

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО



« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 26/27 (Д80)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Юрій МОШЕНЦЕВ

Здобувач освіти



Артем ЛАПУГА

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Бакалавр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Лапузі Артему Вікторовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/27 (Д80)*

2. Керівник роботи _____ *канд. техн. наук, професор Мошенцев Ю. Л.* _____,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від “ _____ ” _____ 20 _____ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна – 4412 кВт; частота обертів колінчатого валу – 1000 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,6; ступінь стиску – 12; питома робота насоса – 370 Дж/кг.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу; розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ; розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок відцентрового насосу; організація охорони праці в машинному відділенні тепловоза

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна типу 16ЧН 26/27 (Д80);
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Відцентровий насос.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис) /Артем ЛАПУГА/
(прізвище та ініціали)

(підпис) /Юрій МОШЕНЦЕВ/
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку тепловозного двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 4412 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 1000 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун 16ЧН 26/27 (Д80).

В роботі виконано розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також розрахунок відцентрового насоса системи охолодження. Наведено заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 76 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 16 джерел інформації. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун тепловозний, насос відцентровий, охорона праці, машинне відділення.

The qualification project presents the calculation results of a diesel locomotive internal combustion engine with a power output of 4412 kW at a nominal crankshaft speed of 1000 rpm. The base engine selected for the study was the 16CHN 26/27 (D80) engine.

The project includes calculations of the engine's working cycle, dynamic loads, as well as the calculation of the centrifugal pump for the cooling system. Measures for ensuring occupational safety are also outlined.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 76 pages of the calculation and explanatory report. A total of 16 information sources were used. The graphical part is presented on 3 drawings in A1 format.

Keywords: diesel locomotive engine, centrifugal pump, occupational safety, engine room.

					КРБ.142.4227ст.25.13.00.ПЗ.	Лист
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Опис конструкції тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/27.....	7
1.1 Технічна характеристика двигуна	7
1.2 Конструкція двигуна	9
1.3 Порівняння двигунів-прототипів.....	10
1.4 Висновок до розділу.....	12
2 Моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна типу 16ЧН 26/27.....	13
2.1 Вступ	13
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	16
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	24
2.5 Кінематичний розрахунок КШМ.....	26
2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	29
2.7 Висновок до розділу.....	35
3 Розрахунок відцентрового насоса системи охолодження двигуна типу 16ЧН 26/27.....	36
3.1 Вступ.....	36
3.2 Визначення вихідних даних для розрахунку.....	36
3.3 Визначення основних розмірів робочого колеса	39
3.4 Розрахунок меридіанного перерізу робочого колеса	50
3.5 Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.....	52
3.6 Розрахунок спірального відвідного каналу трапецієвидної форми	54
3.7 Оцінка допустимої висоти всмоктування насосу	60
3.8 Опис конструкції відцентрового насоса	61
3.9 Висновок до розділу.....	64

4 Організація охорони праці в машинному відділенні тепловоза.....	66
4.1 Вступ.....	66
4.2 Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів у машинному відділенні	66
4.3 Організація безпечної роботи персоналу	68
4.4 Засоби колективного та індивідуального захисту.....	70
4.5 Пожежна безпека в машинному відділенні	71
4.6 Висновок до розділу.....	73
Висновок.....	74
Список використаної літератури	75

ВСТУП

Розвиток залізничного транспорту тісно пов'язаний із вдосконаленням тягових засобів, серед яких дизельні тепловози займають провідне місце в багатьох країнах світу. Одним із найпоширеніших і найнадійніших джерел енергії для таких тепловозів є дизельні двигуни великої потужності. Серед них двигун типу 16ЧН 26/27, відомий також під заводським індексом Д80, займає особливе місце.

Цей двигун був розроблений Харківським конструкторським бюро транспортного машинобудування (ХКБТМ, нині – ДП «Завод імені В.О. Малишева») у 1960-х роках спеціально для дизельних тепловозів серії 2ТЕ10. Двигун 16ЧН 26/27 – це V-подібний 16-циліндровий чотиритактний дизель із наддувом, який відзначається високою надійністю, ремонтпридатністю та придатністю до експлуатації у важких умовах. Протягом десятиліть він успішно використовувався у тепловозах на просторах колишнього СРСР і досі експлуатується на залізничному транспорті України, Казахстану, Азербайджану та інших країн.

Попри свій вік, двигун Д80 залишається актуальним завдяки простоті конструкції, можливості модернізації, високій сумісності з існуючими силовими установками тепловозів і значному парку локомотивів, обладнаних цими двигунами. Перспективи його подальшого використання полягають у модернізації систем упорскування палива, впровадженні електронного керування та вдосконаленні процесів охолодження та газообміну з метою підвищення паливної економічності та екологічної чистоти.

Обрання саме цього двигуна як об'єкта дослідження у кваліфікаційній роботі обумовлено його широким застосуванням, технічною складністю, наявністю доступної технічної документації, а також важливістю завдань, пов'язаних із його розрахунком і вдосконаленням. Проведення теплотехнічного розрахунку дозволяє глибше зрозуміти особливості роботи тепловозних дизелів, оцінити основні технічні параметри, а також сформувати базу для подальших досліджень з підвищення ефективності залізничного транспорту.

					КРБ.142.4227ст.25.13.00.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 26/27

1.1 Технічна характеристика двигуна

Дизельний двигун типу 16ЧН 26/27 (Д80) (рис. 1.1) є потужною силовою установкою, призначеною для приводу тягових генераторів на магістральних тепловозах типу 2ТЕ10 та їх модифікаціях. Двигун розроблений у 1960-х роках Харківським конструкторським бюро транспортного машинобудування (нині – ДП «Завод імені В.О. Малишева»), та серійно виготовлявся на Харківському дизельному заводі.

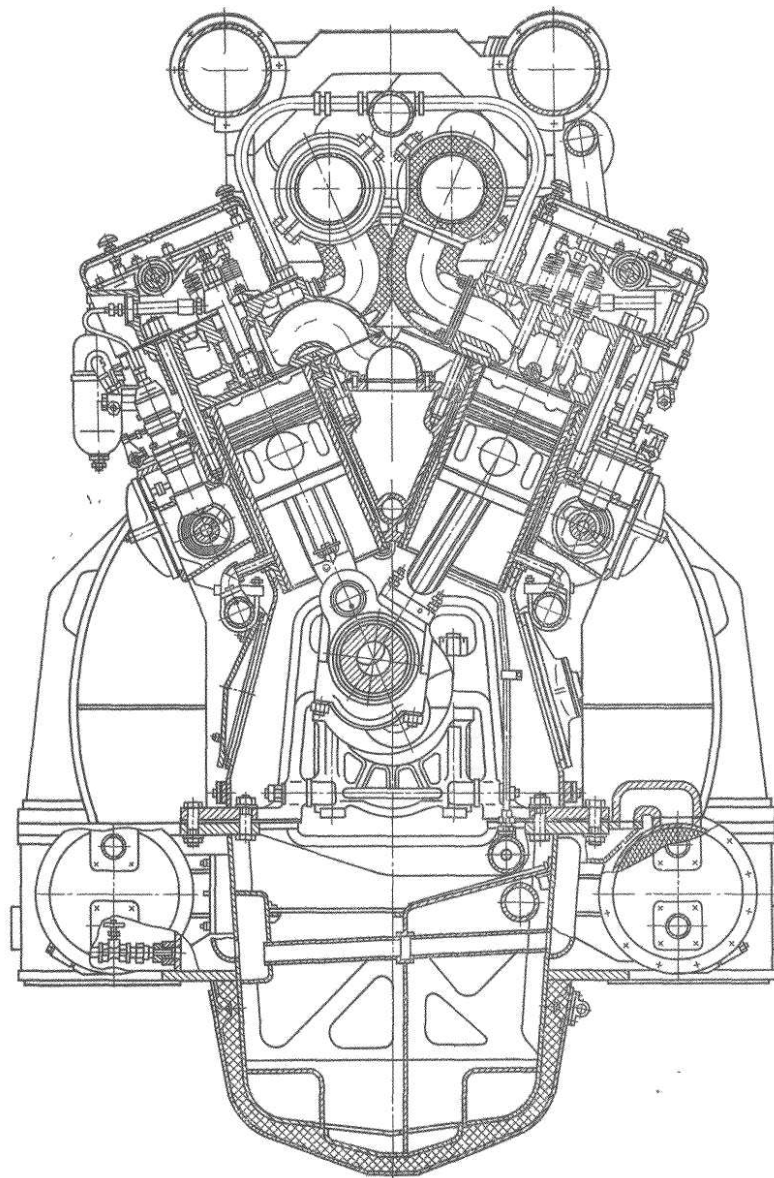


Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна 16ЧН 26/27

					КРБ.142.4227ст.25.13.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		7

Двигун 16ЧН 26/27 є чотиритактним V-подібним 16-циліндровим дизелем з турбонаддувом і рідинною системою охолодження. Він має пряме упрскування палива та систему змащення під тиском. Камера згоряння утворюється в днищі поршня, що має складну форму для покращення змішування палива з повітрям.

Основні технічні характеристики двигуна наведені у таблиці 1.1..

Таблиця 1.1. Технічна характеристика двигуна 16ЧН 26/27

Показник	Значення
Повна потужність, кВт	4412
Номінальна частота обертання колінчатого валу, об/хв.:	1000
Робочий об'єм циліндрів, л	229,34
Питома витрата палива, кг/(кВт·год)	0,1972
Питома витрата масла на угар, г/(кВт·год)	0,95
Годинна витрата палива, кг/год.	870
Ступінь стиснення	12,0
Тиск наддуву (во впускному колекторі)	0,372
Температура наддувного повітря во впускному колекторі, К	353
Коефіцієнт надлишку повітря	2,13
Витрата наддувного повітря, кг/с	7,439
Продуктивність водяного насосу, м ³ /год.	122,6
Назначений ресурс, тис. годин:	
до переборки двигуна	20
до капітального ремонту	60
Маса дизель-генератора (суха), кг	22427
Паливо	дизельне
Масло	М-14В2
Габаритні розміри дизель-генератора, м:	
довжина	6,444
ширина	1,930
висота	3,117

Двигун 16ЧН 26/27 характеризується високою надійністю, тривалим моторесурсом, а також здатністю працювати в складних умовах експлуатації з перемінним навантаженням. Простота конструкції, ремонтпридатність і широке розповсюдження в парку тепловозів надають цьому двигуну переваг у практичному використанні та модернізації.

1.2 Конструкція двигуна

Дизельний двигун типу 16ЧН 26/27 (Д80) має V-подібну компоновку з кутом між блоками циліндрів 45° , що дозволяє зменшити габарити установки при збереженні високої потужності. Загальна конструкція двигуна передбачає максимальну міцність, жорсткість та ремонтпридатність, необхідну для тягового обладнання залізничного транспорту.

Блок циліндрів двигуна литий із високоміцного чавуну або сталі та виконує функції несучої основи для всіх агрегатів. У кожному ряді розташовано по 8 циліндрів, встановлених під кутом 45° до вертикалі. Картер — жорсткий, коробчастого типу, з ребрами жорсткості. Вікна у блоці забезпечують доступ до основних вузлів під час обслуговування.

