

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 8ЧН 21/31 (MAN 8L21/31)

(Design of the marine auxiliary engine 8ЧН 21/31 (MAN 8L21/31))

Виконав

Гусейнов А.А

підпис

Керівник

Тимошевський Б.Г.

підпис

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

Завдання

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

Тема роботи: «Розрахунок суднового допоміжного двигуна типу 8ЧН 21/31 (MAN 8L21/31)»

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

Виконавець: студент групи 4221 Гусейнов Арастон Арастунович

ЗМІСТ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Вступ

Розділ 1. Опис конструкції двигуна.

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

Розділ 2. Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

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

Розділ 3. Перевірочний розрахунок динаміки ДВЗ.

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

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

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

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

Розділ 6. Охорона праці

Висновки.

Список літератури.

ОБСЯГ РОБОТИ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ

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

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

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

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

Керівник роботи

Завдання прийняв до виконання студент

Завдання видано «_____» _____ 2022 р.

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

АНОТАЦІЯ

В бакалаврській роботі наведені результати проектування суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 1760 кВт та 900 об/хв.

В якості базового був обраний двигун 8ЧН 21/31, 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 відцентровий насос. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Бакалаврська робота виконана українською мовою на 103 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

					ВБР.142.4221.01.ЛІЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вступ.....	4
1. Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 21/31.....	6
2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 8ЧН 21/31	19
2.1 Вимоги до проектуваного двигуна.....	20
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	21
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	22
2.4 Результати теплового розрахунку	25
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	32
3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 8ЧН 21/31.....	35
4. Проект агрегату наддува двигуна типу 8ЧН 21/31.....	44
5. Розрахунок систем двигуна типу 8ЧН 21/31	67
5.1 Паливна система.....	68
5.2 Система змащення.....	76
5.3 Система охолодження.....	85
5.4 Система пуску стисненим повітрям.....	93
6. Охорона праці.....	97
Висновок.....	102
Список використаної літератури.....	103

					<i>ВБР.142.4221.01.ПЗ</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Гусейнов А.А.				Зміст		Літ.	Аркуш
Консультант								3
Керівник	Тимошевський Б.Г.							1
Зав. каф.							НУК ім. адмірала Макарова	

ВСТУП

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

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

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

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

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

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

					ВБР.142.4221.01.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 8ЧН 21/31.

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.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.4221.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Гусейнов А.А.				Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 21/31		Літ.	Аркуш	Аркушів
								6	13
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 8ЧН 21/31

Дизельний двигун (MAN 8L21/31) восьмициліндровий, рядний, чотирьохтактний двигун, з турбонаддувом односторонньої дії тронкового типу з діаметром циліндра 210 мм і робочим ходом поршня 310 мм. Швидкість обертання колінчастого вала становить 900 або 1000 об/хв.

Для зручності експлуатації, ремонту та обслуговування двигун має модульну конструкцію. Циліндровий модуль складається з: головки циліндра, водяної сорочки, втулки циліндра, поршня і шатуна. Модуль може бути демонтований в зборі з можливістю швидкої заміни запасними модулями. Це дозволяє проводити відновлювальні роботи окремо від ремонту двигуна, що зазвичай забезпечує більше часу між капітальними ремонтами.

Двигун розрахований на необмежений профіль навантаження на важкому паливі, низький рівень викидів, високу надійність і простоту монтажу.

Область застосування: морський транспорт.

Класифікація двигуна:

- За способом здійснення робочого циклу: чотирьохтактний.
- За способом дії: простого.
- За кількістю циліндрів: багатоциліндровий.
- По розташуванню циліндрів: однорядний з вертикальним розташуванням циліндрів в одній площині.
- За ступенем стиснення: високого стиснення.
- За родом застосовуваного палива: важке дизельне паливо.
- За способом наповнення робочого циліндру: з наддувом.
- За способом сумішоутворення: з внутрішнім сумішоутворенням.
- По конфігурації камер згоряння (КЗ): з неподіленими односмуговими КЗ.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- За способом займання палива: з самозапаленням впорскуючого в КЗ палива.
- По можливості зміни напрямку обертання колінчастого валу: не реверсний.
- По частоті обертання колінчастого валу: середньообертовий.
- По швидкості переміщення поршня: середньої швидкохідності 7...10 м/с.

Суднові двигуни MAN відрізняються високою потужністю поряд з мінімальною витратою палива. Їх переваги полягають насамперед у оптимальним виходом потужності, поряд з компактними розмірами. Всі двигуни відповідають вимогам діючих норм токсичності ВГ.

Габаритні розміри двигуна:

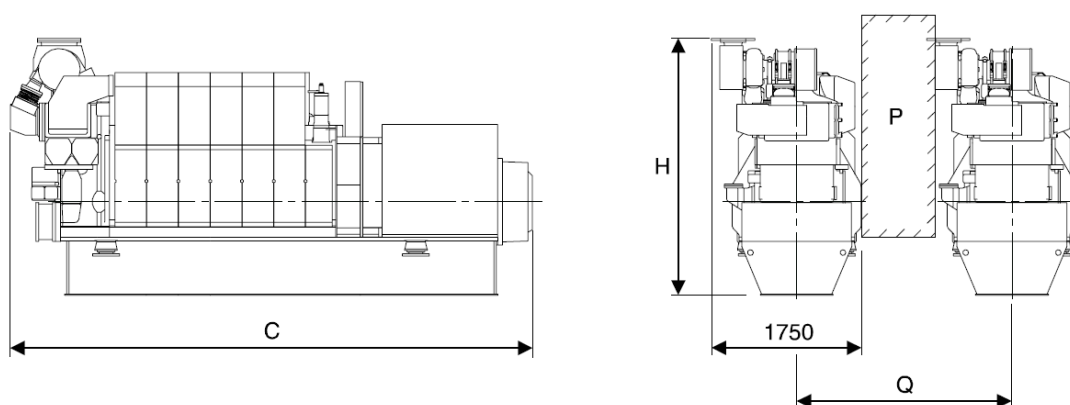


Рисунок 1.1 – Габаритні розміри двигуна 8ЧН 21/31

L - довжина двигуна з урахуванням модуля; C - ширина двигуна з урахуванням модуля; Q- відстань між двигунами; H - повна висота двигуна (з урахуванням модуля).

Значення габаритних розмірів:

- $L = 7,984$ м;
- $Q = 2,400$ м;
- $C = 7,210$ м;
- $H = 3,100$ м.

На рис. 1.2 зображено поперечний розріз двигуна. На підставі цього перетину розглянемо основні елементи його конструкції.

Основна конструкція двигуна складається з остову, деталей руху і розподільчого механізму.

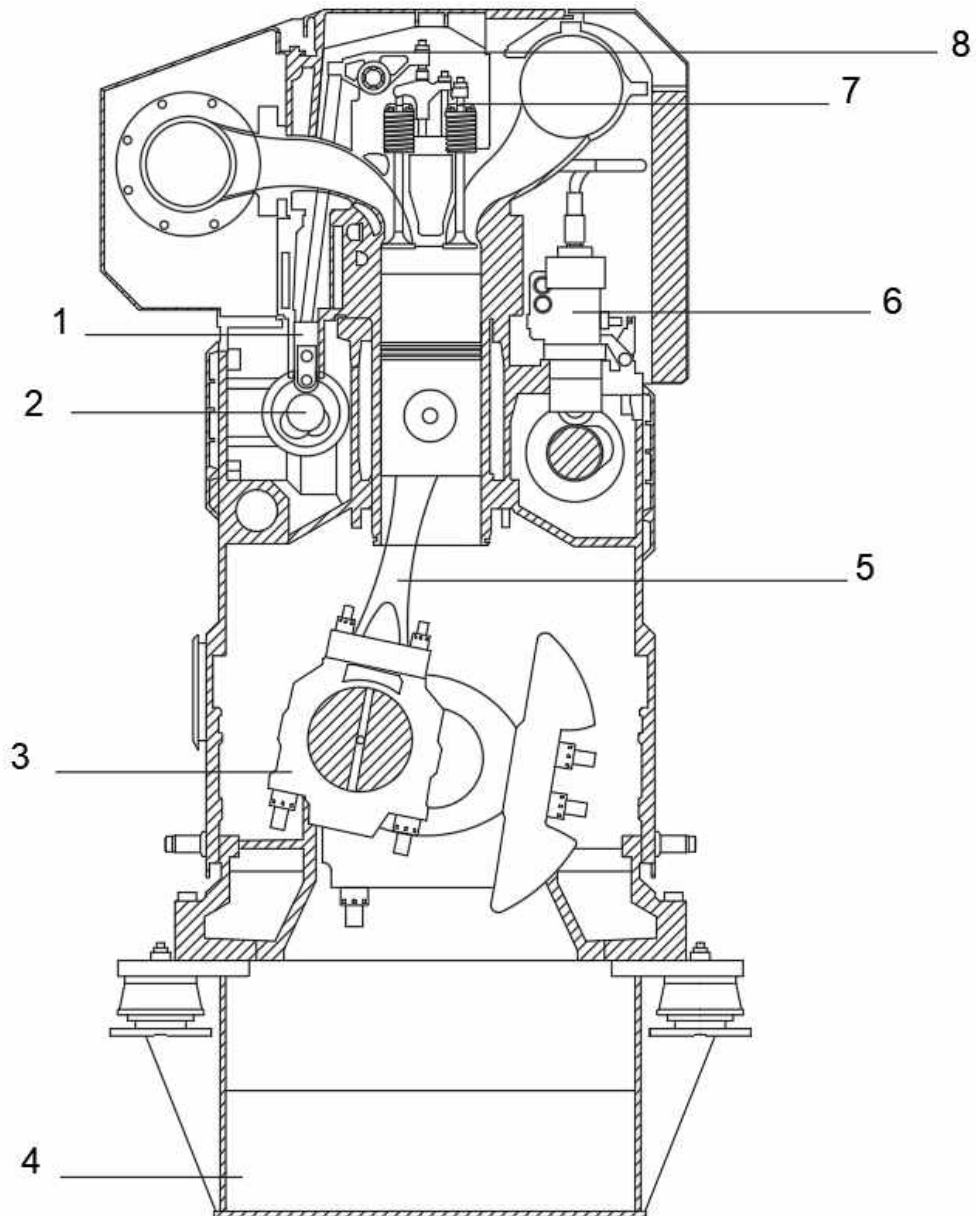
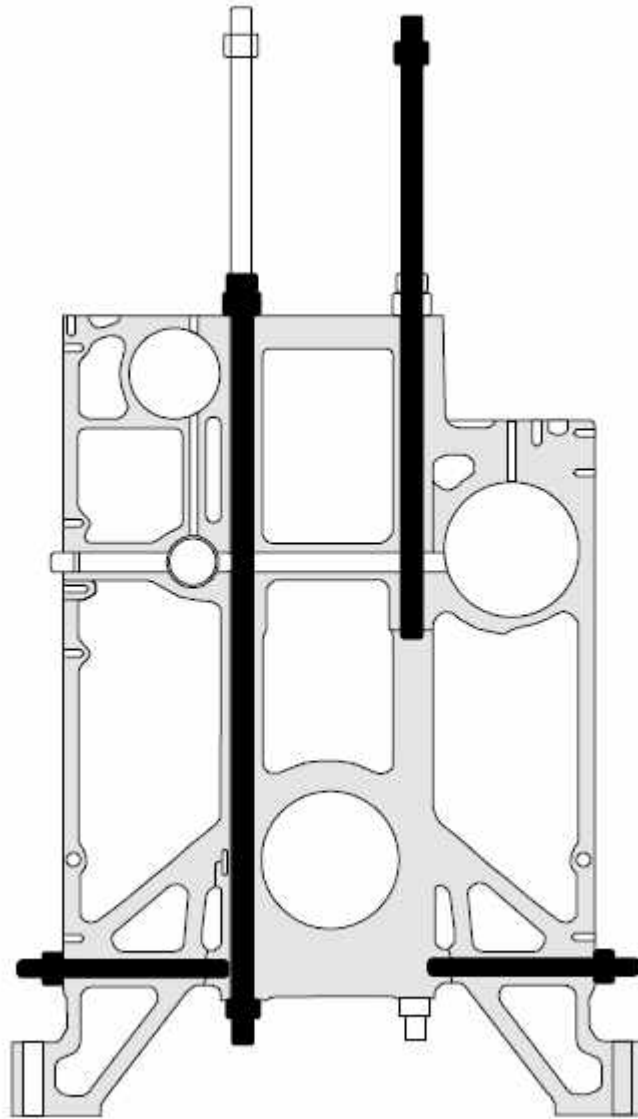


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 21/31:

4– піддон;; 3 – кришка підшипника;
2 – розподільчий вал; 1 – штовхач; 5 – шатун; 8– коромисло;
; 7 – клапан випускний; 6– ПНВТ;



Рама двигуна

Двигун та генератор встановлені на жорстку опорну раму. Генератор розглядається як невід'ємна частина під час проектування двигуна. Опорна рама, яка встановлена на гнучкій основі, діє як резервуар для мастила двигуна.

Моноблочна чавунна рама двигуна має дуже жорстку конструкцію. Всі компоненти рами двигуна знаходяться під напруженою стиснення. Рама спроектована для розподілення сил від головки циліндра до колінчастого валу і забезпечує низьку вібрацію зовнішньої поверхні

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Два розподільних вали розташовані в рамі двигуна. Розподільний вал керування клапанами розташований на стороні випуску в дуже високому положенні, а розподільний вал впорскування розташований на стороні обслуговування двигуна

Головні підшипники для підвішеного колінчастого вала закріплені в жорстких опорах за допомогою стяжок від проміжної поверхні рами і фіксуються кришками підшипників. Вони мають бокові напрямні і утримуються на місці за допомогою шпильок з гідравлічно-затягнутими гайками. Головний підшипник оснащений змінними вкладишами, які встановлюються без притирання.

З боків рами є кришки для доступу до розподільних валів і картера. Деякі кришки оснащені запобіжними клапанами, які спрацюють, якщо в картері заpalюються пари масла (наприклад, у випадку з перегрітим підшипником).

Фундаментна рама

Двигун та генератор встановлені на жорстку опорну раму. Генератор розглядається як невід'ємна частина під час проектування двигуна. Опорна рама, яка встановлена на гнучкій основі, діє як резервуар для мастила двигуна.

Втулка циліндра

Втулка циліндра/сорочка охолоджуючої води/жаростійке кільце

Гільзи циліндрів виготовлені зі спеціального чавуну, виготовленого методом центробіжного лиття, в верхній частині змонтована сорочка з охолоджувальною водою з шароподібного чавуну. Це зосереджено над картером. Нижня частина гільзи циліндра спрямована до картеру. Так зване жаростійке кільце монтується на верхню частину гільзи циліндра.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

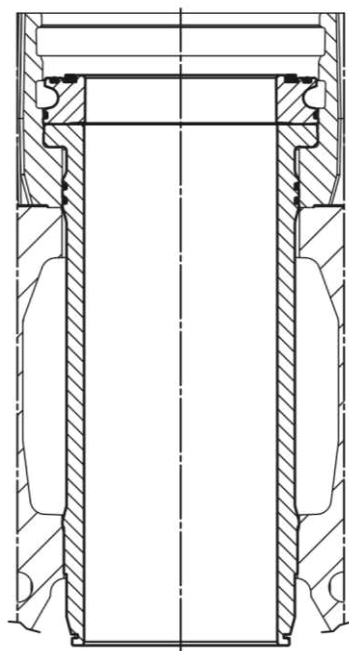


Рис. 1.2. Втулка циліндру

Поділ на 3 компонента, тобто гільзу циліндра, сорочку охолоджуючої води і жаростійке кільце, забезпечує найкращу можливу конструкцію з точки зору стійкості до деформації, охолодження і забезпечення мінімальних температур на певних вузлах компонентів.

Взаємодія складеного поршня / жаростійкого кільця

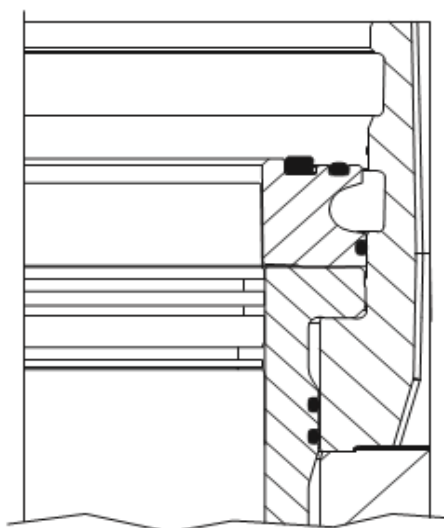


Рис. 1.3. Жаростійке кільце

Жаростійке кільце, яке знаходиться над гільзою циліндра, працює разом з голівкою складеного поршня, щоб гарантувати, що відпрацьовані вуглецеві відкладення на голівці поршня не контактують з робочою поверхнею гільзи циліндра. Це запобігає зношенню робочої поверхні циліндра там, де мастило не поступатиме належним чином.

Головка циліндра

Головка циліндра виконана з чавуну з вбудованим ресивером наддувочного повітря, виконаним як одне ціле. Має товстостінне дно з водяним охолодженням. Вона має центральний отвір для паливної форсунки і 4 клапани на циліндр, які забезпечують поперечну продувку, з високим коефіцієнтом витрати. Інтенсивне водяне охолодження області розпилювача форсунки дозволило виключити окреме охолодження форсунки. Профіль клапана має вигин приблизно на 20° до осі циліндра і досягає певного впускного завихрення.

Головка циліндрів затягується за допомогою 4 гайок і 4 шпильок, які вгвинчуються в раму двигуна. Гайки затягуються за допомогою гідравлічних домкратів.

