КР – клапан регулюючий; ВВ – водовіддільник з автоматичним запуском конденсату; СПРТ – сепаратор; Ф – фільтр на всмоктувальній лінії; ФГО – фільтр грубої очистки; ФТО – фільтр тонкої очистки.

Система змащення призначена для подачі мастила до тертьових частин двигуна, що зменшує їх тертя і передчасний знос, а також для часткового відводу тепла, що виділяється при терті. Також в розглянутому двигуні масляна система виконує роль охолодження поршневої групи. Надійна і якісна робота системи змащення багато в чому визначає моторесурс двигуна.

Класифікація системи

Двигун має примусову систему змащення з сухим картером. Змащування рухомих деталей кривошипно-шатунного механізму та поршневої групи двигуна здійснюється наступним чином. Мастило після грубої фільтрації поступає в охолоджувач з якого надходить до фільтру тонкої очистки. Після обробки воно подається до системи ГРМ та колінчастий вал. Мастило надходить з корінного підшипника через отвори в колінчастому валі на підшипник нижньої головки і далі, через отвір в шатуні, поршковий палець і спідницю поршня, вгору на охолоджуючу сорочку, звідки потім зливається назад в масляний піддон (картер). З метою вирівнювання температур головки поршня в неї заливається масло і охолодження здійснюється збовтуванням. Картер має вбудовані випускні отвори, через які мастило зливається в основну масляну цистерну.

Складові системи

Масляні насоси

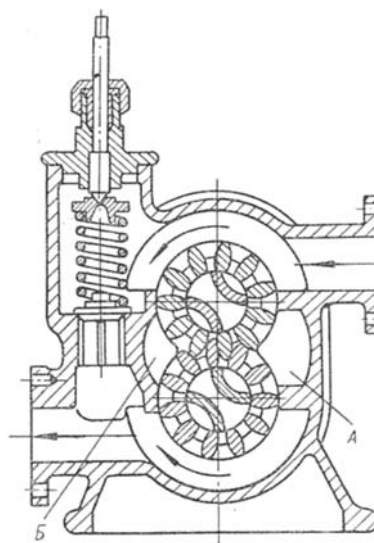


Рисунок 5.2.2 – Принципова схема шестерінчастого масляного насоса.

Для відкачки мастила з картеру та цистерни, та для нагнітання його в системі використовуються насоси шестерінчастого типу (рис. 5.2.2). Насоси мають золотники, що забезпечують подачу мастила в одному напрямку. Роль золотників виконують шестерні, в яких відфрезеровані канали, що зв'язують всмоктуючий патрубок насоса з порожниною А (рис. 5.2.2), а нагнітаючий – з порожниною Б.

Масляні фільтри

За ступенем очищення масляні фільтри діляться на дві групи: фільтри грубої та тонкої очистки.

Фільтр грубої очистки використовується для очищення мастила від великих забруднюючих елементів. Для розглянутого двигуна можливе використання сітчастого фільтра грубої очистки.