Циліндри мають знімні "мокрі" гільзи, виготовлені з легованого чавуну з високою зносостійкістю. Внутрішня поверхня гільз хромується або нітрується для продовження ресурсу. Герметизація гільз забезпечується кільцями ущільнення в нижній частині.

Поршень складається з двох частин — сталевий кованої головки та чавунної юбки, з'єднаних між собою різьбовим з'єднанням. У днищі поршня сформовано камеру згоряння складної профільної форми. Для зменшення теплового навантаження передбачено подачу охолоджувального масла під днище (ефект "шейкера"). На поршні встановлюються компресійні та маслознімні кільця.

Шатуни — сталеві, двотаврового перерізу, з роз'ємною нижньою головою. Колінчастий вал — кований, семишійковий, з противагами, розміщується в підшипниках ковзання. Щоб зменшити вібрації та підвищити рівновагу обертальних мас, застосовується система врівноваження.

Газорозподільний механізм — з верхнім розташуванням клапанів (по два впускних і два випускних на циліндр). Привід клапанів здійснюється через розподільний вал, штовхачі, штанги та коромисла. Фази газорозподілу підібрані для забезпечення ефективної продувки при роботі з турбонаддувом.

					КРБ.142.4227ст.25.13.01.ПЗ.	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

На двигуні встановлюється один турбокомпресор з осьовою турбіною, що працює на енергії відпрацьованих газів. Після відцентрового компресора повітря проходить через водяний охолоджувач наддувного повітря, що знижує його температуру, підвищуючи густину та покращуючи наповнення циліндрів.

Для кожного циліндра використовується індивідуальний паливний насос високого тиску (ПНВТ), що забезпечує точне дозування та подачу палива в форсунку. Форсунки – багатосоплові, розпилюють паливо безпосередньо в камеру згоряння.

Охолодження здійснюється закритою примусовою рідинною системою з циркуляцією охолоджуючої рідини через сорочку блоку, гільзи циліндрів і головки. Окрема система забезпечує охолодження масла і наддувного повітря після компресора.

Масляна система комбінована – під тиском і розбризкуванням. Масло подається до всіх підшипників, шатунних вкладишів, валів і інших відповідальних вузлів. Частина масла використовується для охолодження поршнів. Фільтрація виконується за допомогою грубого і тонкого фільтрів.

На двигуні передбачені системи пуску (зазвичай – повітряна або електрична), регулювання частоти обертання (механічне або електронне), захисту від перевантажень і аварійного вимкнення. Конструкція двигуна дозволяє обслуговування й ремонт без демонтажу з тепловоза.

1.3 Порівняння двигунів-прототипів

Для обґрунтування вибору об'єкта дослідження – тепловозного дизеля 16ЧН 26/27 (Д80) – доцільно провести порівняльний аналіз із конструктивно і функціонально подібними двигунами, що застосовуються у локомотивах схожого класу. У якості двигунів-прототипів для порівняння розглянемо моделі, характеристики яких наведені в табл. 1.2.

					КРБ.142.4227ст.25.13.01.ПЗ.	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.2. Двигуни прототипи

Модель, компанія, розмірність двигуна	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання колінчатого валу, об/хвил.	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата пального, г/(кВт год.)	Маса питомого двигуна, кг/кВт	Габаритні розміри двигуна, м		
							Довжина	Ширина	Висота
General Motors G45E3, 16ДН 23,2/25,4	2455	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
MTU 16V4000 R43, 16ЧН 17/21	2160	1800	14,08	1,62	195	7,50			
General Electric FDL, 16ЧН22,9/26,7	2868	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,9	1,73	2,18
English Electric РКСТ, 16ЧН25,4/30,5	2580	900	9,2	1,38	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН24/28	1765	1000	9,35	1,39	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Pielstick 18РА6, 18ЧН28/29	4632	1050	10,15	1,65	224	–	5,05	1,78	2,48
Sulzer 16LVA, 16ЧН24/28	2940	1100	10,3	1,65	218	–	5,34	1,8	3,10
Cooper Bessemer FVDL16T, 16ЧН22,9/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	–	4,57	1,66	2,13

Двигун 16ЧН 26/27 (Д80) займає проміжне положення між морально застарілими і сучасними дизелями. Його потужність залишається конкурентоздатною, але значно поступається сучасним аналогам за питомою витратою палива, масогабаритними характеристиками та екологічними показниками. Водночас, Д80 має переваги в простоті конструкції, надійності та великому досвіді експлуатації у складних умовах.

Двигуни нового покоління, зокрема MTU 16V4000 та GE 7FDL-16, забезпечують кращу паливну економічність, нижчий рівень шкідливих викидів, а також інтеграцію з електронними системами діагностики й керування. Вони легші, компактніші й менш затратні в експлуатації, але значно дорожчі у придбанні та вимагають вищої кваліфікації персоналу.

1.4 Висновок до розділу

У першому розділі проведено загальний аналіз тепловозного дизеля типу 16ЧН 26/27 (Д80), що дозволив обґрунтувати вибір цього двигуна як об'єкта дослідження. Дано історичну довідку про його розробника, розкрито перспективи подальшого використання, наведено технічні характеристики та описано конструктивні особливості двигуна.

Зіставлення з аналогічними тепловозними двигунами-прототипами засвідчило, що хоча двигун Д80 поступається сучасним дизельним агрегатам за рівнем паливної економічності, масогабаритними характеристиками й екологічними показниками, він залишається актуальним завдяки простоті обслуговування, поширеності, наявності інфраструктури для ремонту та можливостям для модернізації.

Отже, подальший розрахунок та аналіз роботи двигуна типу 16ЧН 26/27 є технічно доцільним і практично виправданим. Це дасть змогу поглибити розуміння його роботи, виявити потенційні шляхи удосконалення та підвищити ефективність експлуатації тепловозів, укомплектованих цим типом двигуна.

					КРБ.142.4227ст.25.13.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 26/27

2.1 Вступ

З метою забезпечення надійної, ефективної та економічної експлуатації дизельного двигуна важливим є точне розуміння процесів, що відбуваються всередині робочого циліндра протягом кожного циклу. Моделювання робочого циклу дозволяє визначити основні параметри термодинамічного процесу, оцінити ефективність згоряння палива, продуктивність систем газообміну та теплові навантаження.

У даному розділі розглядається математична модель робочого циклу дизеля 16ЧН 26/27 з урахуванням реальних процесів, що впливають на формування тиску і температури у циліндрі. Окрім того, проводиться розрахунок динаміки роботи двигуна, що включає аналіз сил інерції, навантажень на основні вузли, а також оцінку нерівномірності обертання колінчатого валу.

Результати моделювання робочого циклу та динамічного аналізу дозволяють виявити потенційні напрями покращення ефективності двигуна, а також створюють базу для подальшого конструктивного вдосконалення або модернізації окремих систем.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура зовнішнього повітря, що надходить у двигун, приймається рівною 293 К, що відповідає стандартним атмосферним умовам. Аналогічно, тиск навколишнього середовища в розрахунках приймається сталим і дорівнює 0,101 МПа, як це передбачено стандартними умовами [1].

Ступінь стиску ϵ вибирається з урахуванням геометричних параметрів циліндра та характеру утворення паливоповітряної суміші. Для швидкохідних об'ємних дизелів із нерозділеною камерою згоряння рекомендоване значення ϵ перебуває в межах 12...16 [1]. У даному випадку приймаємо $\epsilon = 12$.

					КРБ.142.4227ст.25.13.02.ПЗ.	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт надлишку повітря α визначається з урахуванням геометричних характеристик циліндра та типу камери згоряння. Для двигунів із нерозділеною камерою згоряння, діаметром циліндра понад 200 мм і ступенем стиску $\varepsilon = 12$, характерними є значення α в межах $1,6 \dots 2,6$ [1]. У цьому розрахунку прийнято $\alpha = 2,13$ (за паспортними даними).

Коефіцієнт залишкових газів γ_r залежить від типу двигуна, а також від особливостей організації процесів подачі повітря та газообміну. У розрахунках приймаємо $\gamma_r = 0,03$ відповідно до рекомендацій [1].

Коефіцієнти використання теплоти в характерних точках циклу – у точці z (ξ_z) та у точці b (ξ_b) характеризують ефективність перетворення теплоти у внутрішню енергію робочого тіла. Їхні значення залежать від конструктивної досконалості двигуна та ступеня реалізації теплотехнічних процесів. Найдоцільніше призначати ці коефіцієнти на основі аналізу теплового балансу аналогічних двигунів. Для швидкохідних об'ємних дизелів сучасного типу рекомендовані межі становлять: $\xi_z = 0,85 \dots 0,94$, $\xi_b = 0,90 \dots 0,96$ [1]. Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,96$ відповідно до рекомендацій.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ характеризує інтенсивність наростання тиску в циліндрі під час тепловиділення. Для високофорсованих дизельних двигунів типові значення цього параметра знаходяться в межах $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [1]. У даному випадку прийнято $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a враховує підвищення температури повітря внаслідок теплопередачі від гарячих стінок циліндропоршневої групи під час впуску. Для двигунів із наддувом ця величина зазвичай становить $5 \dots 15$ К [1]. У цьому розрахунку приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ враховує відхилення реального циклу двигуна від ідеального за формою індикаторної діаграми. Його значення визначаються на основі експериментальних даних з урахуванням типу двигуна та специфіки процесів газообміну. Для чотиритактних двигунів характерні значення ζ у межах $0,92 \dots 0,97$ [1]. У цьому розрахунку прийнято $\zeta = 0,96$.

					КРБ.142.4227ст.25.13.02.ПЗ.	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Механічний ККД двигуна η_m характеризує частку корисної потужності, що передається на вал, від загальної потужності, розвинутої в циліндрах. Для СОД з $D_{ц}$ менше за 300 мм та $\rho_k > 0,2$, значення η_m зазвичай знаходяться в межах 0,84...0,92 [1]. У цьому розрахунку приймаємо $\eta_m = 0,92$.

Падіння тиску в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) $\Delta P_{ох}$. ОНП являє собою опір на шляху повітря, тому в ньому відбувається падіння тиску наддувного повітря. У розрахунках приймається значення зниження тиску $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа [1].

Температура залишкових газів T_r . для двигунів цього типу зазвичай коливається в діапазоні від 600 до 900 К. У даному випадку приймаємо $T_r = 770$ К [1].

Хімічний склад палива для розрахунків приймається як середній, що відображає типові характеристики використовуваного палива [1]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z визначає число робочих ходів поршня на один оберт колінчастого валу. Для чотиритактних двигунів цей коефіцієнт дорівнює $Z = 0,5$ [1].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k характеризує відношення тиску повітря на виході компресора до тиску на його вході. Для компресора цього типу приймаємо значення $\Pi_k = 3,6$.

Частка ходу поршня, що витрачається на продувку, ϕ_p для чотиритактних двигунів дорівнює нулю [1].