Головка циліндрів має верхню кришку що нагвинчується. Вона виконує дві основні функції: масляне ущільнення камери коромисла і капотування всієї верхньої поверхні головки.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

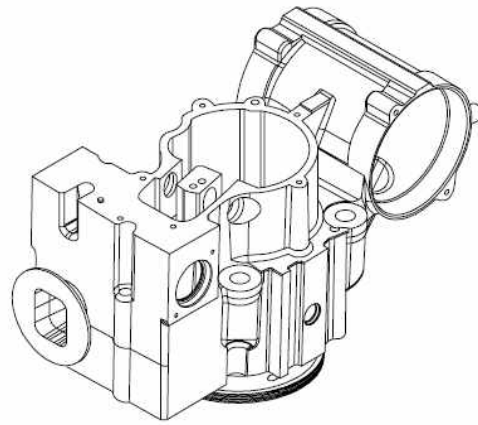


Рис. 1.4. Головка циліндру

Впускні і випускні клапани

Клапани виготовлені з термостійкого матеріалу, а контактна фаска додатково армована навареною твердою сталлю.

Усі клапани мають механізми повороту, які повертають шпинделі кожен раз, як клапани активуються. Поворот шпинделів забезпечує рівномірний рівень температури на тарілках клапана і запобігає утворенню відкладень на посадочних поверхнях.

Головка циліндрів оснащена змінними кільцями сідел клапана. Кільця посадочних місць випускного клапана охолоджуються водою, щоб забезпечити низьку температуру клапана.

Привід клапана

Важелі коромисла приводяться в дію за допомогою роликів, роликових напрямних і штовхачів. Роликові напрямні для впускних і випускних клапанів встановлені у водяній сорочці.

Кожне коромисло активує два шпинделі клапана через з'єднувальний рычаг клапана за допомогою тягових гвинтів і регулювальних гвинтів для зазору клапана.

Приводний механізм клапана змащується під тиском з централізованої системи змащення через канали у водяній сорочці і голівці циліндрів, а звідти в вал коромисла до коромисла.

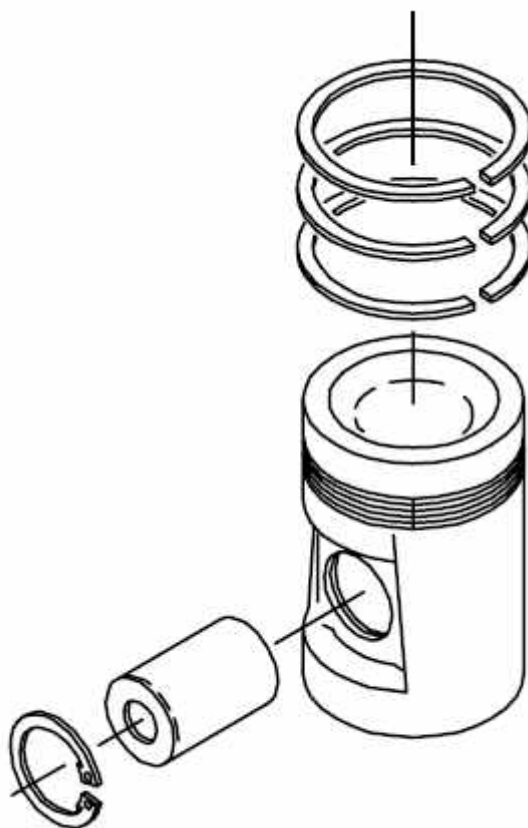


Рис. 1.5. Поршень

Поршень з масляним охолодженням композитного типу має корпус з чавуну і голівку з кованої сталі стійкої до деформації. Він оснащений двома ущільнювальними кільцями і одним маслосборним кільцем в загартованих кільцевих канавках.

Завдяки використанню ущільнювальних кілець з різними бочкоподібними профілями і хромованими робочими поверхнями, набір поршневих кілець оптимізований для максимального ущільнюючого ефекту і мінімальної швидкості зносу.

Поршень має порожнину для охолоджуючого масла поруч з головкою поршня і зоною поршневих кілець. Передача тепла і охолоджуючий ефект засновані на ефекті вібрації, що виникає під час руху поршня. Охолоджуючим середовищем є олія з системи мастила двигуна.

Масло подається в простір для охолоджуючого масла через отвір у шатуні. Масло зливається з охолоджуваного масляного простору через канали, розташовані протилежно до вхідних каналів.

Поршневий палець плаваючого типу утримується на місці в осьовому напрямку двома стопорними кільцями.

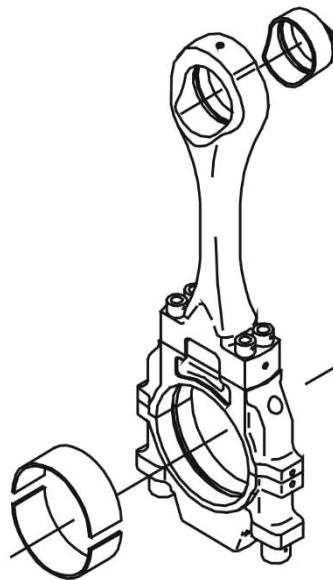


Рис. 1.6. Шатун

Роз'єм знаходиться над шатунним підшипником. Це означає, що нижня голівка шатуна не має необхідності відкриватися при демонтажі поршня. Це є перевагою для експлуатаційної безпеки, і це рішення також зменшує розмірність, необхідну для встановлення / зняття поршня.

Шатун і корпус підшипника виготовлені з штампованої сталі *CrMo*.

Матеріал вкладишів підшипника ідентичний матеріалу підшипника колінчастого вала. Використовуються тонкостінні підшипникові вкладиші з тонким шаром *AlSn*.

Підшипникові вкладиші мають прецизійний тип і тому повинні встановлюватися без притирання або будь-яких інших пристосувань.

Малий підшипник триметалічного типу, він запресовується у верхню голівку шатуна. Втулка забезпечена внутрішньою кільцевою канавкою і кішенню для розподілу масла в самій втулці і для подачі масла до бобишок.

Колінчастий вал і головні підшипники

Колінчастий вал отриманий шляхом цілісної поковки, підвішений в опорних підшипниках. Основні підшипники мають триметалічний тип, які покриті тонким шаром антифрикційного покриття. Для досягнення відповідного тиску в підшипнику і рівня вібрації колінчастий вал забезпечений противагами, які кріпляться до колінчастого валу за допомогою двох гідравлічних гвинтів.

На фланці для кріплення маховика колінчастий вал забезпечений зубчастим колесом, яке через два проміжних колеса надає руху кулачковим валам.

Тут також встановлена гнучка муфта для підключення генератора змінного струму. На протилежному кінці (передній кінець) є зубчаста передача для змащення масляного і водяного насосів.

Масило для головних підшипників подається через отвори, просвердлені в рамі двигуна. Від головних підшипників масло проходить через отвори в валу колінчастих валів до підшипників великого діаметру, а потім через канали в сполучних шатунах для змащення поршневих пальців і охолодження поршнів.

Розподільний вал і його привід

Впускний і випускний клапани, а також паливні насоси двигуна приводяться в дію двома розподільними валами.

Завдяки конструкції з двома розподільними валами можливе оптимальне регулювання газообміну без зміни часу уприскування палива. Також можливо регулювати вприск палива, не перериваючи газообмін.

Два розподільних вали розташовані в рамі двигуна. Розподільний вал приводу клапанів розташований на стороні випуску, в максимально високому положенні, щоб забезпечити жорсткість механізму ходу клапана і зменшити рухомі маси.

Розподільчий вал приводу клапанів розташований на стороні обслуговування двигуна.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Обидва розподільних вала виконані у вигляді циліндрових секцій і підшипникових секцій таким чином, що розбирання окремих циліндрових секцій можливе через бічні отвори в картері.

Два розподільних вали і регулятор управляються головною зубчастою передачею, яка розташована на кінці маховика двигуна. Вони обертаються зі швидкістю, яка в два рази менше швидкості колінчастого вала.

Розподільні вали розташовані в підшипникових втулках, які встановлені в отворах в рамі двигуна; кожен підшипник замінний.

Навісне обладнання

Навісне обладнання двигуна – водяні насоси, масляні фільтри та теплообмінні апарати – згруповані в передній частині двигуна у вигляді окремого модуля. Окремі компоненти можуть бути замінені за допомогою концепції затиску / зняття без видалення трубопроводів та арматури. Це також означає, що всі з'єднання для двигуна, такі як охолоджуюча вода і рідке паливо, повинні бути приєднані в передній частині двигуна для забезпечення простої установки.

Регулювання

Частота обертання двигуна контролюється електронним регулятором з гідравлічними приводами. У деяких випадках в якості альтернативи можна використовувати гідравлічний регулятор.

					<i>ВБР.142.4221.01.ПЗ</i>	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.4221.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Гусейнов А.А			Розрахунок робочого цик- лу двигуна		Літ.	Аркуш	Аркушів
								19	16
Керівник		Тимошевський Б.Г.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 21/31

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

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

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

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

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр. Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						20
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.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На його основі можливо:

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

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

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

2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298$ К (стандартні умови застосування).

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

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 16,5$ [7].

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,153$.

Показник адіабати повітря $k_v = 1,4$.

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

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,95$.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Приймаємо $\xi_z = 0,93$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,2$.

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

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

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

Приймаємо $\zeta = 1$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,93$.

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

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 820$ К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [8]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,126$ кг – кількість водню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню.

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

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Нижча теплота згоряння палива **Qн**. Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі **Пк**. Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 4,2$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку **фп**. Для 4-тактних двигунів $\phi_p = 0$.

					<i>ВБР.142.4221.01.ПЗ</i>	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.4 Результати теплового розрахунку

1. Расчёт процесса наполнения

2.1 Температура воздуха за компрессором, К

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

$T_k = 436.395$

2.2 Температура воздуха в ресивере, К

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

$T_s = 321.679$

2.3 Температура воздуха в конце наполнения, К

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

$T_a = 354.932$

2.4 Давление воздуха в ресивере двигателя

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

$P_s = 0.381$

2.5 Давление в конце наполнения, МПа

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

$P_a = 0.366$

2.6 Коэффициент наполнения

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

$\eta_H = 0.882$

3. Расчёт процесса сжатия

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

$$c'_v \leftarrow 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_v \leftarrow 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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

$$b_c = 0.002524$$

$$a_{vc} = 19.286$$

3.4 Показатель политропы сжатия

$$n_1 := 1.34$$

Given

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

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

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

$$n_1 = 1.367$$

3.5 Давление в конце сжатия, МПа

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

$$P_c = 16.859$$

3.6 Температура в конце сжатия, К

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

$$T_c = 991.69$$

4. Расчёт процесса сгорания

4.1 Количество воздуха, поступающего в цилиндр кмоль/кг

$$L := \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) + \frac{1}{\mu_f} \quad L = 1.008$$

4.2 Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O - \frac{1}{\mu_f}}{32 \cdot L + \frac{1}{\mu_f}} \quad \beta_0 = 1.017$$

4.3 Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0162$$

4.4 Доля топлива, выгоревшая до точки z

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.949$$

4.5 Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.015$$

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

$$c''_{vz} \leftarrow \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} \leftarrow a_{vz} + b_z \cdot T$$

где $\Delta M := \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0189$

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

$$m := 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.038$$

$$a_{vz} = 19.79387$$

$$b_z = 0.00299$$

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

$$c_{vb} \leftarrow \frac{(m + \gamma_f) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_f) \cdot c'_v}{\alpha(1 + \gamma_f) + (m - 1)} \leftarrow a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.82072$$

$$b_b = 0.00301$$

4.8 Определение температуры в точке z, К

—

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_f \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c \leftarrow \beta_z \cdot (1 + \gamma_f) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

решение: $T_z = 1.944 \times 10^3$

4.9 Максимальное давление в цилиндре, МПа

$$P_z := \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 21.525$$

5. Расчёт процесса расширения

5.1 Степень предварительного расширения

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

$$\rho = 1.559$$

5.2 Степень последующего расширения

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

$$\delta = 10.586$$

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

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

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

$$n_2 = 1.27$$

$$T_b = 1.028 \times 10^3$$

5.4 Давление в конце процесса расширения, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 1.075$$

6. Определение индикаторных показателей цикла

6.1 Теоретическое среднее индикаторное давление, МПа

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

$$P_i = 2.647$$

6.2 Действительное среднее индикаторное давление, МПа

$$P_i = P_i' \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 2.647$$

6.3 Удельный индикаторный расход топлива кг/(кВт ч)

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

$$g_i = 0.157$$

6.4 Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.537$$

7. Определение эффективных показателей

7.1 Среднее эффективное давление, МПа

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

$$P_e = 2.462$$

7.2 Эффективный КПД

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

$$\eta_e = 0.5$$

7.3 Удельный эффективный расход топлива кг/(кВт ч)

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

$$g_e = 0.1687$$

7.4 Эффективная мощность двигателя

$$N_e := 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$$

$$N_e = 1.587 \times 10^3$$

7.5 Погрешность определения эффективной мощности

$$\Delta N := \frac{N_e - N_e^*}{N_e}$$

$$\Delta N = -10.881\%$$

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

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

8. Расчёт баланса мощности турбины и компрессора

8.1 Определение расхода воздуха двигателем, кг/ч

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

$$\underline{R} := 287$$

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

$$G = 2.814$$

8.2 Расход газов через турбину, кг/ч

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

$$G_t = 2.888$$

8.3 Давление газов перед турбиной, МПа

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

$$P_r = 0.294$$

8.4 Температура газов, К

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

$$T_t = 780.254$$

8.5 Количество рабочего тела, кмоль/кг

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

$$M_s = 1.095$$

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

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

$$R_t = 284.903$$

8.6 Показатель адиабаты для отходящих газов

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

$$k_t = 1.375$$

8.9 Степень повышения давления воздуха в компрессоре

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

$$\Pi_k = 5.342$$

8.10 Расчётное давление наддува, МПа

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

$$P_{kd} = 0.5411$$

8.11 Погрешность определения давления наддува

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

$$\Delta P_k = 28.862\%$$

Вывод = "Ошибка по P_k превышает допустимую(0.5%)"

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

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:

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

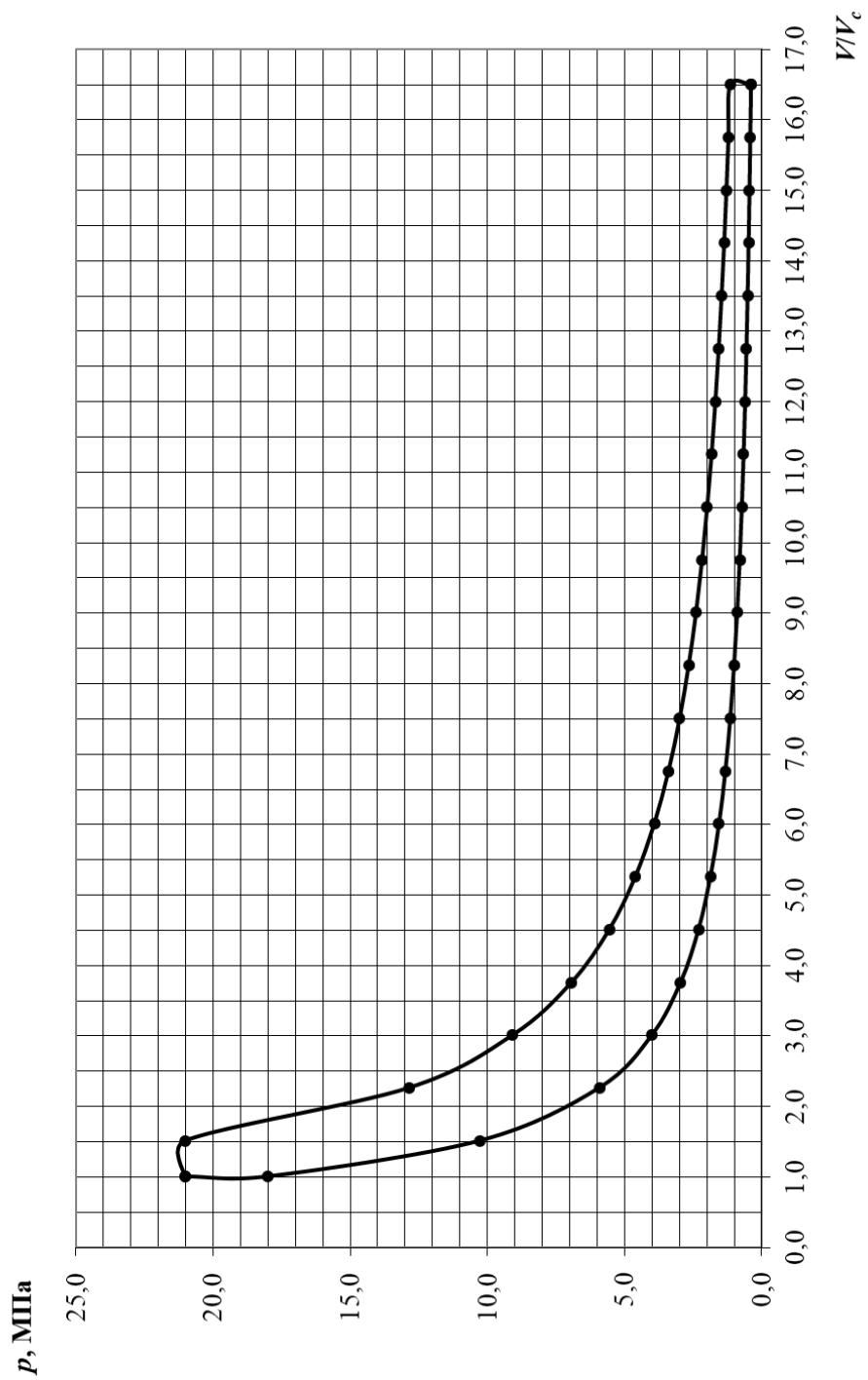
де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,215
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	18
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	21
Ступінь попереднього розширення ρ	1,508
Ступінь стиснення $\square$	16,5

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	21,00	
1,00	18,00	21,00
1,51	10,27	21,00
2,26	5,92	12,86
3,01	4,00	9,08
3,76	2,96	6,93
4,51	2,31	5,55
5,26	1,87	4,61
6,01	1,56	3,92
6,76	1,33	3,40
7,50	1,15	2,99
8,25	1,01	2,66
9,00	0,90	2,40
9,75	0,80	2,17
10,50	0,73	1,99
11,25	0,66	1,83
12,00	0,61	1,69
12,75	0,56	1,57
13,50	0,52	1,46
14,25	0,48	1,37
15,00	0,45	1,29
15,75	0,42	1,21
16,50	0,39	1,15
16,50		0,39

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми



					ВБР.142.4221.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Гусейнов А.А.				Перевірочний розрахунок динаміки двигуна		Літ.	Аркуш	Аркушів
								35	9
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 3

ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 21/31

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

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

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

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

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

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

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

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.