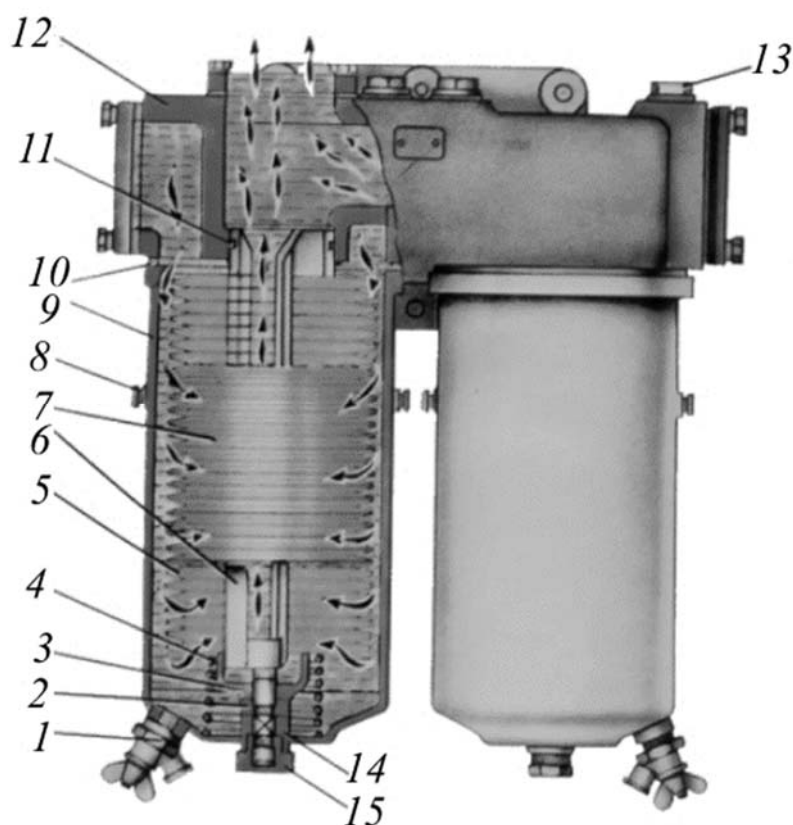


Рисунок 5.2.3 – Фільтр грубої очистки мастила:

- 1 – пробка; 2 – гайка; 3 – опора; 4 – пружина; 5 – фільтруючий елемент;
 6 – стрижень; 7 – фільтруючий пакет; 8 – цапфа; 9 – корпус фільтра;
 10, 11 – ущільнюючі кільця; 12 – кришка; 13 – пробка; 14 – бонка; 15 – гайка

Великі частинки розміром аж до 100 мкм залишаються на сітці фільтра грубої очистки. Невелика кількість відкладень на сітці складається з високомолекулярних поліароматичних сполук (асфальтенов). Через високу клейкість вони діють як сполучний матеріал, викликаючи прилипання кристалів сульфату кальцію до сітки. Тому вони не можуть бути видалені в процесі зворотної промивки фільтра.

Фільтри тонкої очистки здатні затримувати забруднюючі елементи в масилі розміром до 1 мкм. Зазвичай в таких фільтрах використовуються паперові фільтруючі елементи.

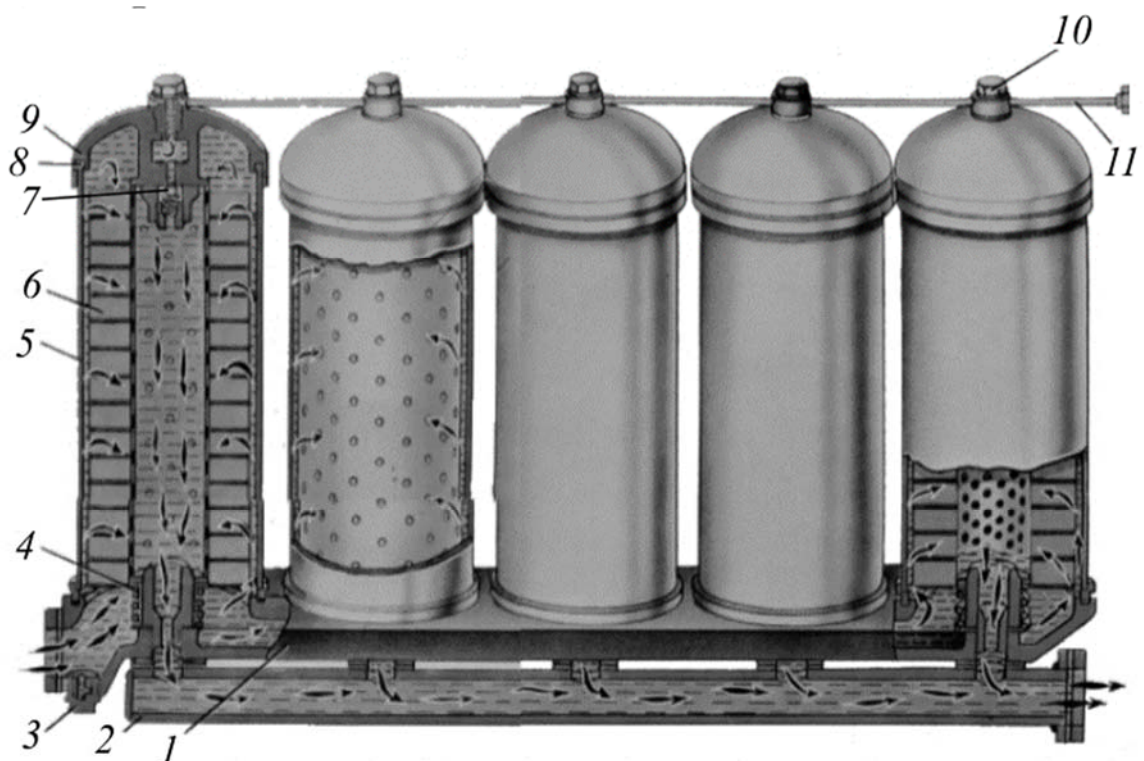


Рисунок 5.2.4 – Фільтр тонкої очистки мастила:

1 – корпус; 2 – труба; 3 – пробка; 4 – пружина; 5 – корпус фільтра; 6 – фільтруючий елемент; 7 – шарик; 8 – прокладка; 9 – кришка; 10 – болт; 11 – трубка.