Розрахунок робочого циклу виконується з використанням комп'ютерної програми, розробленої в середовищі MathCAD. Для моделювання обрана конфігурація з вільним турбокомпресором. Отримані результати наведені у вигляді роздруківки. Дані, необхідні для побудови індикаторної діаграми, обчислені згідно з методикою [2] та представлені в табл. 2.1, а сама індикаторна діаграма відображена на рис. 2.1.

					КРБ.142.4227ст.25.13.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		15

2.3 Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 4412$
1.2. Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 1000$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.6$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.03$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.94$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.96$
1.10 Ступінь стиску	$\epsilon = 12$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.35$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 10$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.92$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.72$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ох.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.91$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 770$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 16$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.26$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.27$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.13$
- 1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.95$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.73$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.364$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 473.055$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 309.205$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 332.335$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.360$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.349$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.956$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

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

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

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

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.002515 \quad a_{vc} = 19.277$$

3.4 Середній прказник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1.366$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 10.403$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} \quad T_c = 825.984$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{вв}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.054$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.03$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0291$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.979$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.029$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

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

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

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

$$m_{\text{вв}} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.8347$$

$$b_z = 0.00302$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

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

$$a_{vb} = 19.84624$$

$$b_b = 0.003033$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



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

звідки: $T_z = 1841.703$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 14.044$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.699$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 7.064$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

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



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

$$n_2 = 1.281$$

$$T_b = 1062.908$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.147$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.611$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.507$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.182$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.463$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.306$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.426$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1979$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 4411.736$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.006 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного Π_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 7.699$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 7.942$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.345$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 816.718$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.086$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.382$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.372$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.607$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.197 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,366
Показник політропи розширення n_2	1,281
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	10,403
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	14,044
Ступінь попереднього розширення ρ	1,699
Ступінь стиснення ε	12,0

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	14,04	
1,00	10,40	14,04
1,70	5,04	14,04
2,21	3,51	10,00
2,73	2,64	7,65
3,24	2,08	6,13
3,76	1,70	5,08
4,27	1,43	4,31
4,79	1,22	3,72
5,30	1,06	3,27
5,82	0,94	2,90
6,33	0,84	2,60
6,85	0,75	2,35
7,36	0,68	2,15
7,88	0,62	1,97
8,39	0,57	1,81
8,91	0,52	1,68
9,42	0,49	1,56
9,94	0,45	1,46
10,45	0,42	1,37
10,97	0,39	1,29
11,48	0,37	1,21
12,00	0,35	1,15
12,00		0,35

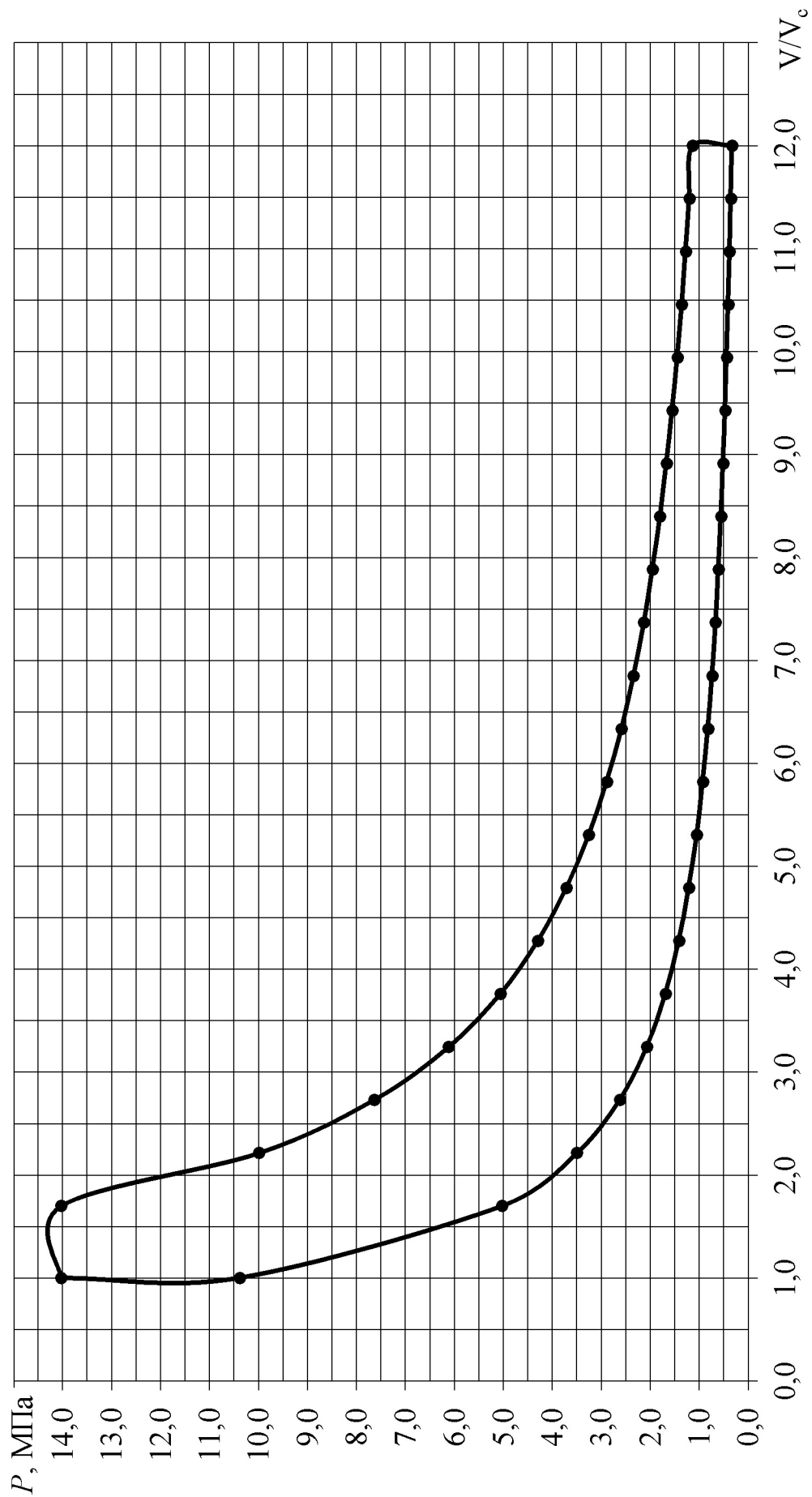


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 16ЧН 26/27

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.13.02.ПЗ.

Лист

25

2.5 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дає змогу визначити залежність переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту кривошипа колінчатого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

$$S_{n\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,27 / 2 = 0,135$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,208$), м.

Швидкість поршня – це похідна від шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює

$$C_{\varphi} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 104,67$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

$$j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 2.2.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 2.2 – 2.4.

Таблиця 2.2. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	1786,67
15	0,0055	4,3617	1695,06
30	0,0216	8,1373	1434,70
45	0,0466	10,9750	1045,84
60	0,0780	12,8232	585,70
75	0,1132	13,8206	116,38
90	0,1490	14,1305	-307,64
105	0,1830	13,8206	-649,23
120	0,2130	12,8232	-893,34
135	0,2375	10,9750	-1045,84
150	0,2554	8,1373	-1127,06
165	0,2663	4,3617	-1162,21
180	0,2700	0,0000	-1171,40
195	0,2663	-4,3617	-1162,21
210	0,2554	-8,1373	-1127,06
225	0,2375	-10,9750	-1045,84
240	0,2130	-12,8232	-893,34
255	0,1830	-13,8206	-649,23
270	0,1490	-14,1305	-307,64
285	0,1132	-13,8206	116,38
300	0,0780	-12,8232	585,70
315	0,0466	-10,9750	1045,84
330	0,0216	-8,1373	1434,70
345	0,0055	-4,3617	1695,06
360	0,0000	0,0000	1786,67

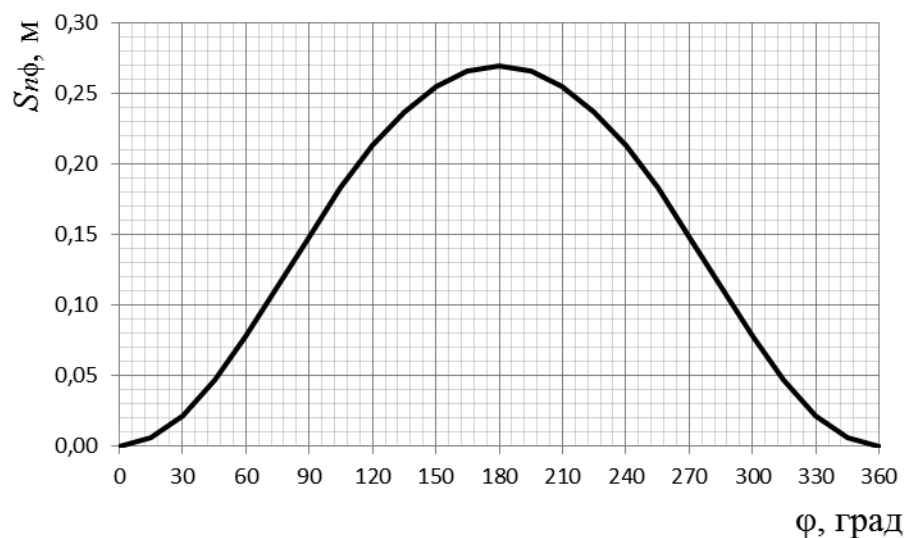


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

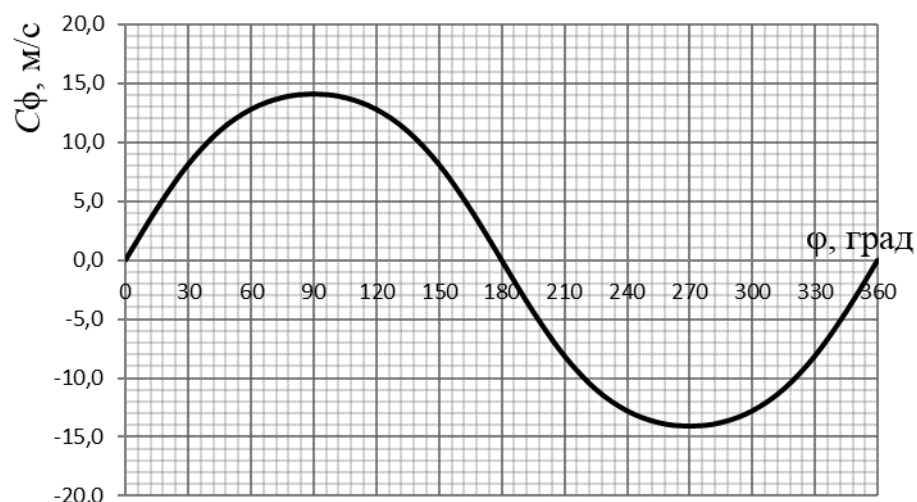


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

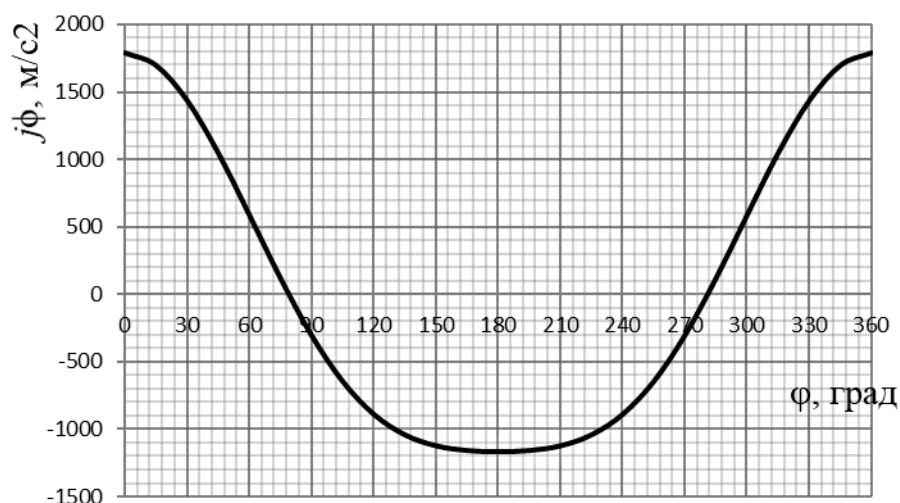


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчатого валу є необхідною для визначення точного положення поршня у циліндрі, що має важливе значення при оцінці поточного тиску в тактах стиску та розширення.