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 – сумарні дотичні сили, $T_{ср}$ – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,21
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	900
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	20
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,37
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,41
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,33
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,23
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	90
Радіус кривошипа	м	r	0,155
Ступінь стиснення		ε	16,5
Показник політропи стиснення		n ₁	1,365
Показник політропи розширення		n ₂	1,215
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,508
Кількість циліндрів		i	8

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T	V/Vc
0	0,4100	-4,3982	-3,9882	0,0000	-3,9882	0,0000	1,0000
10	0,4100	-4,2943	-3,8843	-0,1552	-3,7983	-0,8274	1,1468
20	0,4100	-3,9901	-3,5801	-0,2822	-3,2677	-1,4897	1,5801
30	0,4100	-3,5079	-3,0979	-0,3578	-2,5039	-1,8589	2,2792
40	0,4100	-2,8820	-2,4720	-0,3681	-1,6570	-1,8710	3,2113
50	0,4100	-2,1556	-1,7456	-0,3108	-0,8840	-1,5370	4,3338
60	0,4100	-1,3767	-0,9667	-0,1951	-0,3143	-0,9347	5,5976
70	0,4100	-0,5930	-0,1830	-0,0402	-0,0248	-0,1857	6,9499
80	0,4100	0,1519	0,5619	0,1295	-0,0300	0,5759	8,3381
90	0,4100	0,8224	1,2324	0,2886	-0,2886	1,2324	9,7126
100	0,4100	1,3937	1,8037	0,4157	-0,7226	1,7042	11,0289
110	0,4100	1,8530	2,2630	0,4969	-1,2409	1,9566	12,2496
120	0,4100	2,1991	2,6091	0,5267	-1,7607	1,9962	13,3453
130	0,4100	2,4413	2,8513	0,5076	-2,2216	1,8579	14,2944
140	0,4100	2,5964	3,0064	0,4477	-2,5908	1,5895	15,0821
150	0,4100	2,6855	3,0955	0,3576	-2,8595	1,2381	15,6998
160	0,4100	2,7301	3,1401	0,2475	-3,0354	0,8414	16,1431
170	0,4100	2,7486	3,1586	0,1262	-3,1325	0,4242	16,4099
180	0,3700	2,7533	3,1233	0,0000	-3,1233	0,0000	16,5000
190	0,3728	2,7486	3,1214	-0,1247	-3,0956	-0,4192	16,4132
200	0,3814	2,7301	3,1115	-0,2453	-3,0078	-0,8337	16,1495
210	0,3965	2,6855	3,0820	-0,3560	-2,8471	-1,2327	15,7095
220	0,4193	2,5964	3,0157	-0,4491	-2,5988	-1,5944	15,0949
230	0,4518	2,4413	2,8930	-0,5151	-2,2542	-1,8851	14,3102
240	0,4969	2,1991	2,6960	-0,5442	-1,8193	-2,0627	13,3640
250	0,5595	1,8530	2,4125	-0,5297	-1,3229	-2,0858	12,2708
260	0,6467	1,3937	2,0405	-0,4702	-0,8174	-1,9278	11,0521
270	0,7704	0,8224	1,5928	-0,3730	-0,3730	-1,5928	9,7373
280	0,9501	0,1519	1,1020	-0,2540	-0,0587	-1,1294	8,3635
290	1,2196	-0,5930	0,6266	-0,1376	0,0850	-0,6359	6,9751
300	1,6399	-1,3767	0,2632	-0,0531	0,0856	-0,2545	5,6216
310	2,3258	-2,1556	0,1701	-0,0303	0,0862	-0,1498	4,3558
320	3,4994	-2,8820	0,6174	-0,0919	0,4139	-0,4673	3,2303
330	5,5772	-3,5079	2,0693	-0,2390	1,6726	-1,2417	2,2943
340	9,1632	-3,9901	5,1730	-0,4078	4,7216	-2,1525	1,5906
350	14,1253	-4,2943	9,8310	-0,3929	9,6135	-2,0940	1,1522
360	16,9851	-4,3982	12,5869	0,0000	12,5869	0,0000	1,0000
370	20,0000	-4,2943	15,7057	0,6276	15,3582	3,3453	1,1415
380	19,0204	-3,9901	15,0303	1,1848	13,7186	6,2540	1,5697
390	12,2260	-3,5079	8,7181	1,0070	7,0466	5,2312	2,2643
400	8,0743	-2,8820	5,1923	0,7733	3,4805	3,9299	3,1925
410	5,6128	-2,1556	3,4572	0,6155	1,7507	3,0440	4,3119
420	4,1124	-1,3767	2,7357	0,5522	0,8896	2,6453	5,5735
430	3,1596	-0,5930	2,5666	0,5635	0,3483	2,6046	6,9247
440	2,5299	0,1519	2,6818	0,6181	-0,1430	2,7484	8,3128
450	2,0993	0,8224	2,9217	0,6841	-0,6841	2,9217	9,6879
460	1,7964	1,3937	3,1902	0,7352	-1,2780	3,0140	11,0056

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Архив
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

470	1,5790	1,8530	3,4320	0,7535	-1,8819	2,9673	12,2284
480	1,4209	2,1991	3,6200	0,7307	-2,4428	2,7696	13,3266
490	1,3054	2,4413	3,7466	0,6670	-2,9193	2,4413	14,2784
500	1,2215	2,5964	3,8179	0,5686	-3,2902	2,0185	15,0692
510	1,1622	2,6855	3,8477	0,4444	-3,5544	1,5390	15,6901
520	1,1228	2,7301	3,8529	0,3037	-3,7244	1,0324	16,1365
530	1,1002	2,7486	3,8488	0,1538	-3,8170	0,5169	16,4067
540	1,0928	2,7533	3,8461	0,0000	-3,8461	0,0000	16,4999
550	0,3300	2,7486	3,0786	-0,1230	-3,0532	-0,4134	16,4163
560	0,3300	2,7301	3,0601	-0,2412	-2,9581	-0,8199	16,1559
570	0,3300	2,6855	3,0155	-0,3483	-2,7856	-1,2061	15,7191
580	0,3300	2,5964	2,9264	-0,4358	-2,5219	-1,5472	15,1077
590	0,3300	2,4413	2,7713	-0,4934	-2,1593	-1,8058	14,3260
600	0,3300	2,1991	2,5291	-0,5105	-1,7067	-1,9350	13,3827
610	0,3300	1,8530	2,1830	-0,4793	-1,1970	-1,8874	12,2920
620	0,3300	1,3937	1,7237	-0,3973	-0,6905	-1,6286	11,0753
630	0,3300	0,8224	1,1524	-0,2698	-0,2698	-1,1524	9,7619
640	0,3300	0,1519	0,4819	-0,1111	-0,0257	-0,4939	8,3889
650	0,3300	-0,5930	-0,2630	0,0577	-0,0357	0,2669	7,0003
660	0,3300	-1,3767	-1,0467	0,2113	-0,3404	1,0121	5,6457
670	0,3300	-2,1556	-1,8256	0,3250	-0,9245	1,6074	4,3778
680	0,3300	-2,8820	-2,5520	0,3801	-1,7106	1,9315	3,2492
690	0,3300	-3,5079	-3,1779	0,3671	-2,5686	1,9069	2,3094
700	0,3300	-3,9901	-3,6601	0,2885	-3,3407	1,5230	1,6011
710	0,3300	-4,2943	-3,9643	0,1584	-3,8765	0,8444	1,1577
720	0,4100	-4,3982	-3,9882	0,0000	-3,9882	0,0000	1,0002

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил.

φ°	T _E								T _E	T _{ср}
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	1,232	0,000	-1,593	0,000	2,922	0,000	-1,152	1,409	3,13 1
10	-0,827	1,704	-0,419	-1,129	3,345	3,014	-0,413	-0,494	4,780	3,13 1
20	-1,490	1,957	-0,834	-0,636	6,254	2,967	-0,820	0,267	7,666	3,13 1
30	-1,859	1,996	-1,233	-0,255	5,231	2,770	-1,206	1,012	6,457	3,13 1
40	-1,871	1,858	-1,594	-0,150	3,930	2,441	-1,547	1,607	4,674	3,13 1
50	-1,537	1,589	-1,885	-0,467	3,044	2,019	-1,806	1,932	2,888	3,13 1
60	-0,935	1,238	-2,063	-1,242	2,645	1,539	-1,935	1,907	1,155	3,13 1
70	-0,186	0,841	-2,086	-2,152	2,605	1,032	-1,887	1,523	-0,310	3,13 1
80	0,576	0,424	-1,928	-2,094	2,748	0,517	-1,629	0,844	-0,541	3,13 1
90	1,232	0,000	-1,593	0,000	2,922	0,000	-1,152	0,000	1,409	3,13 1
									28,17 9	