Охолоджувачі мастила

Для охолодження мастила для даного двигуна використовується пластинчастий охолоджувач, який в зрівнянні з кожухотрубними охолоджувачами має наступні переваги:

- високу поверхневу густину;

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш 67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- передача більшої кількості тепла на 1 м² і на 1 кг маси апарата завдяки виготовлення пластин з тонкого матеріалу;
- невеликі питомі габарити і вагу;
- зручність зберігання запасних частин (прокладок і декількох пластин);
- легкість обслуговування (пакет пластин, стиснений болтами, відкривають за кілька хвилин, пошкоджена пластина легко і швидко замінюється без будь-яких спеціальних інструментів), так як висока турбулентність потоку зменшує ймовірність забруднення;
- підвищення або зменшення продуктивності установки на 30% додаванням або подовженням пластин.

Пластинчастий охолоджувач складається з двох основних елементів – рами і набору пластин. Пакет пластин притиснутий рухомою натискною плитою до нерухомої бокової плити-станини за допомогою горизонтальних несучих стрижнів і затискних бічних болтів (два або більше з кожного боку). Стислі пластини, що утворюють теплопередаючі перегородки, підвішені до верхнього несучого стрижня і зафіксовані за допомогою нижнього. Канали, що чергуються, забезпечують протитечію для кращої ефективності теплопередачі. Всі канали для кожного середовища з'єднані паралельно так, щоб вхідні та вихідні отвори були розташовані на закріпленому (нерухомому) кінці станини. Всі пластини мають однакові форму і розміри, при цьому кожна друга пластина перевертається, щоб вийшла система каналів, що чергуються.

Стічно-циркуляційна цистерна служить сховищем мастила, що циркулює в системі змащення. Цистерни циркуляційного мастила можуть бути розташовані в другому днищі або просто нижче картера двигуна. Для запобігання попадання мастила в двигун через зливну систему в разі ураження днищевої обшивки цистерн на зливних трубах встановлюють безповоротні чи запорні клапани.

На судах днище цистерни виконують з нахилом в корму, де накопичуються відстій і бруд, які періодично видаляють. В середині цистерна розділена поперечними перегородками з отворами в нижній частині для стікання відстія в

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

грязьовий колодязь. Цистерна обладнана пристроями для заміру мастила, осушення, вентиляції та підігріву, а також горловинами для огляду, очистки і ремонту.

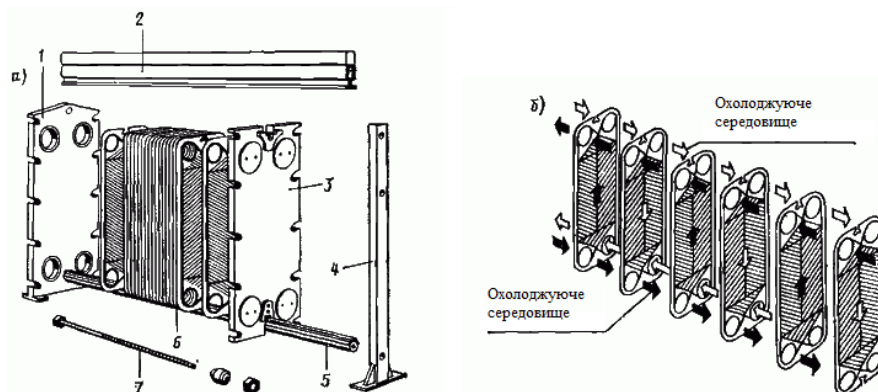


Рисунок 5.2.5 – Охолоджувач мастила

а – пристрій; б – напрям руху охолоджуючого та охолоджуваного середовищ;
1 – нерухома плита; 2 – верхня направляюча штанга; 3 – рухома плита; 4 – опорна стійка; 5 – нижня направляюча штанга; 6 – пакет пластин; 7 – стяжний болт.