Значення швидкості поршня використовується для розрахунку параметрів впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість руху повітряного потоку у впускних каналах та втрати тиску на місцевих опорах, що дозволяє оцінити тиск свіжого заряду в кінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчатого валу необхідна для визначення сил інерції, що діють на маси, які рухаються поступально.

2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Запишемо, що сумарна сила, що діє на поршень

$$P = P_r + P_j$$

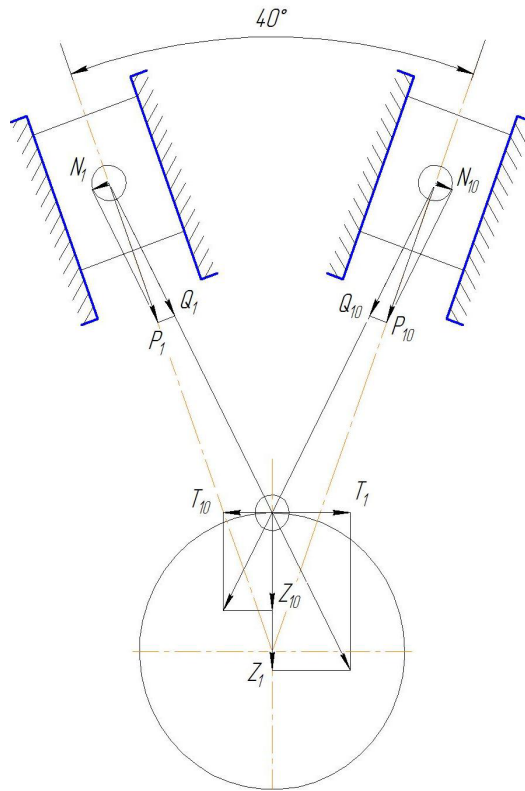


Рис. 2.5. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (l / \cos \beta).$$

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R – по його радіусу.

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює крутний момент двигуна, який через колінчастий вал передається споживачу:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h = -P \tan \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_K.$$

Унаслідок дії перекидаючого моменту на опори двигуна в них виникає реактивний момент, рівний за величиною, але протилежний за напрямком.

Напрями дії сил і крутного моменту, що збігаються з напрямком годинникової стрілки, вважаються додатними, протилежні їм – від’ємними.

Для визначення кількісних значень сил, які діють у кривошипно-шатунному механізмі, використовують індикаторну діаграму, що дозволяє встановити газовий тиск у циліндрі на будь-якому положенні кривошипа, а також аналітичні залежності для розрахунку сил інерції. Силу інерції, що діє на поршень, визначають на основі другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

$$j = r\omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Під масою m_n розуміють сумарну масу всіх елементів, які разом із поршнем здійснюють зворотно-поступальний рух. До таких елементів належать сам поршень, поршневі кільця, поршковий палець, а також деталі, що запобігають осьовому зміщенню пальця. Усі ці маси умовно вважаються зосередженими на осі поршневого пальця.

					КРБ.142.4227ст.25.13.02.ПЗ.	Лист
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Шатун виконує складний плоско-паралельний рух. Для спрощення динамічного аналізу елементи шатунної групи замінюють системою мас, які динамічно еквівалентні реальним деталям. Зазвичай така система складається з двох умовних мас. Привівши ці маси до осей поршневого пальця та шатунної шийки, припускають, що одна з них рухається разом із поршнем, а інша – разом із кривошипом.

На основі аналізу конструкцій двигунів внутрішнього згоряння встановлено, що приблизно 25–33 % загальної маси шатунної групи припадає на масу, приведену до осі поршневого пальця, і, відповідно, 67–75 % — на масу, приведену до осі кривошипа, яка здійснює обертальний рух. Таким чином, інерційна сила частини шатунних елементів, що рухаються разом із поршнем визначається за формулою:

$$P_j = - m_n r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Метою цього п. 2.6 є визначення сил, що виникають у кривошипно-шатунному механізмі, а також побудова графіків їх змін залежно від кута повороту колінчатого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,208.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n44,0 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *LibreOffice Calc*.

Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

За даними табл. 2.3 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

Φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3600	-1,4813	-1,1213	0,0000	-1,1213	0,0000
15	0,3600	-1,4054	-1,0454	-0,0564	-0,9952	-0,3250
30	0,3600	-1,1895	-0,8295	-0,0867	-0,6750	-0,4899
45	0,3600	-0,8671	-0,5071	-0,0754	-0,3053	-0,4119
60	0,3600	-0,4856	-0,1256	-0,0230	-0,0429	-0,1203
75	0,3600	-0,0965	0,2635	0,0540	0,0160	0,2685
90	0,3600	0,2551	0,6151	0,1308	-0,1308	0,6151
105	0,3600	0,5383	0,8983	0,1842	-0,4104	0,8200
120	0,3600	0,7407	1,1007	0,2016	-0,7249	0,8524
135	0,3600	0,8671	1,2271	0,1825	-0,9967	0,7387
150	0,3600	0,9345	1,2945	0,1354	-1,1887	0,5300
165	0,3600	0,9636	1,3236	0,0714	-1,2970	0,2736
180	0,3600	0,9712	1,3312	0,0000	-1,3312	0,0000
195	0,3550	0,9636	1,3186	-0,0711	-1,2921	-0,2726
210	0,3741	0,9345	1,3085	-0,1368	-1,2016	-0,5358
225	0,4095	0,8671	1,2766	-0,1898	-1,0369	-0,7685
240	0,4681	0,7407	1,2088	-0,2214	-0,7961	-0,9361
255	0,5629	0,5383	1,1011	-0,2258	-0,5031	-1,0052
270	0,7186	0,2551	0,9737	-0,2071	-0,2071	-0,9737
285	0,9860	-0,0965	0,8895	-0,1824	0,0540	-0,9064
300	1,4744	-0,4856	0,9888	-0,1811	0,3376	-0,9468
315	2,4321	-0,8671	1,5650	-0,2327	0,9421	-1,2712
330	4,3907	-1,1895	3,2012	-0,3347	2,6049	-1,8905
345	7,8748	-1,4054	6,4695	-0,3488	6,1588	-2,0113
360	10,3989	-1,4813	8,9176	0,0000	8,9176	0,0000
375	14,0440	-1,4054	12,6386	0,6814	12,0316	3,9293
390	12,3371	-1,1895	11,1476	1,1657	9,0713	6,5833
405	7,0897	-0,8671	6,2226	0,9253	3,7458	5,0543
420	4,4338	-0,4856	3,9482	0,7230	1,3479	3,7807
435	3,0404	-0,0965	2,9439	0,6038	0,1787	2,9999
450	2,2600	0,2551	2,5150	0,5348	-0,5348	2,5150
465	1,7972	0,5383	2,3355	0,4790	-1,0671	2,1319
480	1,5119	0,7407	2,2526	0,4125	-1,4835	1,7445
495	1,3336	0,8671	2,2007	0,3272	-1,7875	1,3247
510	1,2251	0,9345	2,1596	0,2258	-1,9831	0,8842
525	1,1665	0,9636	2,1301	0,1148	-2,0873	0,4404
540	1,1480	0,9712	2,1192	0,0000	-2,1192	0,0000
555	0,3450	0,9636	1,3086	-0,0705	-1,2823	-0,2705
570	0,3450	0,9345	1,2795	-0,1338	-1,1749	-0,5239
585	0,3450	0,8671	1,2121	-0,1802	-0,9845	-0,7296
600	0,3450	0,7407	1,0857	-0,1988	-0,7150	-0,8408
615	0,3450	0,5383	0,8833	-0,1812	-0,4036	-0,8063
630	0,3450	0,2551	0,6001	-0,1276	-0,1276	-0,6001
645	0,3450	-0,0965	0,2485	-0,0510	0,0151	-0,2532
660	0,3450	-0,4856	-0,1406	0,0257	-0,0480	0,1346
675	0,3450	-0,8671	-0,5221	0,0776	-0,3143	0,4241
690	0,3450	-1,1895	-0,8445	0,0883	-0,6872	0,4987
705	0,3450	-1,4054	-1,0604	0,0572	-1,0095	0,3297
720	0,3450	-1,4813	-1,1363	0,0000	-1,1363	0,0000