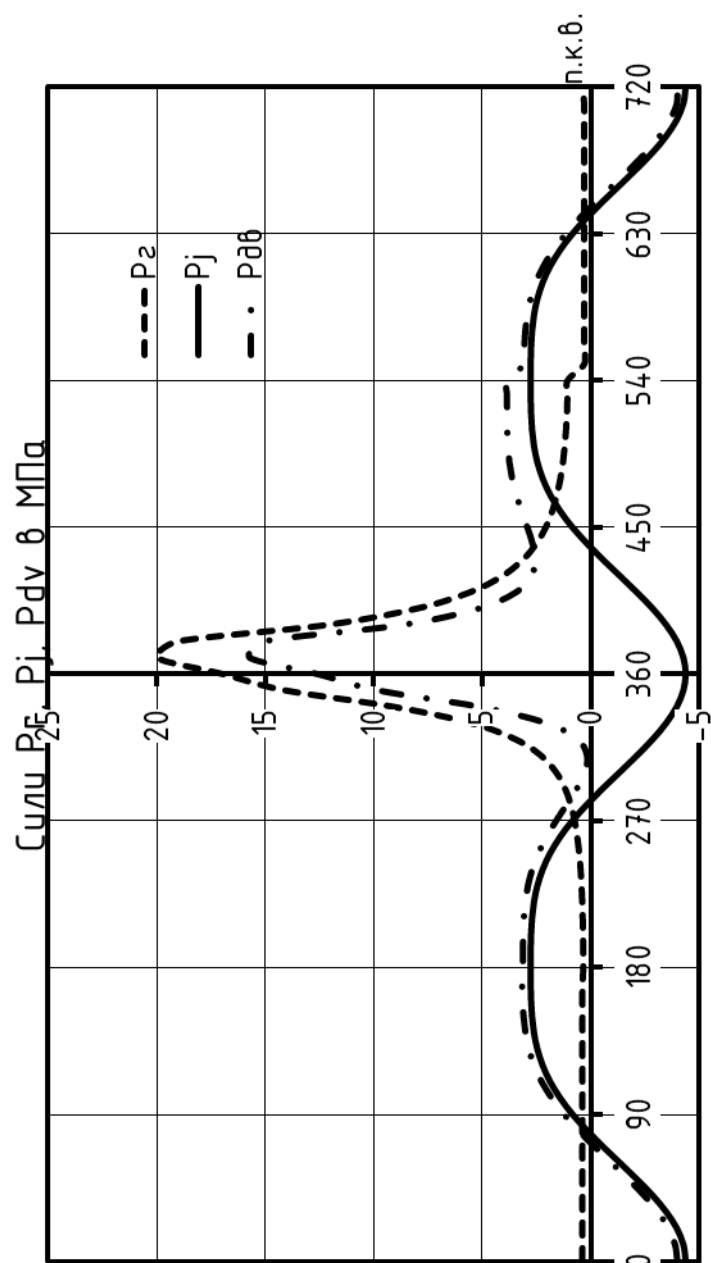


Рисунок 3.1 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

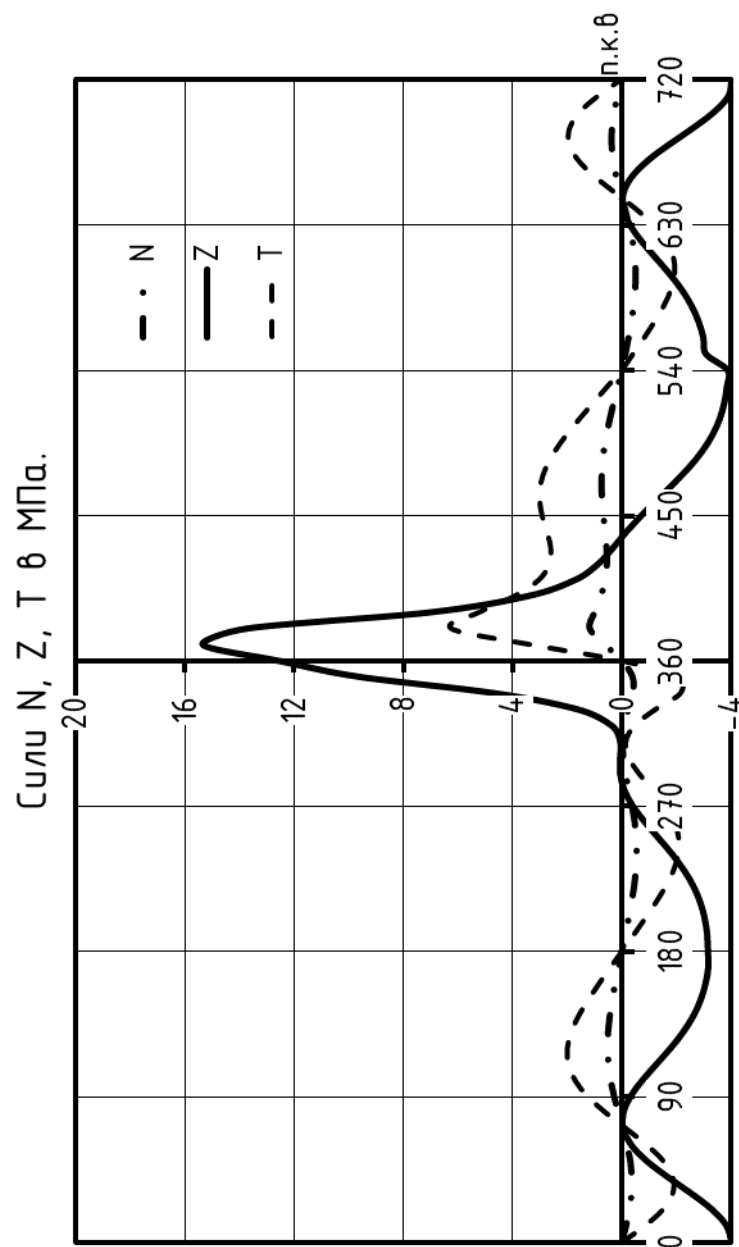


Рисунок 3.2 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

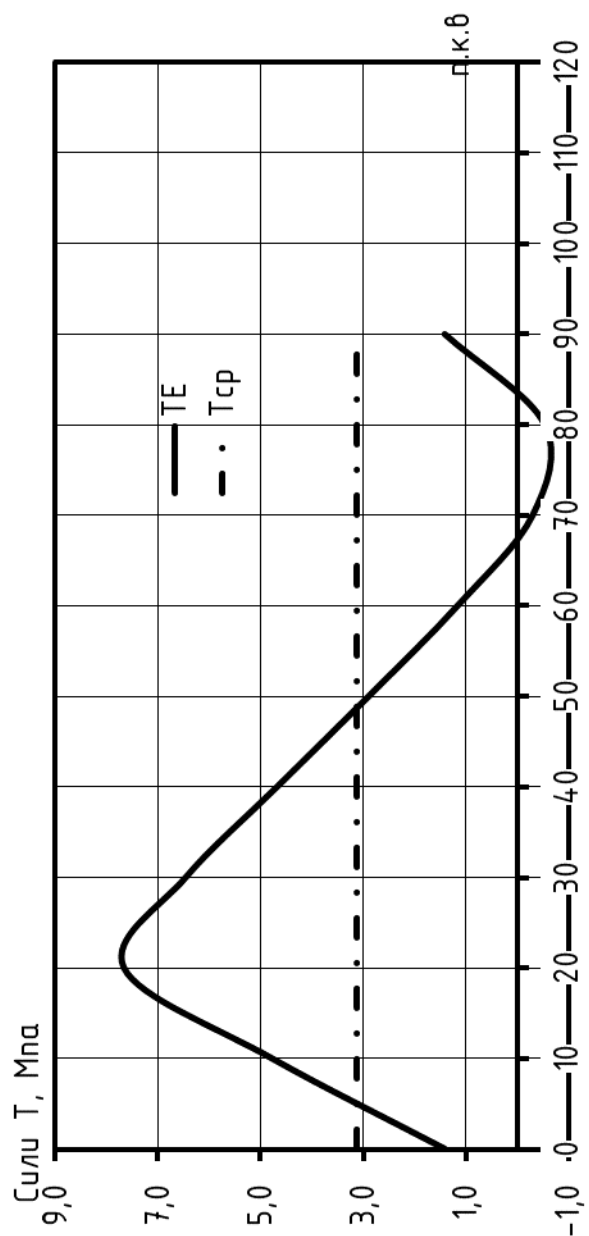
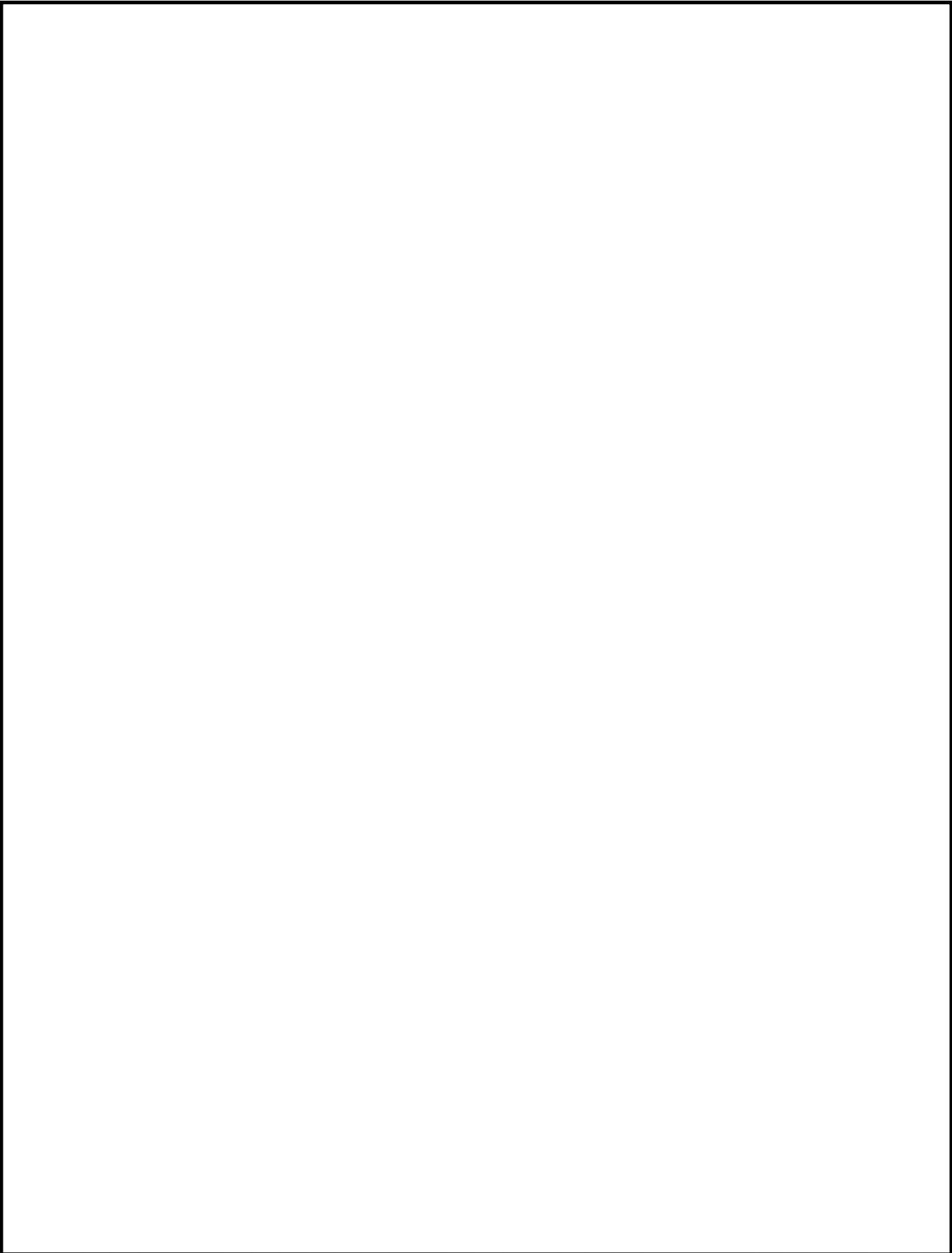


Рисунок 3. 3 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінча-
стого валу



					ВБР.142.4221.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Гусейнов А.А.				Проект відцентрового насосу системи охолодження		Літ.	Аркуш	Аркушів
								44	23
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ ДЛЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 21/31

Проектування насосу виконується при заданих значеннях розходу Q (100 м³/год) та питомої роботи L (380 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta l_{кр}$, коефіцієнту кавітаційної швидкохідності C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкохідності n_s

Маючи значення Q та L необхідно встановити значення n_s та C з урахуванням призначення насосу.

Параметр n_s впливає на кутову швидкість ротору і для насоса того типу, що проектується має лежати у межах 50...100. Кутова ж швидкість має бути у межах тих значень, які притаманні електродвигунам, що випускаються серійно, або ж мають відповідати можливостям шестерневого приводу від колінчастого валу поршневого двигуна, для якого проектується насос. Спрощено ця частота має дорівнювати значенню $k \times 500$, де $k = 1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12$. Попереднє значення n_s обирається довільно з вказаного діапазону, причому найбільші значення забезпечують більші ККД. Проте на практиці обирають і значно менші значення, бо зазвичай враховують можливості приводу насосу, зокрема враховується значення частоти обертання.

Параметр C для ДВЗ може лежати у межах 800...1500 з урахуванням температури та призначення насосу. Зміна обраного значення цієї величини у програмі розрахунку частоти обертання ротору при обраному значенні n_s не впливає на частоту обертання ротору, але впливає на кавітаційний запас енергії $\Delta L_{кр}$ і відповідно впливає на максимальне значення висоти всмоктування, яке обчислюється у кінці розрахунку насосу. Значення C у даному завданні спочатку довільно обирається у зазначених межах і може потім коригуватися, якщо розрахункова висота всмоктування буде менше вказаної у завданні.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Частота обертання ротору n (і кутова швидкість його обертання ω) є функцією значень C та n_s . Для її визначення із спільного рішення 7.1 і 7.2 спочатку знаходиться

$$\Delta l_{\text{кр}} = L \left(1,54 \frac{n_s}{C} \right)^{\frac{4}{3}} = 290 \cdot \left(1,54 \frac{96,6677}{800} \right)^{\frac{4}{3}} = 41,143185 \text{ Дж/кг}$$

а далі

$$\omega = \frac{C \Delta l_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}} = \frac{800 \cdot 30,809258^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{45}} = 262$$

Визначення основних розмірів робочого колеса

Розрахунок робочого колеса насоса можна умовно розділити на дві частини: визначення вхідних і вихідних розмірів колеса.

Вхідні параметри:

- D_0 – діаметр входу в робоче колесо;
- D_1 – діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса;
- Δ_1 – товщина лопаті на вході;
- β_1 – кут установки лопаті на вході.
- Вихідні параметри:
- D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;
- Δ_2 – товщина лопаті на виході з колеса;
- β_2 – кут установки лопаті на виході.

Вищезазначені параметри визначаються з використанням рівнянь витрати рідини та основного рівняння лопатевих насосів (рівняння Ейлера).

Для визначення основних розмірів робочого колеса (рис. 1.) ми маємо наступні значення Q , L , ω , C , n_s .

Розрахунок слід розпочинати з визначення ККД насоса η :

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_o \cdot \eta_{\text{МВН}} \cdot \eta_{\text{СП}}$$

- де η_{Γ} – гідравлічний ККД. Значення η_{Γ} сучасних насосів залежить від n_s і дорівнює 0,85...0,95;
- η_o – об'ємний ККД. Середнє значення $\eta_o = 0,9 \dots 0,98$;
- $\eta_{\text{МВН}}$ – коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду;
- $\eta_{\text{СП}}$ – коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках.

Гідравлічний ККД знаходиться по $D_{1\text{пр}}$ спочатку в першому наближенні, а потім уточнюється з врахуванням зміни діаметрів.

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0,172)^2}$$

$D_{1\text{пр}}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, мм.

Приведений діаметр в першому наближенні обчислюється за формулою:

$$D_{1\text{пр}} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}}$$

де k_{D_1} – коефіцієнт вхідного діаметру;

Q_1 – розхід рідини через одне колесо, м³/с.

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_{Co}}}$$

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де k_{Co} – коефіцієнт, який залежить від C

Приймаємо $k_{Co} = 0,076$.

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,076}} = 4,1$$

Розхід рідини через одне колесо дорівнює:

$$Q_1 = \frac{Q}{z_i}$$

де z_{Π} – кількість потоків (коліс) в насосі, шт. Приймаємо $z_{\Pi} = 1$.

$$Q_1 = \frac{0,0278}{1} = 0,0278$$

$$D_{1\text{III}} = 4,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0278}{30 \cdot 262}} = 0,0916$$

Приведений діаметр в другому наближенні обчислюється після остаточного визначення $d_{\text{ст}}$ і D_1 за формулою:

$$D_{1\text{III}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (d_{\text{ст}}^2 + D_1^2)}$$

де $d_{\text{ст}}$ – діаметр маточини робочого колеса, м;

D_1 – діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Діаметр маточини робочого колеса залежить від діаметру вала ротору насоса і приймається конструктивно:

$$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) \cdot d_{\text{в}},$$

де $d_{\text{в}}$ – діаметр вала ротора насосу, м.

Зазвичай діаметр вала ротора насоса визначають при конструктивній проробці схеми насосу з врахуванням критичної частоти обертів. Орієнтовно $d_{\text{вс}}$ визначаємо спрощеним розрахунком на скручування з заздалегідь заниженими допустимими напруженнями:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\text{к}}}{\pi \cdot [\tau_{\text{кр}}]}},$$

де $M_{\text{к}}$ – крутний момент на валу ротора насосу, Н·м;

$[\tau_{\text{кр}}] = (300 \dots 500) \cdot 10^5$ Па – допустиме напруження на скручування для вала круглого перетину виготовленого зі сталі [3].

Приймаємо $[\tau_{\text{кр}}] = 300 \cdot 10^5$ Па

Розрахунок ступеня насоса вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Завдяки машинним розрахункам необхідна кількість таких ітерацій не має великого значення. Надалі в роботі перші наближення розрахункових параметрів не приводяться, а вказуються лише їх остаточні значення.

Крутний момент на валу ротора насосу обчислюється за формулою:

$$M_{\text{к}} = \frac{N_{\text{в}}}{\omega},$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність на привід вала ротора насосу, Вт.

$$N_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot 0,0278 \cdot 380}{0,719} = 14693 \text{ (Вт)},$$

$$M_{\text{к}} = \frac{14693}{262} = 56,16 \text{ (Н·м)},$$

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 56,16}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,0213 \text{ (м)},$$

$$d_{ст} \approx 0,026 \text{ (м)}.$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з n_s = 80...120 згідно з [2] знаходиться у межах:

$$D_1 = (0,9...1,0) \cdot D_0,$$

де D_0 – діаметр входу в робоче колесо, м.

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot c_o} + d_{ст}^2},$$

де Q_p – розрахунковий розхід через робоче колесо насоса з врахуванням об'ємних втрат рідини через ущільнення, м³/с;

c_o – швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с. Ця швидкість повинна знаходитися в межах 2...6 м/с.

Розхід рідини через робоче колесо насоса з урахуванням додаткових паразитних течій обчислюється за формулою:

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o},$$

$$Q_p = \frac{0,0278}{0,969} = 0,0287 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса згідно з теорією подібності повинна дорівнювати:

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2} = 0,076 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{0,0278 \cdot 262^2} = 4,25 \text{ (м/с)}.$$

Згідно з такою швидкістю

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0278}{3,14 \cdot 4,25} + 0,026^2} = 0,0964 \text{ (м)}.$$

Приймаємо $D_0 = 0,0964$ м і $D_1 = 0,09$ м.

Тож приведений діаметр в другому наближенні дорівнюватиме:

$$D_{1\text{III}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,026^2 + 0,09^2)} = 0,0663 \text{ (м)}.$$

Значення гідравлічного ККД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 58,0 - 0,172)^2} = 0,835$$

Об'ємний ККД обчислюється за формулою:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{97,94^2}}} = 0,969$$

Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса об воду, розраховується за формулою:

$$\eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{97,94^2}} = 0,92$$

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [2]. Приймаємо $\eta_{\text{СП}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме:

$$\eta = 0,835 \cdot 0,969 \cdot 0,92 \cdot 0,95 = 0,719$$

Кут установки лопаті на вході визначається за формулою:

$$\beta_1 = \beta_{10} + \delta,$$

де β_{10} – кут безударного входу, град;

δ – кут атаки, град.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Значення кута знаходиться в межах від 0 до 15°[2]. Враховуючи особливості застосування насосу, що проектується, в нашому випадку доцільно прийняти δ як величину, яка доповнює кут β_1 до цілого числа градусів. Введення кута атаки міняє конфігурацію вхідного трикутника, перетворюючи його в косокутний трикутник (див. рис. 3.)

Кут безударного входу визначається за формулою:

$$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1},$$

де c_{1m} – меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с;

u_1 – колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с.

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2} = \frac{262 \cdot 0,09}{2} = 11,78 \text{ (м/с)}.$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як:

$$c_{1m} = c'_{1m} \cdot k_1,$$

де c'_{1m} – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с;

k_1 – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході.

$$c'_{1m} = c_o = 4,25 \text{ (м/с)}.$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_1}{\pi \cdot D_1}},$$

де z – число лопатей робочого колеса насосу;

ΔS_1 – перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м

Оптимальна кількість лопатей робочого колеса обчислюється за формулою:

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $k = 6,5$ для литих коліс з відносно великою товщиною лопаті і $k = 8$ для робочих коліс з лопатями з листового матеріалу. Приймаємо $k = 6,5$.

Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса визначається згідно з теорією подібності за формулою:

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276} = \frac{0,0693}{0,002 \cdot 97,94 + 0,276} = 0,2043 \text{ (м)}.$$

Приймаємо в першому наближенні $\beta_2 = 33^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1957 + 0,09}{0,1957 - 0,09} \cdot \sin \frac{23 + 37}{2} = 8,78$$

Розраховане значення кількості лопатей робочого колеса є орієнтовним і може бути зміненим в певному діапазоні значень. Тож для відцентрових насосів загального призначення кількість лопатей робочого колеса лежить в межах 6...12.

Приймаємо $z = 12$.

$$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1},$$

де Δ_1 – товщина лопаті на вході, м. Зазвичай $\Delta_1 = 1 \dots 4$ мм, обирається за умови жорсткості та стійкості матеріалу, але так, щоб забезпечити умову $1,1 \leq k_1 \leq 1,25$.

Приймаємо $\Delta_1 = 1$ мм.

$$\Delta S_1 = \frac{0,001}{\sin 23^\circ} = 0,0026 \text{ (м)},$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0026}{3,14 \cdot 0,09}} = 1,124.$$

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Значення коефіцієнту захаращення k_1 повинно знаходитися в межах $1,1 \dots 1,25$. Умова виконується.

$$c_{1m} = 4,25 \cdot 1,124 = 4,78 \text{ (м/с)},$$

$$\beta_{10} = \operatorname{arctg} \frac{4,78}{11,78} = 22,09^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 1,34^\circ$

$$\beta_1 = 22,09 + 0,06 = 23^\circ.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні визначається за формулою:

$$D_2 = \frac{2}{\omega} \cdot \left[\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right],$$

де L_∞ – питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг.

$$L_\infty = (1 + p) \cdot L_T,$$

де p – поправка на скінчену кількість лопатей робочого колеса. Зазвичай лежить в межах $0,2 \dots 0,4$;

L_T – теоретична питома робота колеса, Дж/кг.

$$L_T = \frac{380}{0,846} = 449,18 \text{ (Дж/кг)}.$$

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2},$$

де ψ – коефіцієнт, яким оцінюється форма лопаті і якість її поверхні.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для литих робочих коліс величину даного коефіцієнта можна визначити за формулою:

$$\psi = k_3 + 0,6 \cdot \sin \beta_2 ,$$

де k_3 – коефіцієнт. Лежить в межах 0,55...0,68. Приймаємо $k_3 = 0,56$.

$$\psi = 0,55 + 0,6 \cdot \sin 37^\circ = 0,920 .$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,920}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,09}{0,2043} \right)^2} = 0,1945$$

$$L_\infty = (1 + 0,1945) \cdot 449,18 = 536,55 \text{ (Дж/кг)}.$$

$$D_2 = \frac{2}{262} \cdot \left[\frac{3,595}{2 \cdot \operatorname{tg} 37^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,585}{2 \cdot \operatorname{tg} 37^\circ} \right)^2 + 536,55} \right] = 0,1957 \text{ (м)}.^{**}$$

Ширина маточини робочого колеса B_k (див. рис. 1.) визначається з наступного співвідношення:

$$B_k = (0,2 \dots 0,4) \cdot D_2 ,$$

$$B_k = 0,2 \cdot 0,1957 = 0,04 \text{ (м)}.$$

Відносні швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса обчислюється за формулами:

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1} ; w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}} ,$$

$$w_1 = \frac{4,78}{\sin 23^\circ} = 12,24 \text{ (м/с)}.$$

$$w_{10} = \frac{4,78}{\sin 23^\circ} = 12,72 \text{ (м/с)}.$$

Визначення колової швидкості потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2} = \frac{262 \cdot 0,19576}{2} = 25,62 \text{ (м/с)}.$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса визначається з наступного співвідношення:

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m},$$

тож:

$$c_{2m} = 0,75 \cdot 4,78 = 3,585 \text{ (м/с)}.$$

Визначення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями:

$$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2},$$

де k_2 – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями.

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}},$$

де ΔS_2 – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса,

$$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2},$$

де Δ_2 – товщина лопаті на виході, м. Зазвичай $\Delta_2 = 1 \dots 3$ мм.

Приймаємо $\Delta_2 = 1$ мм.

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 37^\circ} = 0,0017 \text{ (м)}. \quad k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0017}{3,14 \cdot 0,1957}} = 1,040$$

$$c'_{2m} = \frac{3,585}{1,040} = 3,45 \text{ (м/с)}.$$

Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей визначається за формулою:

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$c_{2u} = \frac{449,18}{25,62} = 17,54 \text{ (м/с)}.$$

Визначення проекції абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$c_{2u\infty} = \frac{L_r \cdot (1 + p)}{u_2} = \frac{449,18 \cdot (1 + 0,1945)}{25,62} = 20,95 \text{ (м/с)}.$$

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса обчислюється за формулою:

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2} = \sqrt{3,2585^2 + (25,62 - 17,54)^2} = 8,84 \text{ (м/с)}.$$

Згідно з графіком оптимальне співвідношення відносних швидкостей буде дорівнювати 1,42.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{12,24}{8,84} = 1,385.$$

Дійсне співвідношення (w_1/w_2) задовольняє оптимальному значенню при $\beta_2 = 37^\circ$. Розрахункове значення кута β_2 встановлене після ряду послідовних наближень. Відповідно і значення всіх параметрів і кутів приводиться в даному прикладі в останньому наближенні.