Трубопроводы злива та прийому мастила розташовують в різних кінцях. Зливний патрубок максимально зближують до днища, щоб зменшити піноутворення. Приймальний патрубок має фільтруючу сітку.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	19,224
	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	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	418118,40
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,204
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	960,0
	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 насосу, м ³ /год	$W_{MB} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	24,030
3	Ємність маслозбірної цистерни, м ³	$V_{MH} = K_c \frac{W_{MB}}{z}$	0,78
	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	$z = 10 \dots 30 - \text{МОД, СОД}$ $= 40 \dots 60 - \text{ВОД}$	40
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{MH}$	0,469
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_g = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{MH}$	0,937
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	16,526
	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	$W_{MC} = \frac{m \cdot V_{MH}}{t_c}$	0,29
	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

Опис системи охолодження.

Система охолодження представляє собою групу систем, що призначаються для подачі робочої рідини на охолодження деталей, механізмів, приборів, пристроїв та робочих середовищ (води, мастила, повітря, пару, газу, палива) в теплообмінних апаратах. В якості охолоджуючого середовища використовується оброблена прісна вода. Вода порівняно з іншими охолоджуючими середовищами має велику теплоємність та високий коефіцієнт тепловіддачі. Прісна вода допускає нагрів в системах охолодження при атмосферному тиску до 80-90 градусів, а при підвищеному - і більш. Прісна вода циркулює у внутрішньому контурі, проходить попередню обробку з метою зниження вмісту солі, жорсткості і видалення різних домішок. У неї вводять інгібітори - сповільнювачі корозії.

Класифікація системи

Для охолодження даної дизельної установки використовують замкнуту систему охолодження, в якій для охолодження двигуна використовують прісну воду, яка циркулює по замкнутому контуру. Так як в процесі охолодження деталей двигуна прісна вода нагрівається, для підтримки необхідного температурного режиму її пропускають через охолоджувач, що прокачується забортної водою.

Складові системи

Насоси. В системі охолодження даної дизельної установки використовують доцентровий насос з частотою обертання 1500 – 2500 об/хв, який має відносно високий ККД, надійність, термін служби, помірні показники по масі та габаритам, невелику шумність, просту конструкцію, зручний в обслуговуванні. Однак доцентрові насоси не мають здатності до самозасмоктування. Тому їх або встановлюють нижче рівня перекачуваної рідини, або передбачають заповнення приймального трубопроводу рідиною перед запуском насоса.

Характеристики доцентрового насосу дозволяють затверджувати, що якщо частота його обертання змінюється пропорційно частоті обертання гвинта, продуктивність на всіх режимах виявляється достатньою.

Для постійної продуктивності насосу, використовують автономний привід від електродвигуна. Система з автономним приводом відрізняється значно більшою живучістю; крім того, можливе живлення декількох об'єктів охолодження от одного насоса та швидкий перехід на резервний насос. Недоліком системи охолодження з автономним приводом є її залежність від електроживлення в мережі, а також підвищена витрата енергії, що витрачається на перекачку одиниці маси рідини.

Охолоджувачі.

Теплообмінники в системі охолодження використовуються приблизно такого ж типу, що і в мастильній системі – пластинчасті. Температура охолоджуючої речовини повинна бути нижче температури охолоджуваної не менше ніж на 10-12°.

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Оскільки двигун має відносно невелику потужність, то в контурі встановлюється лише один холодильник.

Цистерни та трубопроводи.

Циркуляційна цистерна контуру охолодження поршнів розраховують виходячи з кратності циркуляції.

Розширююча цистерна встановлюється на рівні, що перевищує найвищу точку двигуна, що охолоджується прісною водою. Об'єм рідини в ній повинен складати 10-20% загального об'єму рідини в системі. Об'єм розширюючої цистерни приймається на 30% більше об'єму залитої в неї води.

Прокладка паровідвідних труб повинна забезпечувати безперервний підйом води і пари до розширюючої цистерни. Переріз труби, що з'єднує цистерну зі всмоктуючою порожниною насоса повинна бути в 1,5 – 2 рази більше перерізу усіх паровідвідних труб. Це забезпечує безперервну циркуляцію часті води, що знаходиться в контурі, через розширюючий бак, звідки і відбувається видалення пару.

Розрахункова частина.