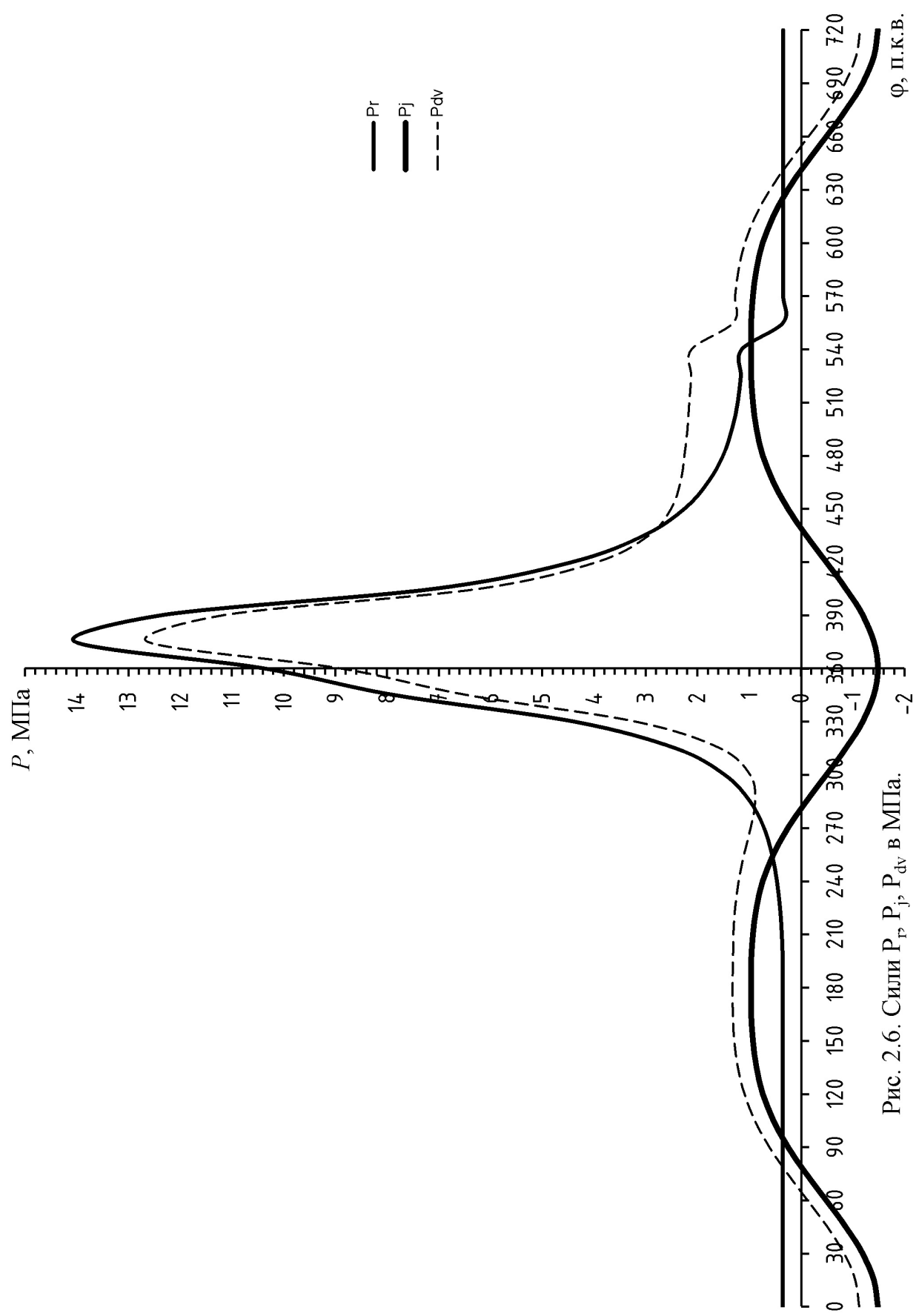


Рис. 2.6. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

φ, П.К.В.

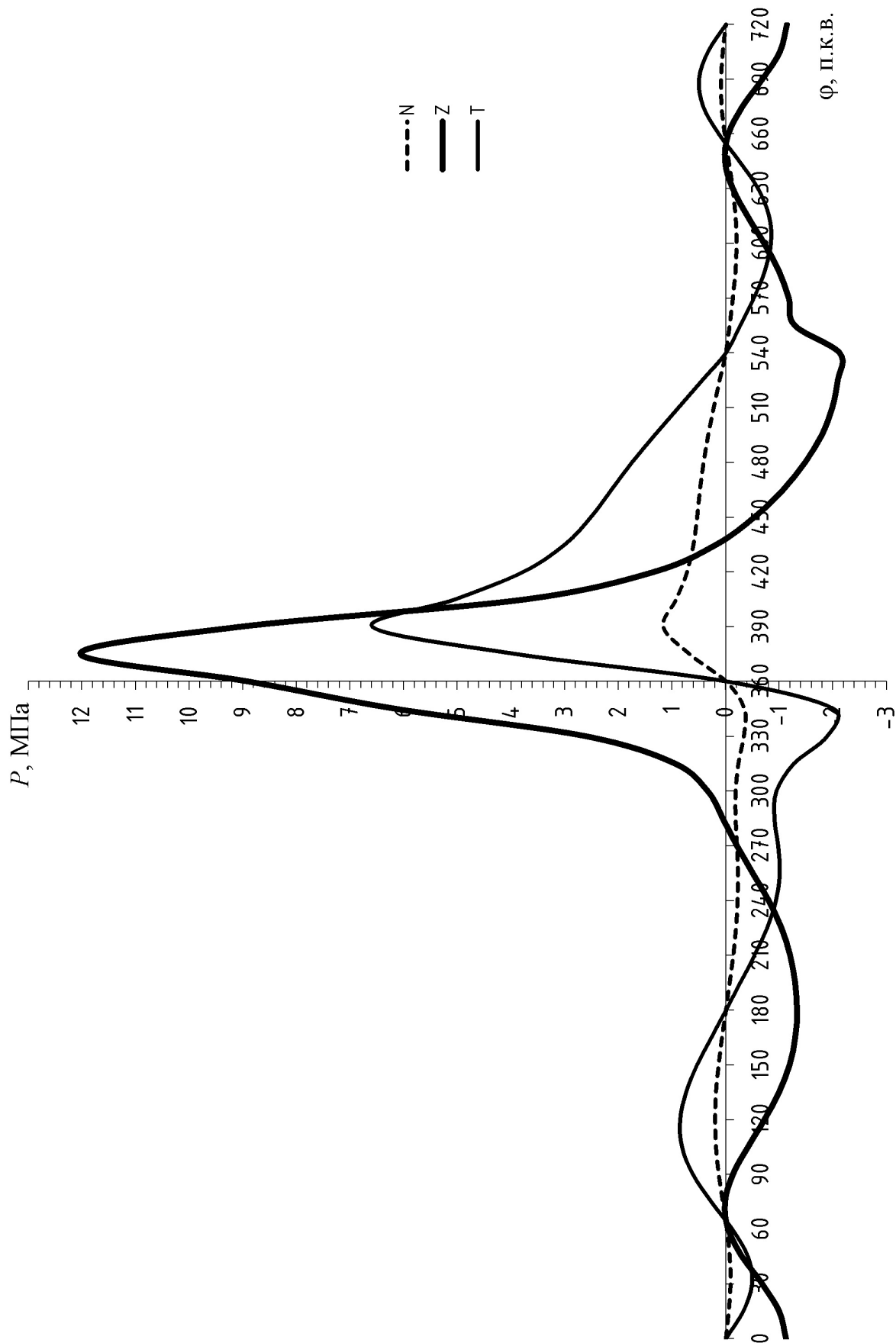


Рис. 2.7. Силы N, Z, T в МПа

2.7 Висновок до розділу

У другому розділі кваліфікаційної роботи проведено комплексне моделювання робочого циклу та динаміки дизельного двигуна типу 16ЧН 26/27. Для розрахунків використано сучасні інженерні методики та числові моделі, що враховують реальні процеси в циліндрі, включно з впливом параметрів повітря, складу палива, залишкових газів, індикаторних та інерційних характеристик.

На основі розрахунку параметрів робочого циклу побудовано теоретичну індикаторну діаграму, визначено основні термодинамічні показники ефективності – індикаторну потужність, питомі витрати палива, індикаторний ККД. Визначено також ступені стиснення, розширення та інші важливі параметри, які впливають на надійність і енергоефективність двигуна.

Проведено кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму, що дозволив визначити зміну переміщення, швидкості та прискорення поршня залежно від кута повороту колінчастого валу. Ці дані стали основою для визначення інерційних сил у механізмі.

У динамічному аналізі враховано дії газових і інерційних сил, побудовано відповідні діаграми сил, бічних навантажень, тангенціальних компонент і крутного моменту. Такий підхід дозволив оцінити навантаження на основні вузли механізму, що є основою для подальшого конструктивного вдосконалення двигуна або уточнення його режимів роботи.

Отримані результати підтверджують ефективність застосованої методики моделювання та можуть бути використані як у навчальному процесі, так і в інженерній практиці при розрахунках реальних двигунів внутрішнього згоряння.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 26/27

3.1 Вступ

Згідно з завданням проектується насос системи охолодження двигуна типу 16ЧН 26/27. Цілю є розрахунок теоретичних профілів основних елементів проточної частини насосу, до яких належить колесо та спіральний відвідний канал. На підставі цих елементів у проекті виконано розріз насосу з дотриманням розмірів та особливостей конструкції.

Всі розміри насосу знаходилися через використання наданої кафедрою комп'ютерної програми розрахунку ступеня насосу, яка реалізована в середовищі *LibreOffice Calc*. Всі розрахунки, з урахуванням машинізації обчислень, робилися до отримання оптимальних параметрів насосу, що проектується.

Таким чином, насос створений для забезпечення усіх заданих основних параметрів та на підставі конструкції, що придатна для його реалізації під задану функцію. Він може без обмежень працювати в системі охолодження.

3.2 Визначення вихідних даних для розрахунку

Розрахунок розходу води виконуємо згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w \cdot Cp_w \cdot (T_1 - T_2), \text{ кВт},$$

З нього

$$G_w = \frac{Q_w \cdot 10^3}{Cp_w \cdot \Delta T} \text{ кг/с},$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

$Cp_w = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність води;

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

					КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.	Лист
						36
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Перепад температур води на двигуні обирається в межах 10....15 К з урахуванням статистичних даних з розходів води по двигунах наближеної потужності та класу.

Кількість теплоти, яка надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить у воду)

$$Q_w = \frac{0,98 \cdot Q_\Sigma - Q_\Gamma - N_e}{1,1}, \text{ кВт},$$

де Q_Σ – теплота згоряння введена у циліндр від згоряння палива, кВт;

Q_Γ – теплота випускних газів, кВт;

N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

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

$$Q_\Sigma = \frac{N_e}{\eta_e} = \frac{4412}{0,426} = 10356,8 \text{ кВт}.$$

Визначимо кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів)

$$Q_\Gamma = G_t \cdot C_{p_\Gamma} \cdot (T_{3T} - T_o), \text{ Вт},$$

де G_t – розхід газів через турбіну, кг/с;

C_{p_Γ} – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

T_{3T} – температура газів за турбіною, К.

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера

$$C_{p_\Gamma} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot R_t, \text{ Дж/(кг·К)},$$

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

R_t – універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К).

$$C_{p_\Gamma} = \frac{1,372}{1,372 - 1} \cdot 287,382 = 1059,9 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни

$$T_{3T} = T_t - \eta_{t,ад} \cdot (T_t - T_{3T}^{ад}), \text{ К},$$

де T_t – температура газу перед турбіною, К

$\eta_{t.ad}$ – адіабатний ККД турбіни.

$$T_{3T}^{ad} = T_t \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}, \text{ К}$$

Після підстановки

$$T_{3T}^{ad} = 816,718 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,349}{0,101}} \right)^{\frac{1,372-1}{1,372}} = 598,6 \text{ К.}$$

Тож

$$T_{3T} = 816,718 - 0,73 \cdot (816,718 - 598,6) = 657,5 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$Q_r = 7,942 \cdot 1059,9 \cdot (657,5 - 293) = 3068,3 \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$Q_w = \frac{0,98 \cdot 10356,8 - 3068,3 - 4412}{1,1} = 2426,7 \text{ кВт.}$$

Якщо задати перепад температури охолоджуючої рідини на виході та на вході в двигун на рівні 10 К, то згідно рівняння теплового балансу можна визначити продуктивність відцентрового насоса, який відведе тепло від двигуна та забезпечить заданий перепад температур води.

$$G = \frac{2426,7 \cdot 10^3}{4190 \cdot 10} = 57,9 \text{ кг/с, або } Q \approx 200 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Припустімо, що для забезпечення необхідної витрати охолоджуючої рідини в системі охолодження будуть використовуватись три ідентичні насоси, кожен з яких забезпечує подачу 100 м³/год.