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей обчислюється за формулою:

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2} = \frac{3,585}{\sin 37^\circ} = 5,96 \text{ (м/с)}.$$

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Після визначення колової швидкості u_2 і проєкцій абсолютної швидкості c_{2m} , c_{2u} , $c_{2u\infty}$ можуть бути побудовані трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насосу для $z = \infty$ і $z \neq \infty$ (див. рис. 5.).

В результаті визначення основних параметрів робочого колеса насосу були встановлені наступні конструктивні числові значення, за якими можлива єскізна проробка робочого колеса:

- Діаметр входу в робоче колесо $D_0 = 96,4$ мм
- Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 90$ мм
- Товщина лопаті на вході в колесо $\Delta_1 = 1$ мм
- Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 23^\circ$
- Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 195,76$ мм
- Товщина лопаті на виході з колеса $\Delta_2 = 1$ мм
- Кут установки лопаті на виході $\beta_2 = 37^\circ$

Розрахунок та профілювання спірального відвідного каналу трапецієвидної форми методом $R \cdot C_u = \text{const}$

Відвідний канал охоплює робоче колесо по зовнішньому периметру і призначений для прийняття рідини від робочого колеса та направлення її до напірного патрубку (дифузору) і далі в напірну магістраль. Відводи не приймають участь в створенні напору, а перетворюють частину швидкісного напру в статичний напір насосу.

При профілюванні задано спосіб, відповідно до якого:

$$R \cdot c_u = R_2 \cdot c_{2u} = \text{const} .$$

Розхід рідини через елементарну площадку поперечного перетину відводу знаходиться за формулою:

$$dQ = c_{ui} \cdot b_i \cdot dR$$

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Спіральний відвід являє собою криволінійний дифузорний канал, який зазвичай закінчується прямокутним дифузором. Форма поперечних перетинів спірального відводу для обраного закону зміни швидкості води за радіусом може бути тільки трапецієвидною. Така форма поперечного перетину каналу дозволяє реалізувати закон постійності моменту швидкості рідини $R \cdot c_u = const$ по всій площі кожного перетину. Спіральний відвід трапецієвидного перетину забезпечує менші втрати за рахунок зменшення вихроутворення під час надходження потоку з колеса в канал. Нахил бічних стінок поперечного перетину каналу зазвичай приймається однаковим для всіх перетинів. Кут сходження (розкриття) стінок $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ [2].

Приймаємо $\alpha = 40^\circ$.

Розрахунок відвідного каналу виконується по восьми перетинах, віддалених на 45° один від одного.

Для розрахунку перетинів і побудови теоретичного креслення спірального відводу необхідно прийняти значення початкового радіусу R_3 , ширини, приросту радіусу ΔR і кут сходження (розкриття) стінок α .

Приріст радіусу і кут сходження стінок приймається на основі приведених вище рекомендацій.

Початковий радіус спіралі R_3 приймаємо за умови, що нерівномірність поля швидкостей потоку за колесом, викликана кінцевим числом лопатей колеса, встигає вирівнятися до надходження в спіральний канал.

$$R_3 = (1,03 \dots 1,05) \cdot R_2,$$

де R_2 – радіус робочого колеса, м

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{0,19576}{2} = 0,0979 \text{ (м)},$$

$$R_3 = 1,03 \cdot 0,0979 = 0,078 \text{ (м)}.$$

Приросту радіусу ΔR дорівнюватиме:

$$\Delta R = 0,064 \cdot 0,078 = 0,002 \text{ (м)}.$$

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ширину вхідного перетину спірального каналу b_3 приймаємо за умови, що вона повинна бути більше ширини робочого колеса на виході b_2 на товщину переднього і заднього дисків і має забезпечити достатні зазори між робочим колесом і внутрішніми стінками корпусу. Відносно широкі зазори дозволяють частково використовувати енергію дискового тертя і створити певні зручності під час зборки насосу [2, 6].

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2 \quad b_3 = 0,0135 + 0,02 \cdot 0,19576 = 0,016 \text{ (м)}.$$

Товщина язика $\Delta Я$ приймається з конструктивних і технологічних міркувань. Для спірального відводу зазвичай $\Delta Я$ лежить в межах 2...5 мм.

Приймаємо $\Delta Я = 0,002$ м.

З урахуванням цієї товщини визначається мінімальна і максимальна ширина останнього перетину і радіус початкового перетину відводу R_α .

$$R_\alpha = R_3 + \Delta Я = 0,078 + 0,002 = 0,08 \text{ (м)}.$$

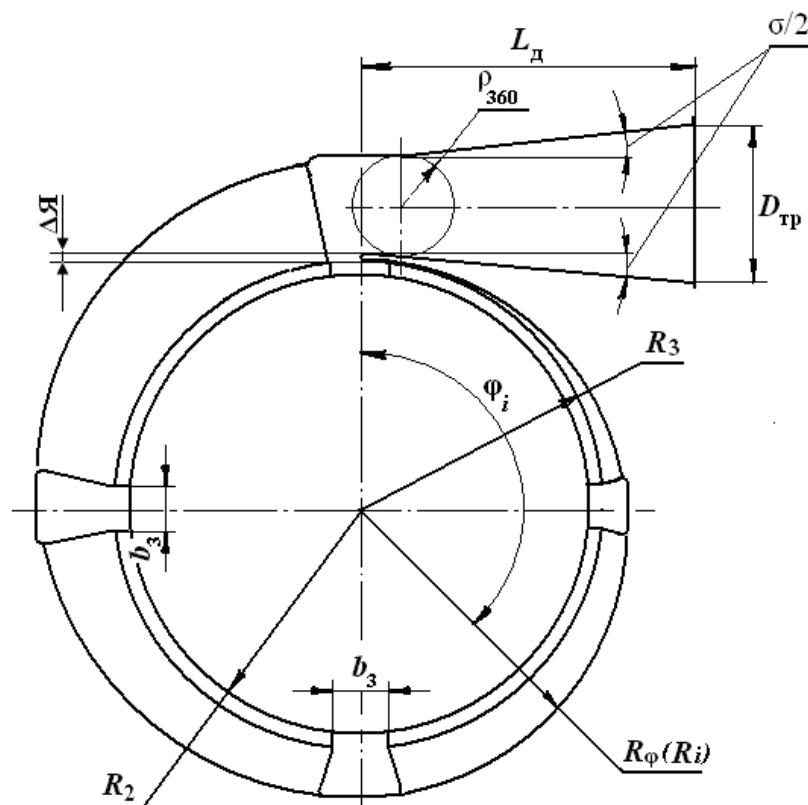


Рисунок 4.1 – Спиральний відвід

Для завершення побудови внутрішнього контуру спірального відводу в плані необхідно мати конструктивні параметри профілю відвідного дифузора. Дифузор слугує для сполучення спірального каналу з відвідним трубопроводом. Для його побудови необхідно знати діаметр або радіус початкового перетину дифузора ρ_{360} , радіус кінцевого перетину $R_{тр}$ і його довжину L_d .

Початковий перетин дифузора формується за допомогою пластичної деформації перетину каналу за останнім перетином відводу (на куті обхвату 360°) від форми трапеції до форми рівновеликого за площею круга. Радіус цього круга визначається за формулою:

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(R_{\max} - R_3) \cdot (b_{\max} + b_3)}{2 \cdot \pi}},$$

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,108 - 0,078) \cdot (0,0415 + 0,016)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0159 \text{ (м)}.$$

Кінцевий перетин розраховується з умови забезпечення необхідної швидкості на виході з насоса $c_{тр}$. Швидкості на виході з насоса повинна бути в межах $2 \dots 5$ м/с.

Приймаємо $c_{тр} = 4$ м/с.

Діаметр кінцевого перетину дифузору визначається за формулою:

$$D_{тр} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot c_{тр}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0278}{3,14 \cdot 4}} = 0,094 \text{ (м)}.$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації $8 \dots 12$ градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини.

Приймаємо $\sigma = 10^\circ$.

Довжина визначається по куту розкриття і розмірам початкового і кінцевого перетинів за формулою:

$$L_d = \frac{D_{тр} / 2 - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}} = \frac{0,047 - 0,0159}{\operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 0,356 \text{ (м)}.$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку довжина дифузора 154 мм. Умова виконана.

На підставі розрахунків перетинів відводу і дифузора виконується остаточна побудова внутрішнього контуру спірального відводу в плані. Схематична побудова цього контуру представлена на рис. 4.1.

Оцінка дійсної (допустимої) висоти всмоктування насосу

На основі початкових даних визначався коефіцієнт C , який використовується для обчислення вхідні розмірів проточної частини та визначення конфігурації робочих органів насосу. Коефіцієнт C входить до емпіричних залежностей для визначення ряду розрахункових величин. Методика розрахунку з емпіричними залежностями містить ряд неминучих округлень і поправок які не виключають розходження кінцевих результатів з запланованими спочатку. Так, допустима висота всмоктування рідини, яка дійсно забезпечується конструкцією спроектованого насосу, тепер повинна визначатися на основі отриманих конкретних параметрів за формулою:

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{P_a - P_{\text{п}}}{\rho} - \Delta l_{\text{кр}} - l_{\text{тп}} \right),$$

Критичний кавітаційний запас енергії насосу $\Delta l_{\text{кр}}$ обчислюємо за новою формулою:

$$\Delta l_{\text{кр}} = \lambda_{\text{ш}} \cdot \frac{(\omega \cdot D_1)^2}{8} + \frac{c_{10}^2}{2} \cdot (\lambda_{\text{ш}} + \lambda_1),$$

Коефіцієнт $\lambda_{\text{ш}}$ знаходимо за формулою:

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{c_{10}}{u_1} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{c_{10}}{u_1}) \cdot \left(\frac{\Delta_1}{\Delta} - 0,615 \right),$$

де $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15 \dots 0,9$ – відношення товщини лопаті робочого колеса на вході до її найбільшої товщини.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Приймаємо $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15$.

$$\lambda_{ш} = 1,2 \cdot \frac{4,25}{11,78} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{4,25}{11,75}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,38$$

$\lambda_1 = 1,0 \dots 1,2$ [2]. Приймаємо $\lambda_1 = 1,1$.

$$\Delta l_{кр} = 0,3 \cdot \frac{(262 \cdot 0,09)^2}{8} + \frac{4,25^2}{2} \cdot (0,38 + 1,1) = 43,25 \text{ (м}^2/\text{с}^2\text{)}.$$

За отриманим значенням $\Delta l_{кр}$ визначаємо дійсну висоту всмоктування, на якій може працювати спроектований насос:

$$H_{всд} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 2063,24}{1000} - 56,23 - 4 \right) = 3,8479 \text{ (м)}.$$

Оскільки дійсна висота всмоктування не менше заданої, розрахунок можна вважати завершеним.

Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для виконання за функцією призначення

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для рідини, відмінної за хімічними властивостями від звичайної води;
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

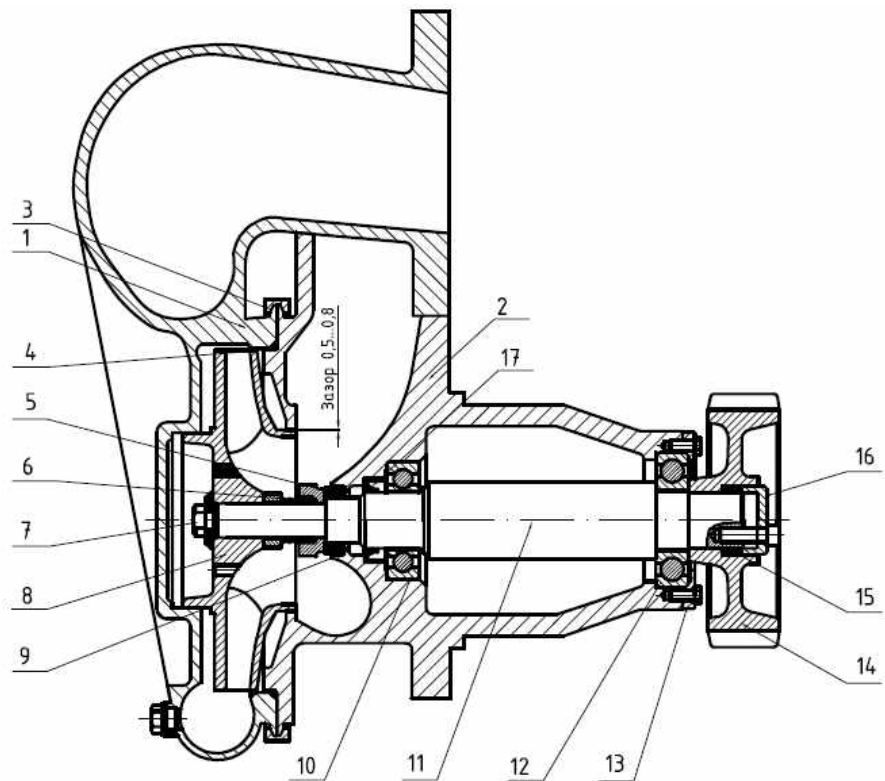


Рис. 16. Уніфікований відцентровий консольний насос:

1 – Корпус насоса; 2 – Корпус підшипників; 3 – Затискач кришки; 4 – Кільце О-образного перерізу; 5 – Нерухоме кільце; 6 – Ущільнення валу; 7 – Гвинт; 8 – Робоче колесо; 9 – Кільце О-образного перетину; 10 – Підшипник; 11 – Вал; 12 – Підшипник; 13 – Стопор підшипника; 14 – Провідна шестірня; 15 – Фрикційні кільця; 16 – Притискна пластина; 17 – Ущільнення.

Насос складається з системи рухомих (ротор в зборі) і нерухомих елементів (корпусні деталі).

Ротор складається з робочого колеса 8, яке закріплене на валу 11 за допомогою шпонки та болта 7.

Насос охолоджуючої рідини відцентрового типу приводиться зубчастою передачею на задній стороні двигуна. Вал виготовлений з кислотостійкої сталі, крильчатка (8) та інші деталі - з чавуну.

Вал кріпиться в двох шарикових підшипниках (10) і (12), які змащуються маслом, що надходять під тиском через отвір в корпусі підшипника. Ущільнення валу (17) запобігає витоку масла й, одночасно, попадання бруду і води.

Шестерня (14) кріпиться на валу конічними кільцевими елементами (15). При затягуванні гвинтів кільця створюють тиск між шестернею і валом. Завдяки силі тертя зусилля від шестерні передається на вал насоса.

Водяна сторона насоса обладнана механічним ущільненням валу. Кільце (6) обертається разом з валом і ущільненнями проти кільцевого ущільнення. Пружина притискає обертаюче кільце до фіксованого (5), яке ущільнене щодо корпусу кільцевим ущільненням (9). Можливі витoki води через ущільнення будуть надходити через контрольний отвір в днищі насоса.

При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через лопатки робочого колеса. Рідина, яка вилітає з колеса, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені водою. При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатевих каналів колеса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубка переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній області колеса. Цей процес відбувається безперервно.

Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщаються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або пере-творенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування даного насосу при заданих параметрах: витрата насосу $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, питома робота $L = 380 \text{ Дж/кг}$, максимальна висота всмоктування $H = 2 \text{ м}$, і при температурі води $t_w = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. На підставі розрахунку визначенні основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які не суттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроектований насос відрізняється від прототипного, а саме було змінено робоче колесо насосу, спіральний відвідний канал має трапецієвидну форму в перерізі. Об'ємний ККД становить $\eta_o = 0,969$, а повний ККД насосу становить $\eta = 0,719$. Максимально можлива висота всмоктування спроектованого насосу становить $H_{всд} = 3,8479 \text{ м}$.

Таким чином спроектований насос відповідає завданню на проектування та його ККД задовольняє існуючим нормам.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.4221.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Гусейнов А.А.			РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА		Літ.	Аркуш	Аркушів
								67	30
Керівник		Тимошевський Б.Г.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 21/31

5.1 Паливна система

Двигун забезпечений індивідуальним насосним блоком впорску палива, форсункою і трубопроводом високого тиску для кожного циліндра.

ПНВТ встановлений на рамі двигуна. Насосний агрегат складається з корпусу насоса, що включає в себе направляючу ролика, розташованого по центру циліндра насоса і поршня. Насос приводиться в дію паливною камерою, а впорскуваний обсяг регулюється поворотом поршня.

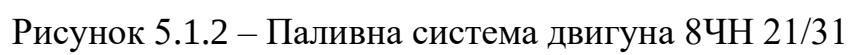
Форсунка палива розташована у колодязі, в центрі голівки циліндра. Відкриття форсунки регулюється тиском палива, а закриття затяжкою пружиною.

Трубопровід високого тиску, який проходить через отвір в голівці циліндрів, оточений екрануючою трубою.

Екрануюча труба також діє як дренажний канал, щоб перестрахуватися від будь-якого витoku з паливного клапана.

Вбудована паливна система складається з впускних труб для палива, механічних паливних насосних агрегатів, труб високого тиску, а також зворотних труб для палива.

					<i>ВБР.142.4221.01.ПЗ</i>	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Класифікація системи

1). По принципу дії:

- система безпосереднього впорску;

2). За особливостями компонування:

- з трьома ПНВТ на чотири паливні рампи;
- з однією форсункою на кожному циліндрі;
- з навісними фільтрами;
- з навісним паливо підкачувальним насосом;

3). За особливостями керування:

- з електронним керуванням впорску;

4). За наявністю охолодження:

- система з охолодженням форсунок;
- з охолодженням переливного палива після форсунок.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ)

Паливний насос високого тиску призначений для подачі палива в паливну рампу (акумулятор), та забезпечення постійного тиску перед нею.

В акумуляторній системі двигуна подача насоса не зв'язана із моментом впорску.

На двигуні установлені паливні насоси високого тиску плунжерного типу виконані за традиційною схемою. На відміну від ПНВТ об'ємних систем впорску, на них відсутні золотникові кромки керування подачею, а у втулці немає наповнюючи і відсічних отворів. В кришці насосу передбачено наповнюючий клапан, призначений для заповнення надплунжерного простору палива.