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{\text{вк}} = K_z \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{пв}} \cdot \rho_{\text{пв}} \cdot \Delta t_{\text{в}}}$	29,937
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_z = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{пв}}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{\text{пв}}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_{\text{в}} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{\text{вк}} = \alpha_{\text{в}} \cdot g_{\text{в}} \cdot N_{\text{в}} \cdot Q_{\text{нр}}$	1254355,20
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_{\text{в}}$	0,204
	Номинальна потужність двигуна, кВт	$N_{\text{в}}$	960,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\text{в}} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{\text{нр}}$	42700,000

2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{ек} = 0,272 \frac{W_{ек} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	4,343
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{ек}}{k \cdot \Delta t}$	6,27
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_з \frac{Q_{ек}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	37,078
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_з = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність забортоної води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність забортоної води, кг/м ³	$\rho_{пв}$	1020,0
	Різниця температур забортоної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,144

5.4. Система пуску стисненим повітрям

Опис системи стисненого повітря

Система забезпечує стисненим повітрям необхідного тиску пуск та реверс двигуна. Вона складається з двох електрокомпресорів, масловодо-відділювачів, і як правило, двох балонів – сховищ стисненого повітря для запуску двигуна. Кожний з компресорів має продуктивність, що забезпечує заповнення балонів двигуна протягом однієї години, починаючи з тиску, при котрому є можливим останній запуск і маневр, до робочого.

Класифікація системи

За величиною тиску система належить до системи середнього тиску (робочий тиск системи – 3 МПа).

За технологією виробництва стисненого повітря система належить до об'ємних.

Складові системи

Компресори

Для наповнення балонів повітрям використовують зазвичай поршневі двоступінчасті компресори, приводом яких служать електродвигуни. Частота обертання компресорів 600 – 900 об/хв. Компресори зазвичай використовують з кількістю циліндрів 1 – 4. Принципова схема двоступінчастого компресора представлена на рис 5.4.1.

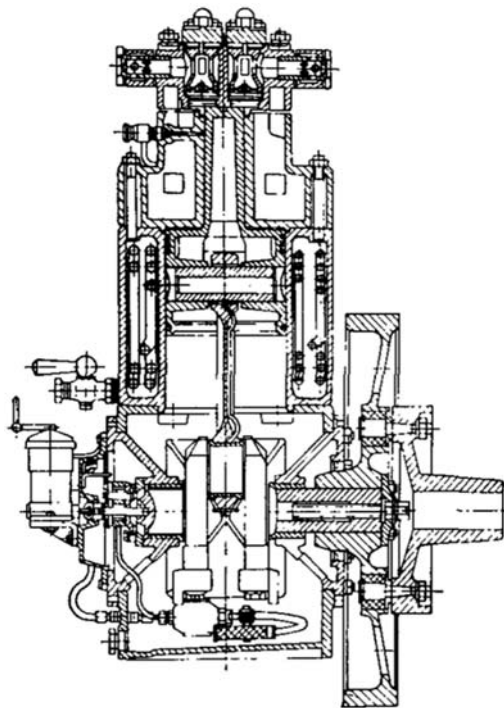


Рисунок 5.4.1 – Принципова схема одноциліндрового двоступінчастого компресора

Редукційні пристрої

Редукційна установка призначена для зниження і підтримання на постійному рівні тиск повітря в системі. Для підтримання тиску в системі та балонах використовуються редукційні запобіжні клапани для випуску з системи надлишкового повітря. Ці клапани встановлюються з балонами стисненого повітря по одному на балон і спрацьовують при перевищенні тиску більше максимального робочого значення балона (3 МПа).

Балони

Балони стисненого повітря виконують сталевими, зварного типу. Робочий тиск – 3 МПа. Конструктивно балони такого типу представляють собою циліндр з двома випуклими денцями, в яких зроблені лази. На балонах вмонтовані запірні клапани для заповнення і забору повітря, клапани до манометрів, запобіжні клапани і клапани продувки балона. Кількість повітря в балонах повинна забезпечити 12 пусків-реверсів двигуна. Принципова схема балону представлена на рис 5.4.2.

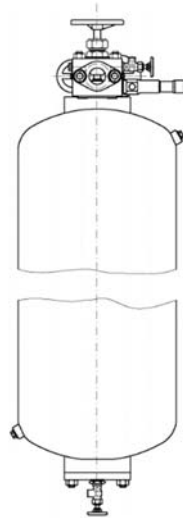


Рисунок 5.4.2 – Принципова схема балону стисненого повітря.