Приймемо, що питома робота насоса повинна складати $L = 370 \text{ Дж/кг}$.

При заданому набір вихідних даних визначаємо частоту обертання ротора n (кутової швидкості його обертання ω). Для цього спільно вирішуємо два рівняння: критичного кавітаційного запасу енергії насоса $\Delta l_{кр}$

					КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.	Лист
						38
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$\Delta l_{\text{кр}} = L(1,54 \frac{n_s}{C})^{\frac{4}{3}},$$

та рівняння для обчислення кутової швидкості ротора насоса

$$\omega = \frac{C \Delta l_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}.$$

Значення n_s спочатку визначаємо заздалегідь, а потім коригуємо відповідно до рекомендацій. Вибір і подальша корекція n_s визначає частоту обертання ротора. Вибір і можлива корекція параметра C вихідних даних впливає тільки на $\Delta l_{\text{кр}}$ і, відповідно, на висоту всмоктування насоса. Параметри n_s і ω зі зміною C залишаються постійними.

Тож приймаємо $n_s = 100$, а $C = 1200$.

Тоді

$$\Delta l_{\text{кр}} = 370 \cdot (1,54 \cdot \frac{100}{1200})^{\frac{4}{3}} = 23,95 \text{ Дж/кг}.$$

При відомих $\Delta l_{\text{кр}}$, Q , C обчислюємо частоту обертів ротору насоса ω

$$\omega = \frac{C \Delta l_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}, \quad \omega = \frac{1200 \cdot 23,95^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \sqrt{0,028}} = 261,6 \text{ с}^{-1},$$

де $Q = 0,028 \text{ м}^3/\text{с} = 100/3600$.

Частота обертання ротору

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad n = \frac{30 \cdot 261,6}{3,14} = 2499,2 \text{ об/хв}.$$

Відкоригуємо значення n_s так, щоб частота обертання дорівнювала би $k \times 500$, де $k = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$. Для цього використовуємо процедуру «Підбір параметру».

Таким чином, для насоса остаточно обчислені наступні параметри:

$n_s = 99,9$; $C = 1200$; $\Delta l_{\text{кр}} = 23,96 \text{ Дж/кг}$; $\omega = 261,7 \text{ с}^{-1}$; $n = 2500 \text{ об/хв}$.

3.3 Визначення основних розмірів робочого колеса

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

					КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.	Лист
						39
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

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. 3.1) маємо наступні значення Q , L , ω , C , n_s .

Розрахунок слід розпочинати з визначення ККД насоса

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_{м.в.н} \cdot \eta_{с.п},$$

де η_r – гідравлічний ККД. Значення η_r сучасних насосів залежить від n_s і дорівнює 0,85...0,95;

η_o – об'ємний ККД. Середнє значення $\eta_o = 0,9...0,98$;

$\eta_{м.в.н}$ – коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду;

$\eta_{с.п}$ – коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках.

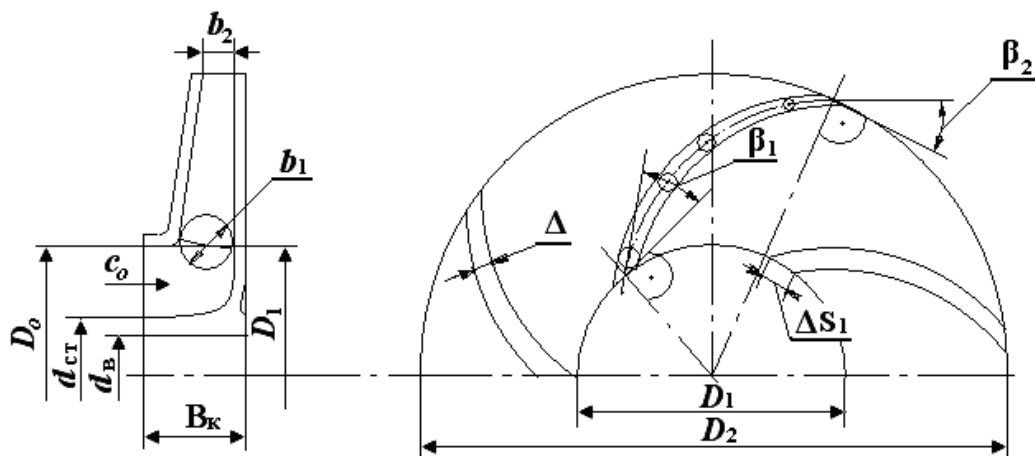


Рис. 3.1. Схема робочого колеса відцентрового насоса

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.

Лист

40

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

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\text{лп}} - 0,172)^2},$$

де $D_{\text{лп}} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо в першому наближенні, мм.

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

$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_{C_0}}}$ – коефіцієнт вхідного діаметру;

де $k_{C_0} = 0,057$ – коефіцієнт, який залежить від C ; приймаємо з рис. 3.2.

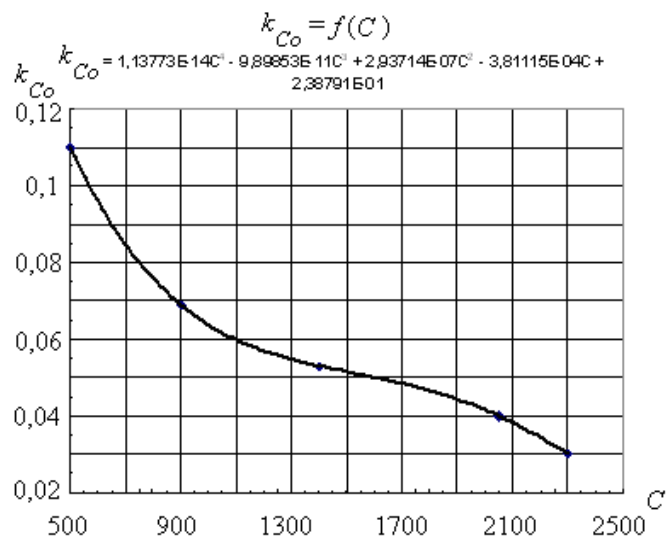


Рис. 3.2. Графік залежності $k_{C_0} = f(C)$

Після підстановки

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,057}} = 4,73.$$

Розхід рідини через одне колесо $Q_1 = \frac{Q}{z_n}$,

де z_n – кількість потоків (коліс) в насосі, шт.; приймаємо $z_n = 1$.

Після підстановки $Q_1 = \frac{0,028}{1} = 0,028$ м³/с.

Таким чином

$$D_{\text{лп}} = 4,73 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,028}{30 \cdot 261,7}} = 0,1056 \text{ м.}$$

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

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

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

$d_{ст} = (1,2...1,8) \cdot d_в$ – діаметр маточини робочого колеса, м;

де $d_в$ – діаметр вала ротора насосу, м.

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

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_к}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} ,$$

де $M_к$ – крутний момент на валу ротора насосу, Н·м;

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

$$M_к = \frac{N_в}{\omega},$$

де $N_в$ – потужність на привід вала ротора насосу, Вт.

$$N_в = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta}, \quad N_в = \frac{1000 \cdot 0,028 \cdot 370}{0,728} = 14130 \text{ Вт.}$$

Після підстановки

$$M_к = \frac{14130}{261,7} = 54,0 \text{ Н·м.}$$

Таким чином

					КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		42

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 54,0}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,021 \text{ м.}$$

Діаметр маточини робочого колеса

$$d_{\text{ст}} = 1,24 \cdot 0,021 \approx 0,026 \text{ м.}$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_s = 80 \dots 120$ згідно з [2] знаходиться у межах $D_1 = (0,9 \dots 1,0) \cdot D_0$,

де D_0 – діаметр входу в робоче колесо, м.

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

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

де Q_p – розрахунковий розхід через робоче колесо насоса з врахуванням об'ємних втрат рідини через ущільнення, $\text{м}^3/\text{с}$;

c_o – швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, $\text{м}/\text{с}$. Ця швидкість повинна знаходитися в межах $2 \dots 6 \text{ м}/\text{с}$.

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

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o}, \quad Q_p = \frac{0,028}{0,97} = 0,0286 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2}, \quad c_o = 0,057 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{0,028 \cdot 261,7^2} = 3,19 \text{ м}/\text{с}.$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,028}{3,14 \cdot 3,19} + 0,026^2} = 0,1101 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_0 = 0,1101 \text{ м}$ і $D_1 = 0,10 \text{ м}$.

Тож приведений діаметр в другому наближенні

$$D_{\text{лр}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,026^2 + 0,10^2)} = 0,0731 \text{ м.}$$

Значення гідравлічного ККД

					КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		43

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 73,1 - 0,172)^2} = 0,854.$$

Об'ємний ККД обчислюється за формулою

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}, \quad \eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{99,9^2}}} = 0,97.$$

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

$$\eta_{\text{мвн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}, \quad \eta_{\text{мвн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{99,9^2}} = 0,925.$$

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [3]; приймаємо $\eta_{\text{сп}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме

$$\eta = 0,854 \cdot 0,97 \cdot 0,925 \cdot 0,95 = 0,728.$$

Кут установки лопаті на вході визначається за формулою $\beta_1 = \beta_{10} + \delta$, де β_{10} – кут безударного входу, град; δ – кут атаки, град.

Значення кута δ знаходиться в межах від 0 до 15° [1]. 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.

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;

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2} \text{ – колова швидкість потоку рідини на діаметрі } D_1, \text{ м/с.}$$

$$u_1 = \frac{261,7 \cdot 0,1}{2} = 13,09 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як

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

де $c'_{1m} = c_o = 3,19$ м/с – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі;

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_1}{\pi \cdot D_1}} - \text{коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході,}$$

де $\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$ – перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м (рис. 3.1);

Δ_1 – товщина лопаті на вході, м. Зазвичай $\Delta_1 = 1 \dots 4$ мм [1], 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.

z – число лопатей робочого колеса насосу.

Оптимальна кількість лопатей робочого колеса обчислюється за формулою

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

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

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276}, \quad D_2^* = \frac{0,1101}{0,002 \cdot 99,9 + 0,276} = 0,2314 \text{ м}$$

Виходячи із забезпечення мінімальних втрат, попереднє значення величини кута β_2 повинно бути обране з табл. 3.1 (орієнтовно).

Таблиця 3.1. Залежність β_2 від n_s

n_s	від 40 до 100	до 100	до 200
β_2 , град	30...36	25...30	20...22

Приймаємо в першому наближенні $\beta_2 = 31^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1976 + 0,10}{0,1976 - 0,10} \cdot \sin \frac{16 + 31}{2} = 7,9$$

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. Для отримання більш стабільної характеристики більш доцільно мати $z = 6...8$ [2]; приймаємо $z = 12$.