Для керування продуктивності насосів застосовують дросельне регулювання палива на вході. Такий спосіб не відміняється високою точністю, але в даному випадку в цьому немає необхідності, так як циклову порцію відміряє не сам насос, а керуючий клапан, отримуючий сигнали з електро-магнітного контролера.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Мікропроцесорний контролер керує і наповнюючими дросельними клапанами, які мають електромагнітний привід і кріпляться безпосередньо на корпусі насоса. Крім наповнюючого, в кришці насоса установлюються нагнітаючий клапан, розділяючий над плунжерний простір і лінію високого тиску при відсутності нагнітання.

Для забезпечення двигуна паливом під високим тиском установлюються декілька насосних секцій, які приводяться від кулачкового валу із встановленими на ньому 3-х кулачковими шайбами. Привід кулачкового вала здійснюється через зубчасту передачу від колінчатого вала двигуна.

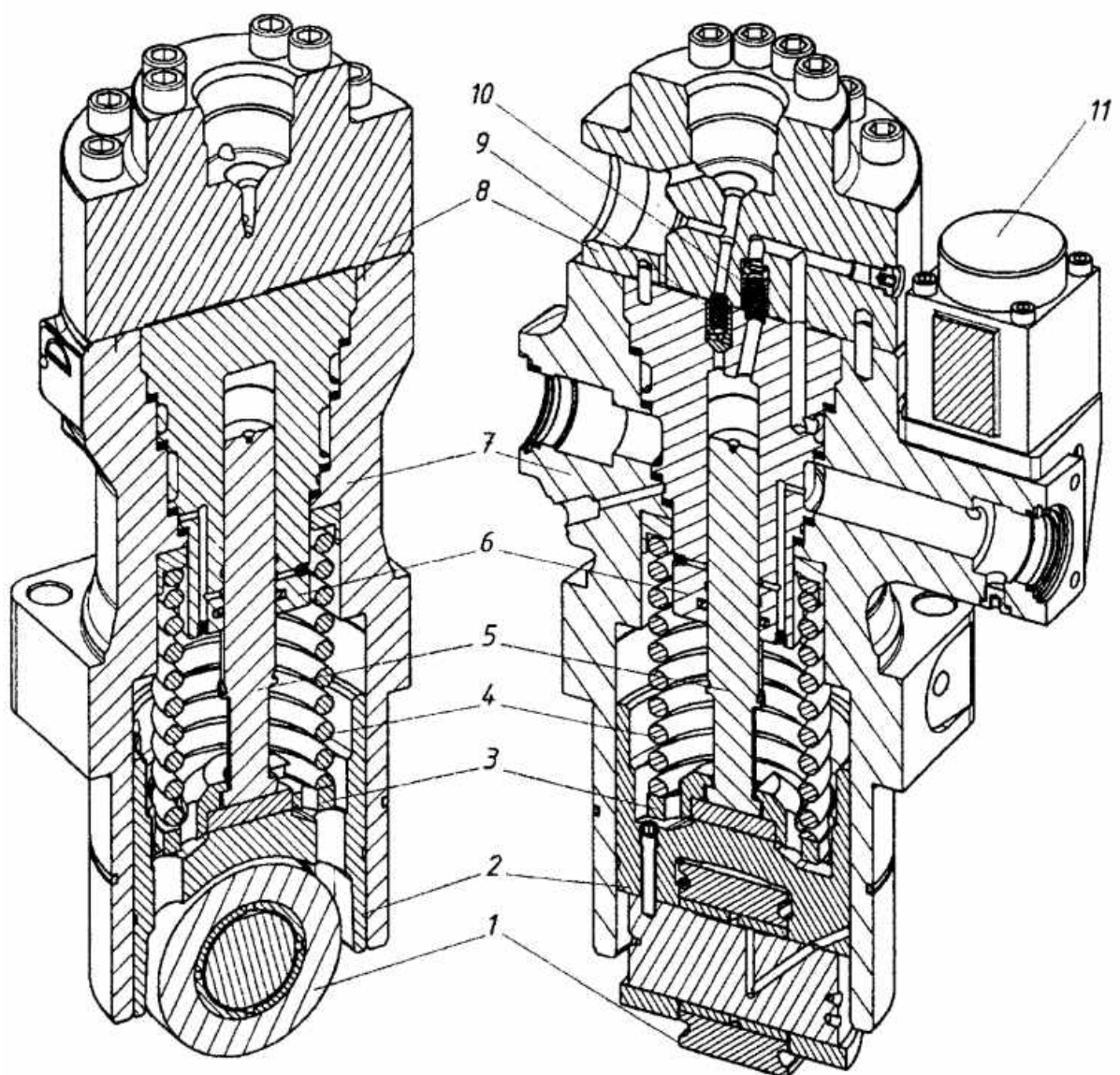


Рисунок 5.1.3 – Паливний насос високого тиску:

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ВБР.142.4221.01.ПЗ

Аркуш

71

1 – ролик штовхача; 2 – штовхач; 3 – нижня тарілка повертаючої пружини;
 4 – повертаюча пружина; 5 – плунжер; 6 – втулка плунжера; 7 – корпус;
 8 – кришка; 9 – нагнітаючий клапан; 10 – наповнюючий клапан; 11 – дросельний клапан керування подачею с електромагнітним приводом;

Форсунка

Форсунка пристрій з одним або декількома каліброваними отворами для розпилення будь-яких рідин під тиском, головним чином рідкого палива при подачі його циліндри двигунів внутрішнього згоряння з метою досягти більш досконалого його згоряння. Форсунки забезпечують рівномірність подачі палива та повніше його згоряння. Керується електромагнітним клапаном або механічно.

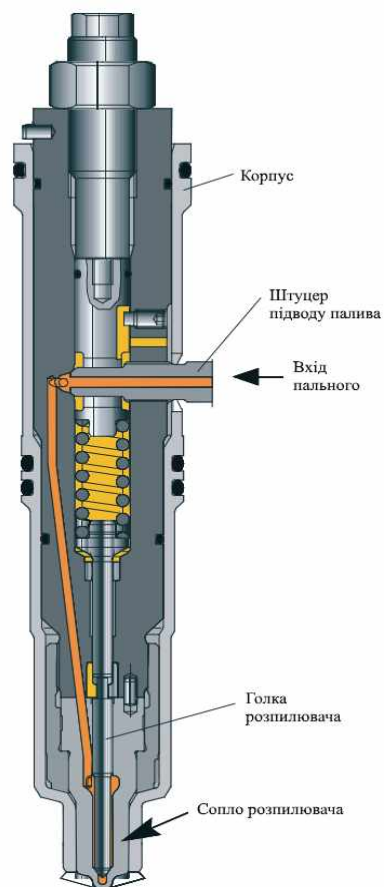


Рис. 2 Форсунка

Система подачі палива

Загальна система подачі палива - це система під тиском, що складається з насосів подачі важкого палива, циркуляційних насосів, попереднього нагрівача, дизельного охолоджувача, системи DIESELswitch і обладнання для контролю в'язкості (наприклад, віскоратор). Паливо подається з основного бака в один із насосів живлення з електроприводом. Він доставляє паливо з тиском приблизно 4 бар на сторону низького тиску паливної системи уникаючи явища кавітації палива у трубі. З частини низького тиску паливної системи паливо прямує до одного з циркуляційних насосів з електроприводом, який накачує паливо через пристрій попереднього нагрівання до двигуна.

Відвідний патрубок з'єднаний з основним баком через автоматичний деаераційний клапан, який видаляє будь-які присутні гази. Для забезпечення достатнього заповнення насосів для вприскування палива, ємність циркуляційних насосів з електроприводом повинна бути у три рази більша за кількість палива, що споживається двигуном при повному навантаженні. Зайва кількість палива повторно циркулює в двигуні і відходить назад через патрубки. Щоб мати постійний тиск палива для насосів вприскування під час усіх навантажень двигуна, в паливну систему вставляється пружинний перевантажувальний клапан. Тиск циркуляційного насоса має бути рівним рекомендованому, що забезпечує запас тиску проти газифікації і кавітації в паливній системі навіть при температурі 150° С. Циркуляційні насоси завжди будуть працювати; навіть якщо силова установка двигуна і один або кілька електрогенераторних установок зупинені. Циркуляція нагрітого важкого палива через паливну систему двигуна буде тримати його готовим до запуску із попередньо підігрітим насосом для вприскування палива.

Фільтри

Паливний фільтр є фільтруючим елементом у паливній магістралі, що затримує частинки бруду та іржі з палива, а також попадання в насос випадкових

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

крупних частинок, що можуть вивести його з ладу. Ці функції виконують фільтри грубої очистки (ФГО), що встановлюються біля забору палива.

Фільтри тонкої очистки (ФТО) призначені для видалення із палива абразивних частинок.

Фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з палива частинок розміром більше 40 мкм;

Фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з палива розміром більше 6 мкм.

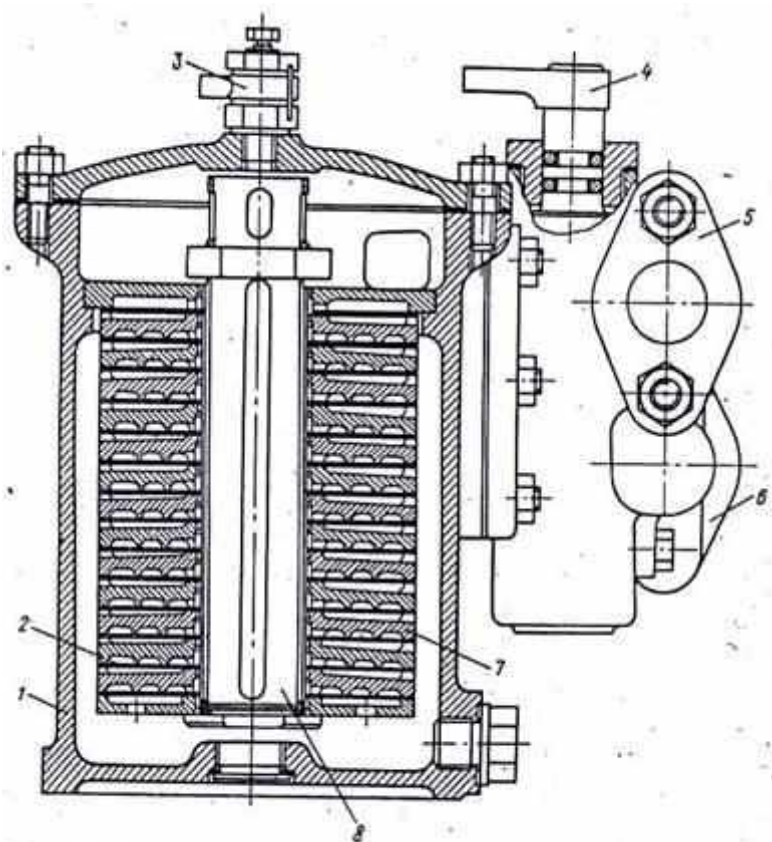


Рис. 57. Фильтр сетчатого типа.

Фільтр складається з корпусу 1 з фільтруючими елементами 2 сітчастого типу. Патрубків 5 та 6 для підведення палива на фільтрацію та відведення 3 чистого палива, крана для випуску повітря з корпусу та триходового крана 4.

У філруючий елемент входить пакет латунних сіток, набраних по черзі з проміжними дисками 7 на трубу 8, через яку відводиться відфільтроване паливо.

Розрахункова частина

питома витрата палива	$g_e := 204$	коефіцієнт заповнення цистерни	$K1 := 1.03$	$g_{евп} := 188$
потужність двигуна	$Ne := 1760$	коефіцієнт враховуючи мертвий об'єм цистерни	$K2 := 1.04$	$Tr := 2$
коефіцієнт тактності	$Z := 0.5$		$\rho_{евп} := 0.95$	$H := 40$
кількість циліндрів	$i := 8$		$\eta_n := 0.9$	$Tc := 20$
частота обертів	$n := 900$	геометрична тривалість вприскування	$\varphi_r := 22$	$nc := 3$
питома вага палива	$\gamma_r := 0.9$			
	$K_m := 1.1$	середня швидкість плунжера	$C_m := 300$	
	$T_{xp} := 726$	коефіцієнт подачі	$\eta := 0.9$	
	$T_{c12} := 48$			

Циклова подача

$$g_{\mu} := \frac{g_e \cdot Ne}{i \cdot 60 \cdot n \cdot Z} = 1.662$$

Запас палива

$$G_{евп} := K_m \cdot 0.98 \cdot (g_e \cdot Ne \cdot T_{xp} \cdot T_{c12}) \cdot 10^{-3} = 1.349 \times 10^7$$

Об'єм витратної цистерни

$$V_{евп} := K1 \cdot K2 \cdot \frac{G_{евп}}{\rho_{евп}} = 1.521 \times 10^7$$

Продуктивність паливопідкачуючого насоса (ППН)

$$V_{доб} := \frac{g_{евп} \cdot Ne \cdot 24}{\rho_{евп}} = 8.359 \times 10^6$$

$$W_{ППК} := \frac{V_{доб}}{Tr} = 4.18 \times 10^6$$

Потужність приводу (ППН)

$$N_{ППК} := \frac{0.272 \cdot W_{ППК} \cdot H \cdot \rho_{евп}}{\eta_n} \cdot 10^{-5} = 479.997$$

Пропускна здатність сепаратору

$$W_{сеп} := \frac{V_{доб}}{\rho_{евп} \cdot nc \cdot Tc} = 1.467 \times 10^5$$

					<i>ВБР.142.4221.01.ПЗ</i>	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Параметри плунжера (хід і діаметр)

$$h_r := \frac{C_m \cdot \varphi_r}{60 \cdot n} \cdot 10^2 = 12.222$$

$$d_n := 1.13 \cdot \sqrt{\frac{\xi \mu}{h_r \cdot \gamma_r \cdot \eta}} = 0.463$$

5.2 Система змащення

Система змащення призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі масла для змащення і охолодження деталей механізмів що труться.

Термін слугування двигуна в значній мірі залежить від вибору раціональної системи змащення, якості і ефективності використовуваних масел і присадок, своєчасного і достатнього змащення окремих конструктивних вузлів, охолодження і якості очищення масла, циркулюючого в системі. Змащення циліндрів у двигуні забезпечується лубрикаторами по відводах, які виходять на поверхню циліндра у зоні між першим та другим компресійними кільцями при положенні поршня у НМТ.

Стандартна система змащення заснована на змащенні з мокрим картером. Усі рухомі частини двигуна змащуються маслом циркулюючі під тиском у закритій вбудованій системі.

Масло змащення також використовується для охолодження поршнів і турбокомпресору.

Стандартний двигун оснащений вбудованими:

- Масляний насос із приводом від двигуна.
- Охолоджувач мастила.
- Термостатичний клапан мастила.
- Подвійний масляний фільтр.
- Масляний насос попереднього змащення.

Масляний насос всмоктує масло з масляного піддону і прокачує масло через охолоджувач і фільтр основний канал мастила, звідки розподіляється масло до різних точок змащення. Від точках змащення мастило самопливом повертається в масляний піддон. Тиск мастила контролюється регулюванням вбудованою у систему пружний запобіжний клапан.

Основними групами компонентів, що підлягають змащенню, є:

- Турбокомпресор
- корінні підшипники, поршні з шатунні підшипники і т.д. д.
- привід розподільного валу
- привід регулятора
- розподільний вал
- коромисла

Коли двигун або система попереднього змащення працює, приблизно 200 літрів мастила накопичено в картері та мастильній системі двигуна.

Це масло повертається в картер, коли двигун і насос попереднього змащування зупиняється. Це повернення масла може спричинити спрацювання сигналу високого рівня мастила. Сигналізація рівня зникне, коли знову запуститься насос попереднього змащення.

Робота системи

Масляний насос відводить масло з картера і перекачує його через охолоджувач і фільтр до головного отвору мастила, звідки масло розподіляється по всьому двигуну. Згодом масло повертається під дією гравітації до картеру. Тиск масла регулюється за допомогою пружинного клапана послаблення, вбудованого в систему.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основні групи компонентів, які слід змащувати:

- 1 – відцентровий насос;
- 2 - основні підшипники;
- 3 - привід розподільного вала;
- 4 - привід редуктора;
- 5 – плечі коромисла;
- 6 – розподільчий вал;

1) Відцентровий насос є складовою частиною системи змащення, що дозволяє безперервно змащувати компоненти при роботі двигуна. Під час подачі мастила і під час роботи відцентрового насосу підключений до контуру змащення двигуна. Масло служить для змащування підшипників, а також для розсіювання тепла.

Вхідний трубопровід до відцентрового насоса оснащений отвором для регулювання витрати масла.

2) Мастило для основних підшипників подається через отвори в рамі двигуна. З головного підшипника воно проходить через отвори в колінчастому валу до шатунного підшипника.

Шатуни мають розточені канали для подачі масла з великого кінцевого підшипника на малі підшипники, які мають внутрішній окружний паз, і отвір для подачі масла в поршень.

У передній частині основні підшипники мають канали до колінчастого валу для змащування демпфера.

3) Трубопровід мастила для зубчастих колес приводу розподільчого валу оснащений форсунками, які слугують для нанесення масла в місцях, де зубчасті колеса знаходяться в зачепленні.

4) Трубопровід мастила для редукторів слугує для нанесення масла в місцях, де зубчасті колеса знаходяться в зачепленні.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5) Мастило до коромисел виводять через отвори в рамі двигуна до кожної головки циліндрів. Мастило безперервно проходить через отвори в голівці циліндра і коромислах до рухомих деталей для змащення коромисел та мосту клапана.

6) Через отвори в рамі мастило постачається до підшипників розподільних валів.

Масляний насос

Масляний насос має привід з зубчастим колесом, встановлюється в передній коробці двигуна і приводиться в рух колінчастим валом.

Охолоджувач мастила

Як правило, охолоджувач мастила має плоский тип. Він встановлений у передній коробці.