Запірна арматура та трубопроводи

Для перекриття повітряного постачання та регулювання витрати повітря в системі використовують запірні прохідні клапани чи вентилі. Вони встановлюються за компресорами та на балонах стисненого повітря. Клапани виконуються як ручного так і електроприводу.

Розрахункова частина.

Запас пускового повітря

$$V = [v_x + (z_n - 1)v_r] \cdot 10^{-3} = [11 + (12 - 1) \cdot 7] \cdot 484,8 \cdot 10^{-3} = 42,7 \text{ М}^3,$$

де $v_x = 10 - 12$ л/л – питома витрата повітря на пуск холодного двигуна;

$v_r = 3 - 8$ л/л – питома витрата повітря на реверс прогрітого двигуна;

					ВБР.142.2227см.04.05.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

V_s , л – сумарний робочий об’єм усіх циліндрів двигуна;

$z=12$ – кількість запусків двигуна.

Загальна ємність пускових балонів

$$\Sigma V_{\phi} = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\min}} = \frac{42,7 \cdot 0,101}{3 - 1,8} = 3,591 \approx 3,6 \text{ м}^3,$$

де $p_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск;

$p_p = 3$ МПа – робочий тиск в балонах;

$p_{\min} = 1,8$ МПа – мінімальний пусковий тиск в балонах.

Продуктивність компресора

$$W_K = \frac{\Sigma V_{\phi} \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0} = \frac{3,6 \cdot (3 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 103,1 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $\tau = 1$ год – час роботи компресора.

Потужність, що споживає компресор

$$N_K = 0,278 \frac{\varphi}{\eta_M} W_K \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{T_0} \cdot \left[T_0 \left(\sqrt{\frac{p_k}{p_0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} + T_{11} \left(\left(\sqrt{\frac{p_k}{p_0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \right], \text{ кВт},$$

де $\varphi = 1,1 - 1,15$ – коефіцієнт, що враховує гідравлічні втрати між ступенями компресора;

$\eta_M = 0,7 - 0,8$ – механічний ККД компресора.

$n = 1,25 - 1,35$ – середній показник політропи стиснення в ступені;

$T_{11} = T_1 - \Delta T_1$ – температура повітря після охолоджувача повітря першої ступені.

$$N_K := 0,278 \left[\frac{W \cdot \varphi \cdot n \cdot p_0}{\eta \cdot (n-1) T_0} \right] \cdot \left[T_0 \cdot \left(\sqrt{\frac{p_k}{p_0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} + T_{11} \cdot \left[\left(\sqrt{\frac{p_k}{p_0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right] = 24,393$$

					ВБР.142.2227ст.04.06.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Панкевич С.С.			Охорона праці				
Керівник		Проскурін А.Ю.							
					Літ.	Аркуш	Аркушів		
							77	5	
					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 в процесі виробництва впливають на фізичний, психологічний та соціальний стан працівника.

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

					ВБР.142.2227см.04.06.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля працівника поза його робочим місцем.

Під охороною праці розуміється сукупність заходів щодо створення безпосередньо 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 плату, не нижчу від визначеної законом”, „Кожен, хто працює, має право на відпочинок (ст. 45 Конституції України). Та ще ряд положень і законів, що регламентують 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, фізика, психологія, епідеміологія, правознавство, а в останні десятиріччя з’явилась нова наука — ергономіка, що вивчає методи взаємодії техніки і людей. Традиційно вважалось, що людина повинна пристосуватись до роботи. Використовувався навіть термін «адаптація на робочому місці». Ергономіка розробляє досить ефективні заходи щодо адаптації праці до людини, внаслідок чого працівник ставить у можливо найсприятливіші умови по виконанню функціональних завдань.

Можлива небезпека при експлуатації або виготовленні двигуна

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки 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 ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов’язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами

					ВБР.142.2227см.04.06.ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити 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 треба:

- 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 треба:

- 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:

					ВБР.142.2227см.04.06.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– 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.04.06.ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

В даній роботі розглянуто двигун типу 6ЧН 23/30 та можливий варіант модернізації агрегату наддува, який встановлено на судні в якості допоміжного.

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 агрегат наддува. Запропонований турбокомпресор 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, турбокомпресор, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 6ЧН 23/30.

					ВБР.142.2227ст.04.ПЗ	Аркуш
						82
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. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
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.

					<i>ВБР.142.2227ст.04.ПЗ</i>	Аркуш
						83
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		