Після підстановки

$$\Delta S_1 = \frac{0,001}{\sin 16^\circ} = 0,0037 \text{ м.}$$

Таким чином

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0037}{3,14 \cdot 0,10}} = 1,165.$$

Значення коефіцієнту захаращення k_1 повинно знаходитися в межах 1,1...1,25. Умова виконується. Таким чином

$$c_{1m} = 3,19 \cdot 1,165 = 3,72 \text{ м/с.}$$

Тож

$$\beta_{10} = \arctg \frac{3,72}{13,09} = 15,87^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,13^\circ$

$$\beta_1 = 15,87 + 0,13 = 16^\circ.$$

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 L_T – теоретична питома робота колеса, Дж/кг.

$$L_r = \frac{L}{\eta_r}, \quad L_r = \frac{370}{0,854} = 433,26 \text{ Дж/кг.}$$

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} - \text{поправка на скінчену кількість лопатей робочого ко-$$

са. Зазвичай лежить в межах 0,2...0,4 [1],

де $\psi = k_3 + 0,6 \cdot \sin \beta_2$ – коефіцієнт, яким оцінюється форма лопаті і якість її поверхні литих робочих коліс.

k_3 – коефіцієнт який лежить в межах 0,55...0,65 [1]; приймаємо $k_3 = 0,58$.

Тож

$$\psi = 0,58 + 0,6 \cdot \sin 33^\circ = 0,890.$$

Тоді

$$p = 2 \cdot \frac{0,890}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,10}{0,1976}\right)^2} = 0,1995.$$

Після підстановки

$$L_\infty = (1 + 0,1995) \cdot 433,26 = 519,7 \text{ Дж/кг.}$$

Тож зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні

$$D_2 = \frac{2}{261,7} \cdot \left[\frac{3,55}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,55}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ}\right)^2 + 519,7} \right] = 0,1976 \text{ м.}$$

Ширина маточини робочого колеса B_k (рис. 3.1) визначається з співвідношення $B_k = (0,2...0,4) \cdot D_2$,

$$B_k = 0,20 \cdot 0,1976 = 0,04 \text{ м.}$$

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

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad w_1 = \frac{3,72}{\sin 16^\circ} = 13,51 \text{ м/с;}$$

$$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}, \quad w_{10} = \frac{3,72}{\sin 15,87^\circ} = 13,61 \text{ м/с.}$$

Після визначення необхідних швидкостей потоку рідини, будуємо трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насосу.

Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 визначається як

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2}, \quad u_2 = \frac{261,7 \cdot 0,1976}{2} = 25,87 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m}, \quad c_{2m} = 0,95 \cdot 3,72 = 3,55 \text{ м/с.}$$

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 $k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}}$ – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями.

$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$ – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м (рис. 3.1).

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

Після підстановки

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 31^\circ} = 0,002 \text{ м.}$$

Тож

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,1976}} = 1,050.$$

Тоді

$$c'_{2m} = \frac{3,55}{1,050} = 3,39 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u} = \frac{433,26}{25,87} = 16,75 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u\infty} = \frac{L_T \cdot (1 + p)}{u_2}, \quad c_{2u\infty} = \frac{433,26 \cdot (1 + 0,1995)}{25,87} = 20,09 \text{ м/с.}$$

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

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}, \quad w_2 = \sqrt{3,55^2 + (25,87 - 16,75)^2} = 9,79 \text{ м/с.}$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченим числом лопатей $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ знаходиться з графіка (рис. 3.3) або з виразу

$$(w_1/w_2)_{\text{opt}} = 3,166 \cdot 10^{-11} \cdot n_s^6 - 1,812 \cdot 10^{-08} \cdot n_s^6 + 4,228 \cdot 10^{-06} \cdot n_s^4 - 5,150 \cdot 10^{-04} \cdot n_s^3 + 3,464 \cdot 10^{-02} \cdot n_s^2 + 1,231 \cdot n_s + 19,82$$

Згідно з графіком оптимальне співвідношення відносних швидкостей буде дорівнювати 1,381.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{13,51}{9,79} = 1,38.$$

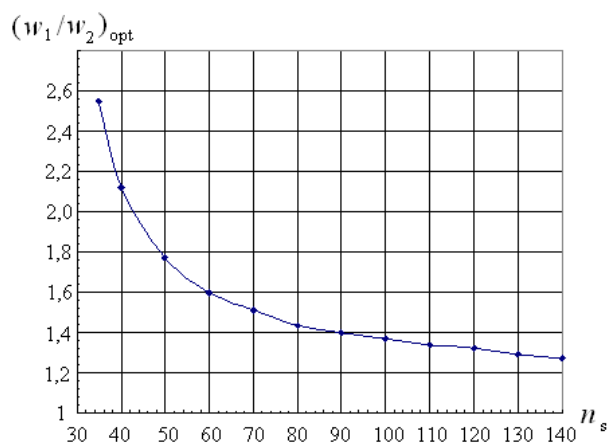


Рис. 3.3. Залежність $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ від n_s

Дійсне співвідношення (w_1/w_2) задовольняє оптимальному значенню при $\beta_2 = 31^\circ$. Розрахункове значення кута β_2 встановлене після ряду послідовних наближень. Відповідно 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

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad w_{2\infty} = \frac{3,55}{\sin 31^\circ} = 6,9 \text{ м/с.}$$

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 насоса для $z = \infty$ і $z \neq \infty$. Креслення трикутників приведено далі.

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

Діаметр входу в робоче колесо $D_0 = 110,1 \text{ мм}$

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 100,0 \text{ мм}$

Товщина лопаті на вході в колесо $\Delta_1 = 1 \text{ мм}$

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 16^\circ$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 197,6 \text{ мм}$

Товщина лопаті на виході з колеса $\Delta_2 = 1 \text{ мм}$

Кут установки лопаті на виході $\beta_2 = 31^\circ$

3.4 Розрахунок меридіанного перерізу робочого колеса

Побудова меридіанного перерізу робочого колеса виконується наступним чином. На лінії, яка перпендикулярна вісі робочого колеса, відкладаємо точки, які відповідають значенням радіусів $R_1, \dots, R_i, \dots, R_2$. Через ці точки ці точки проводимо відрізки, на яких відкладаємо значення ширини каналу відповідно $b_1, \dots, b_i, \dots, b_2$. Потім на відрізках шириною b_i , як на діаметрах, будуємо кола. Проводимо лінії, паралельні вісі робочого колеса і які відповідають діаметрам D_0 , $d_{ст}$, d_v (рис. 3.1). Після чого будуємо бокові стінки каналу, які огинають кола з діаметрами b_i .

Таблиця 3.2. Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,100	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1976	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00976	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c'_{im}}$	0,02861	1
		0,02364	а
		0,02008	б
		0,01739	в
		0,0153	г
		0,01363	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	3,19	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями	3,39	2
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	3,230	а
		3,270	б
		3,310	в
		3,350	г
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	4,09836	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	2,98508	

В результаті розрахунку меридіанного перетину робочого колеса була отримана таблиця результатів (табл. 3.3), за даними якої можлива його ескізна проробка.

Таблиця 3.3. Результати розрахунку меридіанного перетину робочого колеса

Радіуси, м	R_1	a	$б$	$в$	$г$	R_2
	0,0500	0,0598	0,0695	0,0793	0,0890	0,0988
Ширини каналів, м	0,0286	0,0236	0,0201	0,0174	0,0153	0,0136
	b_1	a	$б$	$в$	$г$	b_2

3.5 Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Побудова середньої лінії лопаті в плані виконується по координатах точок, які лежать на цій лінії. Положення цих точок визначається в циліндричній системі координат $R - \varphi$. Розрахунок проводиться в табличній формі. Таблиця розрахунків 3.4 та таблиця результатів розрахунку 3.5 представлена як копія відповідної форми, що представлена в розрахунковій програмі на окремому листі. За таблицею результатів будуються точки на плані робочого колеса. Через ці точки проводиться лекальна крива і визначається вид середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.

Таблиця 3.4. Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,1	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1976	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00488	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0500	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0549	a
		0,0598	б
		0,0646	в
		0,0695	г
		0,0744	д
		0,0793	e
		0,0842	ж
		0,0890	з
		0,0939	и
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0988	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-3,4836	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	3,89418	
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	3,72	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в робочому колесі в різних радіусах:	3,703	a
		3,686	б
		3,669	в

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
	$c_{im} = k \cdot R_i + b$	3,652	<i>з</i>
		3,635	<i>д</i>
		3,618	<i>е</i>
		3,601	<i>ж</i>
		3,584	<i>з</i>
		3,567	<i>и</i>
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	3,55	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-135,45	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	20,2825	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	13,51	1
w_i , м/с	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	12,849	<i>а</i>
		12,188	<i>б</i>
		11,527	<i>в</i>
		10,866	<i>г</i>
		10,205	<i>д</i>
		9,544	<i>е</i>
		8,883	<i>ж</i>
		8,222	<i>з</i>
		7,561	<i>и</i>
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	6,9	2

Таблиця 3.5. Результати розрахунку середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \tan \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta\varphi_i = \frac{180}{\pi} \times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta\varphi_i$	R_i , м
1	15,99	69,84	65,10		0	0	0,0500
<i>а</i>	16,83	60,36			17,87	17,87	0,0548
<i>б</i>	17,78	52,38	48,97	56,37	15,48	33,35	0,0596
<i>в</i>	18,84	45,56			13,45	46,80	0,0644
<i>г</i>	20,04	39,67	37,09	42,62	11,70	58,50	0,0692
<i>д</i>	21,41	34,51			10,18	68,68	0,0740
<i>е</i>	22,99	29,95	27,91	32,23	8,85	77,53	0,0787
<i>ж</i>	24,84	25,88			7,66	85,20	0,0835

z	27,03	22,20	20,53		6,60	91,80	0,0883
u	29,68	18,86		17,31	5,64	97,44	0,0931
2	32,95	15,77			4,75	102,19	0,0979

На кресленні перетину лопаті робочого колеса у плані крім середньої лінії зображується й тіло лопаті. Для цього на середній лінії відкладаються товщини лопаті на вході, виході та в середині. Для довгих лопатей профіль перетину звичайно відповідає пластині з постійною товщиною. Для відносно коротких лопатей можуть застосовуватися стандартні гідродинамічні профілі з відповідних довідників.

3.6 Розрахунок спірального відвідного каналу трапецієвидної форми

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 напору в статичний напір насосу.

При профілюванні задано спосіб, відповідно до якого

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

Розхід рідини через елементарну площадку поперечного перетину відводу знаходиться за формулою

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

Спіральний відвід являє собою криволінійний дифузорний канал, який зазвичай закінчується дифузорею з прямою віссю (прямовісним дифузорею). 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 що, в свою чергу, забезпечує мінімальне радіальне навантаження на колесо. 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 $\alpha = 30...40^\circ$ [1]; приймаємо $\alpha = 30^\circ$.

Розрахунок відвідного каналу виконується по восьми перетинах, відданих 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.