Термостатичний клапан

Термостатичний клапан - це повністю автоматичний триходовий клапан з термостатичними елементами, встановленими при фіксованій температурі.

Вбудований фільтр

Фільтр змащувальних масел має тип подвійного паперового картриджу. Це фільтр з номінальною тонкістю 10–15 мкм, і запобіжний фільтр з тонкістю 60 мкм.

Попереднє змащення

Двигун оснащений електричним насосом для попереднього змащення, встановленим паралельно з основним насосом. Насос призначений для автоматичної роботи, що забезпечує зупинку подачі мастила попереднього змащення, коли двигун працює і початок роботи під час зупинки двигуна.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Двигун завжди повинен бути попередньо змащений протягом двох хвилин перед запуском, якщо автоматичне попереднє змащення вимкнено.

Злив з картеру

Рекомендується використовувати всмоктувальну трубу сепаратора для зливу мастила з картера.

Перемикачі рівня масла

Рівень масла автоматично контролюється перемикачами, що подають сигнал тривоги, якщо рівень знаходиться поза діапазоном

Класифікація системи

1) За способом виконання та розташуванням основної ємності для циркуляційного масла:

- система із сухим картером;

2) За способом дії:

- циркуляційна;

3) За способом змащення циліндро-поршневої групи:

- лубрикаторне примусове змащення під високим тиском.

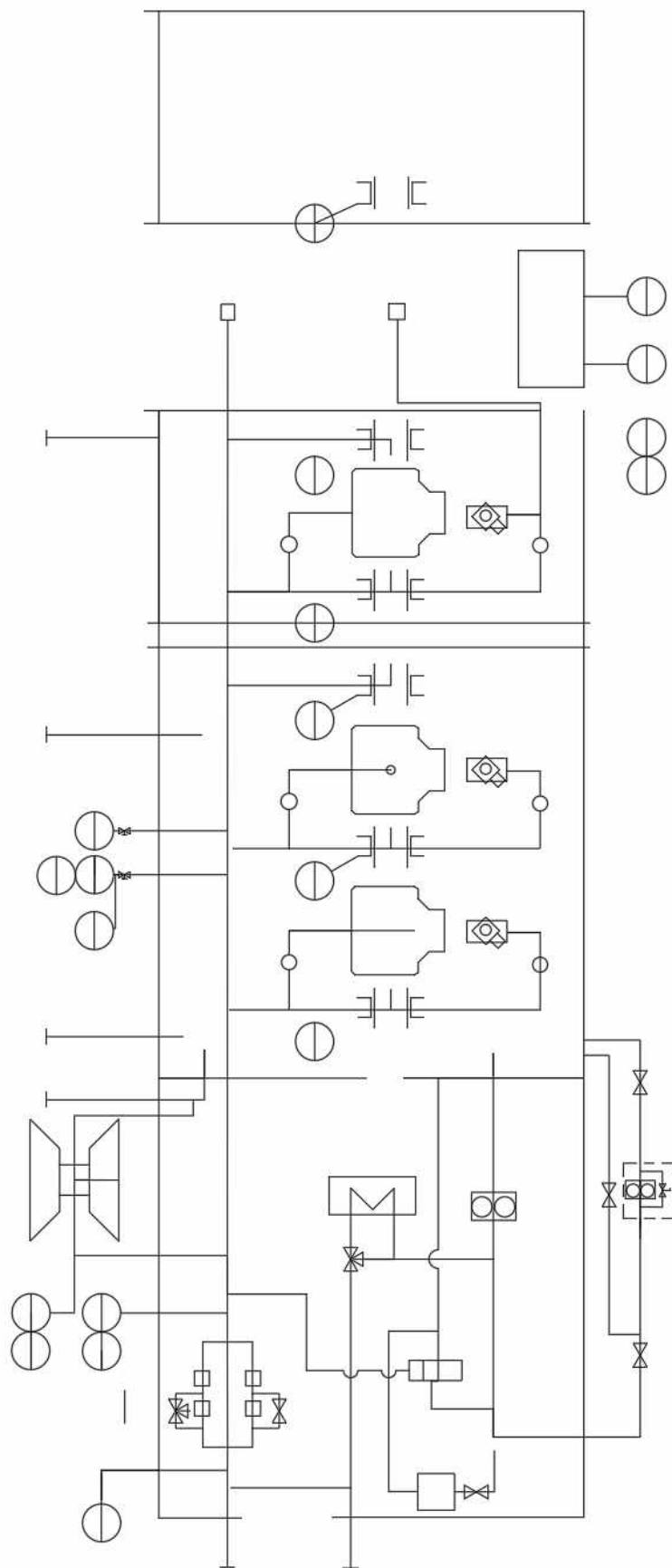
4). За способом охолодження:

- з охолодженням циркуляційного мала;

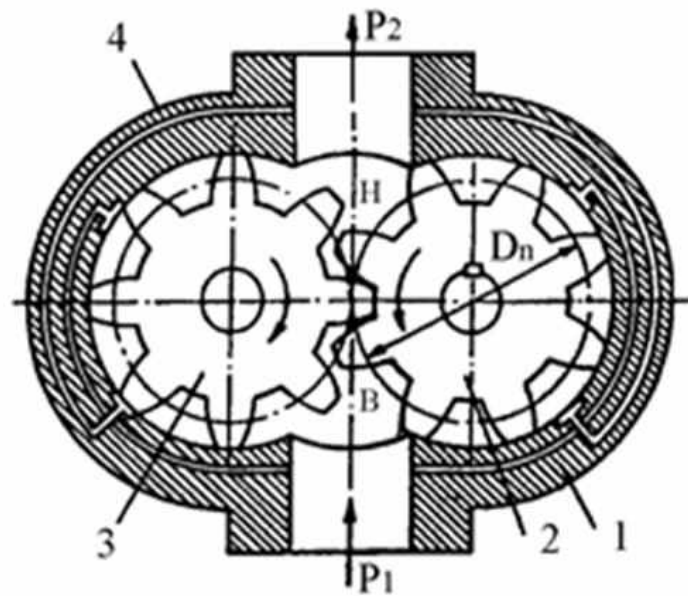
5) За типом маслоохолоджувача:

- з кожухотрубним маслоохолоджувачем.

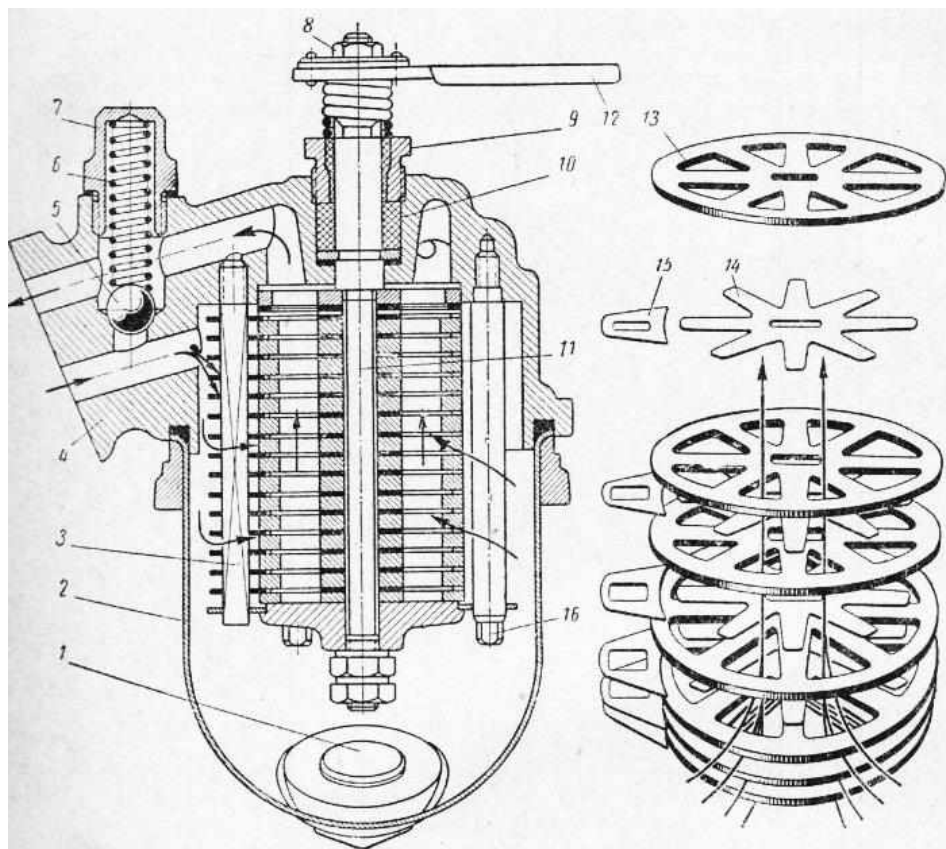
					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		81



Рисунок– Схема шестеренного насоса.



Двосекційний сітковий фільтр грубого очищення

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		82

1 - пробка зливного отвору; 2 - відстійник; а - стрижень очисних пластин; 4 - корпус фільтра; 5 - перепускний клапан; 6 - пружина; 7 - корпус клапана; 8 - гайка; 9 - гайка сальника; ю - сальник; 11 - центральний стрижень; 12 - рукоятка; 13 - сталева пластинка, що фільтрує; 14 - проміжна зірочка; 15 - очисна пластівка; 16 - настановний стрижень

Масляний охолоджувач

Масило що охолоджує двигун потребує охолодження. Тому в системі встановлюються маслоохолодники, призначені для відводу тепла від мастила. Їх виконують найчастіше кожухотрубними.

Основними елементами таких апаратів є циліндричний корпус (кожух), усередині якого розміщені найчастіше гладкі, іноді ребристі труби, що утворюють поверхню теплообміну. Труби можуть бути прямими, закріпленими у двох трубних дошках, або змійовиковими, петлеподібними, спіральними із закріпленням обох кінців у одній трубній дошці.

Масляні цистерни

Цистерни призначені для зберігання масла та розташування його в певному місці. Місця встановлення цистерни циркуляційного масла можуть бути різними. Для двигуна зливно-циркуляційні ситеми розміщують в другому дні з відділенням кофедрадамами від дневої обшивки судна.

Дно цистерни виконують із наклоном в корму, де скопляться відстій і грязь, які періодично видаляють. Цистерна обладнана пристоем для заміру рівня масла, для заповнення, осушки, вентиляції і підігріву, а також горловинами для огляду, очищення і ремонту.

Розрахункова частина

кількість прийнятого масла	$G_m := 5000$	потужність двигуна	$N_e := 1760$
густина масла	$\rho_m := 890$	механічний ккд агрегату	$\eta_m := 0.81$
коефіцієнт заповнення цистерни	$K_1 := 1.03$		$atr := 0.45$
коефіцієнт враховуючи мертвий об'єм цистерни	$K_2 := 1.04$		$a\varphi := 0.01$
питома витрата палива	$g_e := 0.004$	коефіцієнт враховуючи збільшення об'єму масла	$K_v := 1.2$
			$v_m := 0.04$
теплота згоряння палива	$Q_{hp} := 49620$		$K_{жп} := 0.25$
теплоємність	$C_m := 1.9$		
допустима різниця температур	$\Delta t := 10$	коефіцієнт теплопередачі	$K := 4000$
		коефіцієнт запасу поверхні	$K_3 := 1.2$

Ємність для зберігання масла

$$V = \frac{G_m \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_m} = 6.018$$

$$Q_{tr} := 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot atr = 6.688 \times 10^5$$

$$Q_p := a\varphi \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{hp} = 3.493 \times 10^3$$

$$Q_m := Q_{tr} + Q_p = 6.723 \times 10^5$$

$$W = \frac{Q_m}{C_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t} = 39.757$$

Подача головного циркуляційного насосу

$$W_{цн} := K_v \cdot W = 47.709$$

Ємність видаткової цистерни

$$V_{vc} := \frac{24 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_m} = 0.19$$

Площа перетину фільтруючого елементу

$$F_{го} := \frac{W_{цн}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жп}} = 1.325$$

Площа теплобмінної поверхні масляного холодильника

$$F_m := K_3 \cdot \frac{Q_m}{K \cdot \Delta t} = 20.169$$

5.3 Система охолодження

Внутрішня система охолодження води

Система охолодження двигуна включає в себе контур низької температури (LT) і високої температури (HT). Системи розроблені лише для очищеної прісної води.

Контур охолодження низької температури

До функцій контуру охолодження низької температури входить охолодження повітря наддуву та охолодження мастила.

Компоненти для контуру та регулювання температури розміщуються у внутрішній системі.

Охолоджувач повітря для наддуву та охолоджувач мастила розташовані у послідовному порядку. Після того, як вода з контуру низької температури пройшла охолоджувач мастила, вона підводиться до термостатичного клапана і, залежно від температури води, буде рециркульована, або спрямує до зовнішньої системи.

Контур охолодження високої температури

Високотемпературна вода використовується для охолодження втулок циліндрів і голівок циліндрів.

Температура на виході з двигуна забезпечує оптимальне горіння у всій робочій області при роботі з важким паливом, тобто ця температура обмежує термічні навантаження в зоні високої температури та допомагає уникати гарячої корозії в зоні горіння.

У зоні з низьким навантаженням температура достатньо висока, щоб забезпечити ідеальне горіння і одночасно уникнути холодної корозії; остання також є причиною, чому двигун в режимі очікування і при запуску на важкому паливі слід попередньо прогріти за допомогою охолоджуючої води температу-

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						85
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рою не менше 60° С - будь-яка вода з працюючих двигунів або за допомогою окремої системи попереднього нагріву.

Вбудований циркуляційний насос високої температури відцентрового типу з приводом від двигуна перекачує воду через першу ступінь охолоджувача зарядного повітря, а потім через розподіляючі отвори на дно охолоджуючої сорочки. Вода виводиться через отвори у верхній частині охолоджуючої сорочки, до отвору в голівці циліндра для його охолодження, охолодження випускного клапану та форсунки.

З голівки циліндрів вода подається через інтегрований колектор до термостатичного клапана, і залежно від навантаження двигуна, менша чи більша кількість води буде спрямована у зовнішню систему або буде повторно рециркульована.

Особливості системи

Регулювання температури в системах високої і низької температури відбувається у внутрішній системі, де також розташовані насоси. Це означає, що необхідними є лише два основні трубопроводи для охолодження двигуна. Лише одна умова має виконуватись завжди - температура заборотної води має бути від 10 до 40° С.

Циркуляційні насоси високої та низької температури

Циркуляційні насоси відцентрового типу встановлюються в передній коробці двигуна і приводяться в рух через шестерні передачі від колінчастого валу.

Термостатичні клапани

Термостатичні клапани - це повністю автоматичні триходові клапани з термостатичними елементами, встановленими на фіксованому рівні температури.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Організація попереднього нагрівання

У випадку з установками, де всі двигуни зупиняються на певний проміжок часу можливо встановити електричний теплообмінник у зовнішній системі.

У випадку з установками де є більш ніж один резервний двигун можна автоматично підігрівати основний двигун діючими двигунами за допомогою трубопроводів, що ведуть до системи розширення та циркуляційних насосів високої температури.

Опис внутрішньої системи охолодження

Система розроблена у вигляді одного контуру з двома фланцевими з'єднаннями з обох боків двигуна до зовнішньої централізованої системи охолодження води.

Загальні данні для зовнішньої системи охолодження

Трубопровід для впускної води охолодження виконує функцію попереднього нагрівання під час затримки.

Двигуни мають приєднаний відцентровий насос для води високої і низької температури. Перепад тиску по всій системі двигуна, становить приблизно 0,5 бар. Тому перепади внутрішнього тиску незначні для насосів охолодження води у зовнішній системі.

Розширювальний бак

Для запобігання перепадам об'єму в закритій системі водяного охолодження сорочки, викликаних змінами температури або протіканням повинен бути встановлений розширювальний бак. Розширювальний бак також забезпечує для насоса прісної води запобігання кавітації. Для цього найнижчий рівень води в баку повинен бути 8-10 м над центральною лінією колінчастого вала.

Вентиляційна труба повинна бути підключена до розширювального баку нижче мінімального рівня води, це запобігає окисленню охолоджувальної води, викликане "бризками" з вентиляційної труби. Розширювальний бак повинен

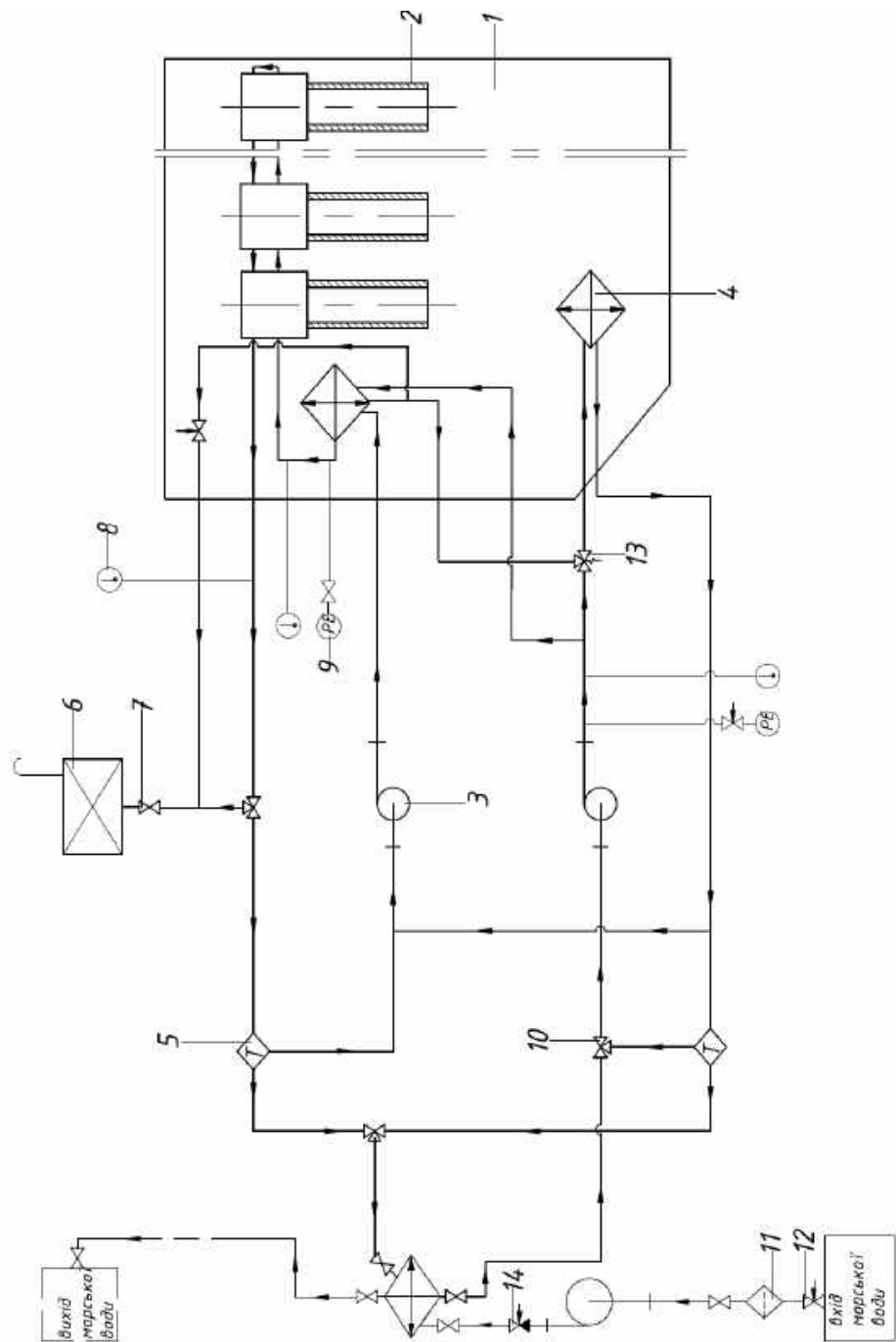
					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

бути обладнаний вентиляційною трубою і фланцем для заповнення води та інгібіторами.

Оскільки контур низької температури переходить в контур високої температури, обидва контури повинні бути підключені до одного розширювального баку.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						88
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

№ елемента системи	Назва
1	Двигун
2	Циліндр двигуна
3	Відцентровий насос
4	Охолоджувач
5	Термостат
6	Розширювальний бак
7	Клапан
8	Датчик температури
9	Датчик тиску
10	Триходовий клапан
11	Фільтр
12	Регульований клапан
13	Запобіжний клапан
14	Незворотний клапан



Класифікація системи

1). За числом водяних контурів:

- двухконтурна (замкнена);

2). За температурним рівнем охолоджуючої води:

- з низькотемпературним та високотемпературним контурами;

3). За напрямленням руху охолоджуючої води в двигуні:

- з природною циркуляцією.

Фільтр

Фільтр заборотної води (сітчатий, спарений) встановлюють відразу після кінгстону, щоб попередити попадання із заборотної води предметів, що можуть пошкодити насос або засмітити трубопроводи і теплообмінники.

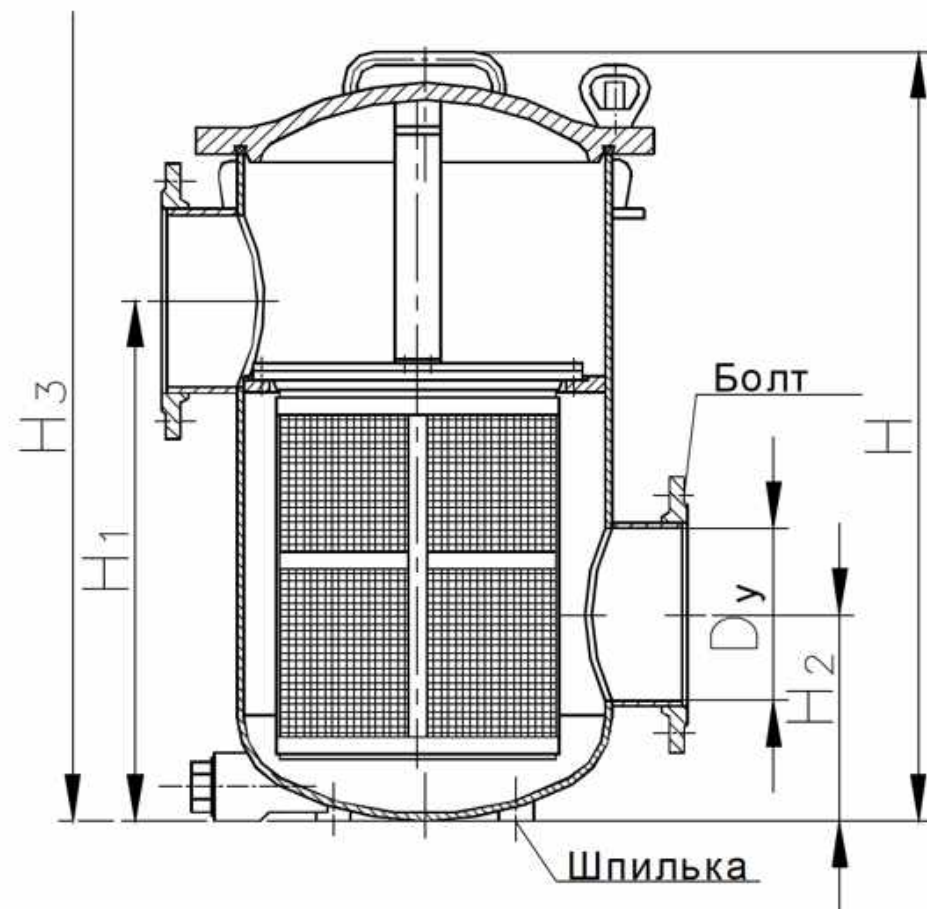


Рисунок – Фільтр заборотної води.

коефіцієнт теплового розширення $a := 0.08$

потужність двигуна $N_e := 1760$

питома витрата палива $g_e := 0.184$

$Q_h := 42111$

$C_{m3} := 4.19$

$\rho_{np} := 1000$

температурний напір $\Delta t := 10$

$K_n := 1.1$

коефіцієнт залишку повітря $a_z := 2.4$

кількість повітря для згоряння палива $L_0 := 13.5$

$C_p := 1.01$

$\Delta t_{np} := 130$

$C_{zv} := 4$

$\rho_{zv} := 1025$

$\Delta t_1 := 7$

механічний ккд агрегату $\eta_m := 0.81$

$\alpha_{tr} := 0.45$

$\alpha := 0.03$

коефіцієнт подачі $K_{\text{зв}} := 1.2$

$V_s := 0.3$

коефіцієнт заповнення цистерни $K_1 := 1.03$

коефіцієнт запасу поверхні $K_3 := 5000$

$\Delta t_2 := 15.3$

$Q_{m3} := 3.615 \cdot 10^5$

$$Q_{гц} := a \cdot g_e \cdot Ne \cdot Q_h = 1.091 \times 10^6$$

Кількість прісної води необхідна для охолодження

$$W_{цпр} := \frac{Q_{гц}}{C_{пз} \cdot \rho_{пр} \cdot \Delta t} = 26.038$$

Подача головного циркуляційного насосу

$$W_{цпргд} := K_{п} \cdot W_{цпр} = 28.641$$

$$Gr := az \cdot L_0 \cdot g_e \cdot Ne = 1.049 \times 10^4$$

$$Q_{нп} := Gr \cdot C_p \cdot \Delta t_{np} = 1.378 \times 10^6$$

$$Q_{тр} := 3600 \cdot Ne \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{тр} = 6.688 \times 10^5$$

$$Q_{п} := \alpha \cdot g_e \cdot Ne \cdot Q_h = 4.091 \times 10^5$$

$$Q_m := Q_{п} + Q_{тр} = 1.078 \times 10^6$$

Кількість забортної води необхідна для охолодження

$$W_{зв} := \frac{Q_{гц} + Q_{нп} + 1.15 \cdot Q_m}{C_{зв} \cdot \rho_{зв} \cdot \Delta t_1} = 129.207$$

Подача головного циркуляційного насосу

$$W_{звп} := K \cdot W_{зв} = 155.048$$

Площа перетину теплообміну водо-водяного теплообмінника

$$F_m := K \cdot \frac{Q_{пз}}{K_3 \cdot \Delta t_2} = 5.597$$

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива і продувки циліндра; в певній кількості та заданими параметрами.

Система газовідводу (газовипускна) забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих в циліндрі газів. Під раціональним відводом розуміють таку організацію газовипускна, яка забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла як в циліндрі двигуна, так і ззовні, а також якісного очищення і наповнення циліндрів. Крім цього потрібно забезпечити мінімальний за шкідливістю вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів.

Класифікація системи

Класифікація системи повітропостачання

1) За числом ступенів стискання повітря:

- одноступенева;

2) За числом компресорів:

- однокompресорна;

3) За призначенням і числом теплообмінників:

- з охолоджувачами наддувочного повітря (два ОНП 2-х ступеневі);

4) За способом підтримання параметрів повітря:

- регульована.

Класифікація системи газовипуску

1) За глибиною утилізації теплоти:

- із помірною утилізацією;

2) За способом руху газу в колекторі:

- ізобарна;

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						93
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

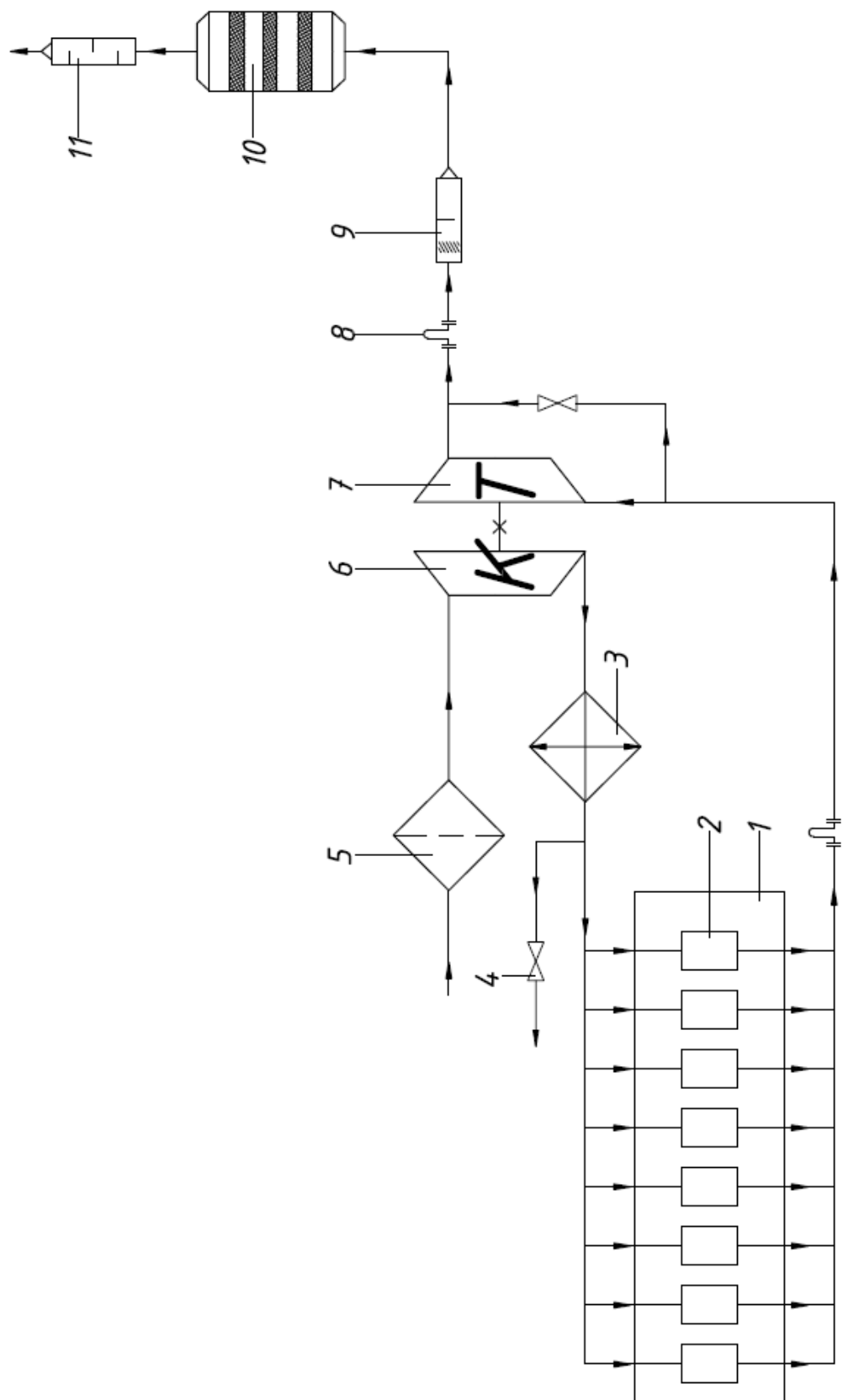


Рис.— Система повітропостачання та газовипускнугу двигуна

Складові системи

Система повітропостачання складається із компресора, теплообмінників, ресиверів, повітроводів та глушників шуму.

Охолоджувач надувного повітря

На двигуні встановлено один двохступінчастий ОНП. Відцентровий насос і два ОНП об'єднані в єдиний модуль.

ОНП призначений для охолодження надувного повітря після відцентрового насоса та підтримання його постійної температури.

В охолодниках надувного повітря двигуна застосовують труби, оребрені зовні, всередині труб протікає прісна вода. Охолоджене повітря поперечно обтікає трубний оребрений пучок зовні.

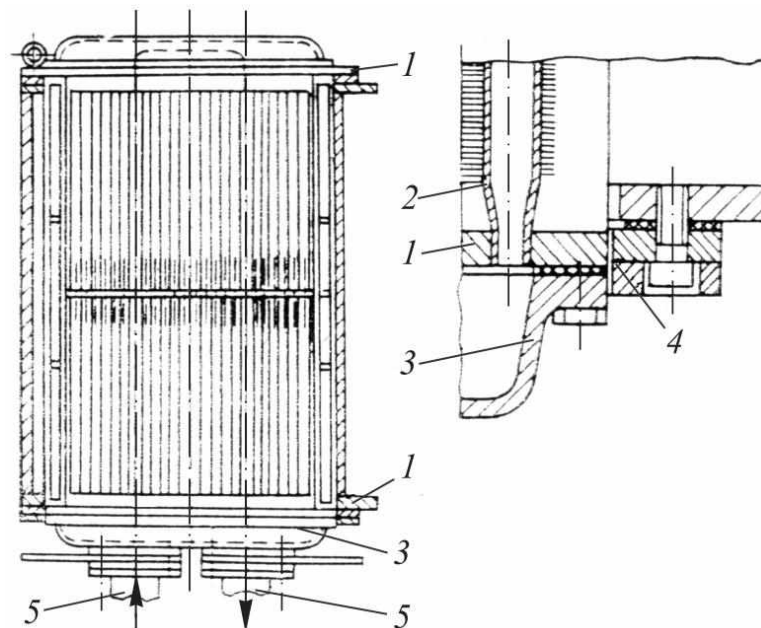


Рисунок 5.4.2 – Охолоджувач надувного повітря двигуна:

1 – трубна дошка; 2 – труби; 3 – кришка; 4 – гумове кільце; 5 – патрубки

Глушники встановлені в корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтра.

Фільтр призначений для очищення повітря перед компресором. Фільтр очищення повітря встановлено на корпусі компресора.

Система газовідводу складається із випускного колектора, відцентрового насосу, глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Двигун обладнаний системою наддуву при постійному тиску (ізобарна система). Має один великий випускний колектор, який на з'єднанні із кожним циліндром має компенсатор.

Розрахункова частина

$N_e := 1760$ потужність двигуна
 $a_z := 2.4$ коефіцієнт залишку повітря
 $L_0 := 14.5$
 $g_e := 0.184$ питома витрата палива
 $T_r := 650$
 $P_r := 0.105$
 $V_r := 40$
 $P_{r1} := 0.104$
 $R_t := 0.287$
 $T_{r1} := 450$
 $a := 1.2$
 $G_c := 0.069$
 $V_c := 15$
 $d_{iz} := 0.357$

Внутрішній діаметр газовідвідних труб

$$d_r := 3.18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e \cdot N_e \cdot (a_z \cdot L_0 + 1) \cdot T_r}{P_r \cdot V_r}} = 0.426$$

$$\rho_r := 10^3 \cdot \left(\frac{P_{r1}}{R_t \cdot T_{r1}} \right) = 0.805$$

$$F_{дж} := 13.5 \cdot a \cdot \frac{G_c}{\rho_r \cdot V_c} = 0.093$$

$$d_{дж} := \sqrt{\frac{F_{дж} \cdot 4}{3.14}} = 0.343$$

Товщина ізоляції

$$S_{из} := \frac{d_{из} \cdot d_r}{2} = 0.076$$

					ВБР.142.4221.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Гусейнов А.А.				ОХОРОНА ПРАЦІ		Літ.	Аркуш	Аркушів
								97	5
Керівник	Тимошевський Б.Г.						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 часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля працівника поза його робочим місцем.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						98
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						99
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, 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;

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						100
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- покласти все на свої місця;

Вимоги безпеки в аварійних випадках:

- при роботі з електроінструментом, у випадку, якщо відсутнє заземлення, пошкоджена ізоляція, іскріння, перегрів, негайно відключити інструмент від мережі;
- при попаданні етильованого бензину на руки чи шкіру тіла обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;
- пролитий етильований бензин негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

					ВБР.142.4221.01.ПЗ	Аркуш
						101
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

В даній роботі розглянуто двигун типу 8ЧН 21/31 та можливий варіант модернізації відцентрового насосу, 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 відцентровий насос. Запропонований відцентровий насос 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, відцентровий насос, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 8ЧН 21/31.

					ВБР.142.4221.01.ЛЗ	Аркуш
						102
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.142.4221.01.ЛІЗ</i>	Аркуш
						103
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		