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

де $R_2 = \frac{D_2}{2}$ – радіус робочого колеса, м

$$R_2 = \frac{0,1976}{2} = 0,0988 \text{ м.}$$

Тоді

$$R_3 = 1,03 \cdot 0,0988 = 0,10 \text{ м.}$$

Приріст радіусу

$$\Delta R = 0,05 \cdot 0,10 = 0,005 \text{ м.}$$

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.

$$b_3 = b_2 + (0,02...0,05) \cdot D_2, \quad b_3 = 0,0136 + 0,03 \cdot 0,1976 = 0,018 \text{ м.}$$

Товщина язика $\Delta Я$ приймається з конструктивних і технологічних міркувань. Для спірального відводу зазвичай $\Delta Я$ лежить в межах 1...10 мм; приймаємо $\Delta Я = 0,001$ м.

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

$$R_я = R_3 + \Delta Я, \quad R_я = 0,10 + 0,001 = 0,101 \text{ м.}$$

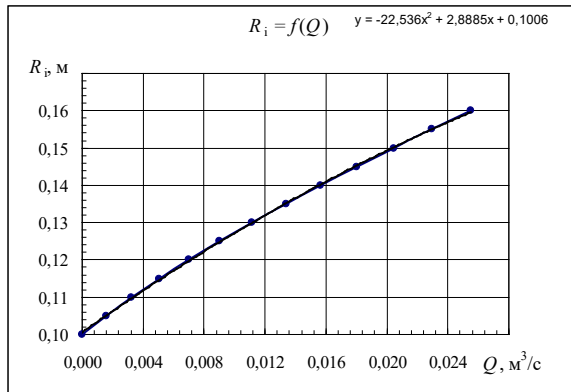


Рис. 3.4. Залежність внутрішнього радіуса спіральної поверхні відводу від розходу

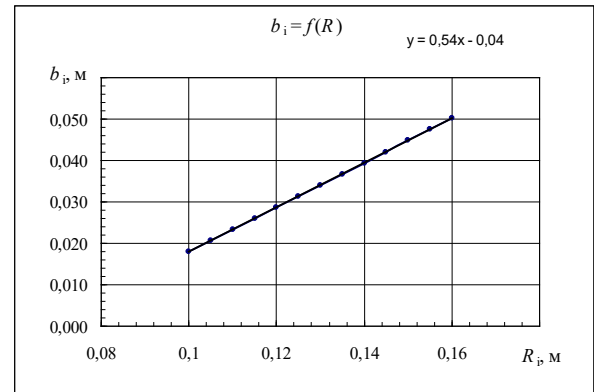


Рис. 3.5. Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіусу спіральної поверхні відводу

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 3.4 і 3.5 приведені в табл. 3.8, яка є вибіркою результатів розрахунків обчислених в табличній формі (табл. 3.6, 3.7).

Таблиця 3.6. Проміжні значення радіусів і ширин каналу на цих радіусах

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
$R_i, \text{ м}$	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_3 + \Delta R \cdot i$, де i – номер ділянки.	0,10	R_3
		0,105	a
		0,11	b
		0,115	v
		0,12	z
		0,125	∂
		0,13	e
		0,135	$ж$
		0,14	$з$
		0,145	$и$
		0,15	$к$
		0,155	$л$
		0,16	$м$

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
		0,165	<i>n</i>
		0,17	<i>o</i>
		0,175	<i>n</i>
		0,18	<i>p</i>
<i>b_i</i> , м	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відповідного каналу на різних радіусах: $b_1 = b_3 + 2 \cdot (R_1 - R_3) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	0,018	<i>b₃</i>
		0,021	<i>a</i>
		0,023	<i>б</i>
		0,026	<i>в</i>
		0,029	<i>г</i>
		0,031	<i>д</i>
		0,034	<i>e</i>
		0,037	<i>ж</i>
		0,039	<i>з</i>
		0,042	<i>и</i>
		0,045	<i>к</i>
		0,047	<i>л</i>
		0,050	<i>м</i>
		0,053	<i>н</i>
		0,055	<i>o</i>
		0,058	<i>n</i>
		0,061	<i>p</i>

Таблиця 3.7. Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_1 = \frac{b_1}{R_1}$	$\frac{B_1 + B_{i+1}}{2}$		$\Delta Q = \frac{L_r}{\omega} \cdot \frac{B_1 + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R,$ м³/с	$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^i \Delta Q,$ м³/с
<i>B₃</i>	0,18	0,1885		0,0000	0,0000
<i>a</i>	0,19693			0,0016	0,0016
<i>б</i>	0,21233	0,2194	0,2046	0,0017	0,0033
<i>в</i>	0,22638			0,0018	0,0051
<i>г</i>	0,23927	0,2452	0,2328	0,0019	0,0070
<i>д</i>	0,25112			0,0020	0,0090
<i>e</i>	0,26206	0,2671	0,2566	0,0021	0,0112
<i>ж</i>	0,2722			0,0022	0,0134
<i>з</i>	0,2816	0,2860	0,2769	0,0023	0,0157
<i>и</i>	0,29036			0,0024	0,0180
<i>к</i>	0,29854	0,3024	0,2945	0,0024	0,0205
<i>л</i>	0,30619			0,0025	0,0230
<i>м</i>	0,31336	0,3167	0,3098	0,0026	0,0255
<i>н</i>	0,32009			0,0026	0,0281
<i>o</i>	0,32643	0,3294	0,3294	0,0027	0,0309
<i>n</i>	0,33241			0,0027	0,0336
<i>p</i>	0,33805		0,3352	0,0028	0,0364

В табл. 3.7 відмічаємо строку зі значенням розходу рідини через спіральний відвід, яке не перевищує більше ніж на 10 % від заданого в завданні значення розходу. В нашому випадку табличне значення $Q = 0,0281 \text{ м}^3/\text{с}$ перевищує заданий $0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ менше, ніж на 0,2 %. Тож його відмічаємо як граничне. Результати розрахунків значень розходів, радіусів і ширин з табл. 3.6 і 3.7 переносяться в табл. 3.8 до виділеного значення Q .

Таблиця 3.8. Результати розрахунку

Перетини	Q , $\text{м}^3/\text{с}$	R_i , м	b_i , м
0	0,0000	0,1	0,0180
a	0,0016	0,105	0,0207
б	0,0033	0,11	0,0234
в	0,0051	0,115	0,0260
г	0,0070	0,12	0,0287
д	0,0090	0,125	0,0314
е	0,0112	0,13	0,0341
ж	0,0134	0,135	0,0367
з	0,0157	0,14	0,0394
и	0,0180	0,145	0,0421
к	0,0205	0,15	0,0448
л	0,0230	0,155	0,0475
м	0,0255	0,16	0,0501
н	0,0281	0,165	0,0528

Таблиця 3.9. Розміри поперечних перетинів відводу для різних кутів обхвату

φ_i	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
R_φ , мм	101	110	120	129	137	144	152	158	164
b_φ , мм	14,3	19,7	24,7	29,4	33,9	38,0	41,8	45,4	48,6
h_φ , мм	1	11	20	29	37	45	52	58	64

За даними табл. 3.9 будуються контури перетинів спірального відводу в масштабі для вибраних кутів обхвату φ (далі приведений ескіз).

При проектуванні перетинів відвідного каналу гострі кути профілю перетину, особливо в верхній його частині, округлюються відповідно до рекомендацій [1], коли площі f_a і f_b рівні між собою (див. ескіз).

Далі контури поперечних перетинів відводу розміщуються (накладаються) по радіусу R_2 , проведених під вибраними кутами обхвату φ_i (на ескізі ці радіуси проведені через 90°), після чого через точки перетину осевих ліній цих перетинів з лініями максимальної ширини перетинів проводиться плавна крива, яка утворює внутрішню поверхню перетину спірального відводу, перпендикулярного вісі обертання робочого колеса насоса.

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

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

Данні максимальних і мінімальних значень R і b беремо з табл. 3.8.

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,165 - 0,10) \cdot (0,0528 + 0,018)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0260 \text{ м.}$$

Кінцевий перетин розраховується з умови забезпечення необхідної швидкості рідини на виході з насоса $c_{тр}$. Згідно з [1] швидкості рідини на виході з насоса повинна бути в межах $2 \dots 5$ м/с.

Приймаємо $c_{тр} = 4$ м/с.

Радіус кінцевого перетину дифузору визначається за формулою

$$R_{тр} = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot c_{тр}}}, \quad R_{тр} = \sqrt{\frac{0,028}{3,14 \cdot 4}} = 0,0470 \text{ м.}$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [1] $8 \dots 12$ градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини; приймаємо $\sigma = 12^\circ$.

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

$$L_d = \frac{R_{\text{тр}} - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}}, \quad L_d = \frac{0,0470 - 0,0260}{\operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 0,200 \text{ м.}$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 94 мм, а довжина дифузора 200 мм. Умова виконана.

На підставі розрахунків перетинів відводу і дифузора виконується остаточна побудова внутрішнього контуру спірального відводу в плані. Загальний вигляд цього контуру представлений кресленням.

3.7 Оцінка 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

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{P_a - P_n}{\rho} - A \Delta I_{\text{кр}} - I_{\text{тп}} \right),$$

$A = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу [1]; приймаємо $A = 1,2$.

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

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

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

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

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

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

$$\lambda_{ш} = 1,2 \cdot \frac{3,72}{13,09} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{3,72}{13,09}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,26,$$

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

$$\Delta l_{кр} = 0,26 \cdot \frac{(261,7 \cdot 0,10)^2}{8} + \frac{3,72^2}{2} \cdot (0,26 + 1,2) = 32,36 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

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

$$H_{всд} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 4241}{999,13} - 1,2 \cdot 32,36 - 4 \right) = 5,41 \text{ м.}$$

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

3.8 Опис конструкції відцентрового насоса

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 ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для системи охолодження ДВЗ;
- по роду приводу – привідний від ДВЗ;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

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

Ротор складається з робочого колеса 1, яке закріплене на валу на конус та болтом з обтічною головкою 3.

Колесо закритого типу, виготовлене з бронзи литвом. 12 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку.

Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, елемент ущільнення 14 і підшипники 18 та 22. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпонковий паз 16, призначений для фіксації муфти 17, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу, який об'єднує такі елементи насоса, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З боку переднього диска колеса в корпусі сформовано щілинне ущільнення, що складається з ущільнюючого кільця, яке охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ переднього покривного диска колеса. У корпусі виконані отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відвідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус з боку заднього диска колеса закритий кришкою корпусу, яка утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр круглої кришки проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується торцеве ущільнення. З боку колеса в отвір кришки вставлена упорна кришка сальника.

В насосі застосоване торцеве ущільнення валу. Кришка торцевого ущільнення виконана з двох частин, що забезпечує її розбирання і витягання з ліхтаря без розбирання насоса при поточному ремонті торцевого ущільнення.

Кришка корпусу притискається до корпусу ліхтарем насоса. Ліхтар є проміжковою частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса з корпусом підшипникових опор. У ліхтарі виконано бічне вікно, яке забезпечує доступ до торцевого ущільнення. Через вікно також забезпечується видалення води, яка протікає назовні через сальник при роботі насоса.

					КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.	Лист
						62
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

У корпусі підшипників розміщуються два підшипники. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник.

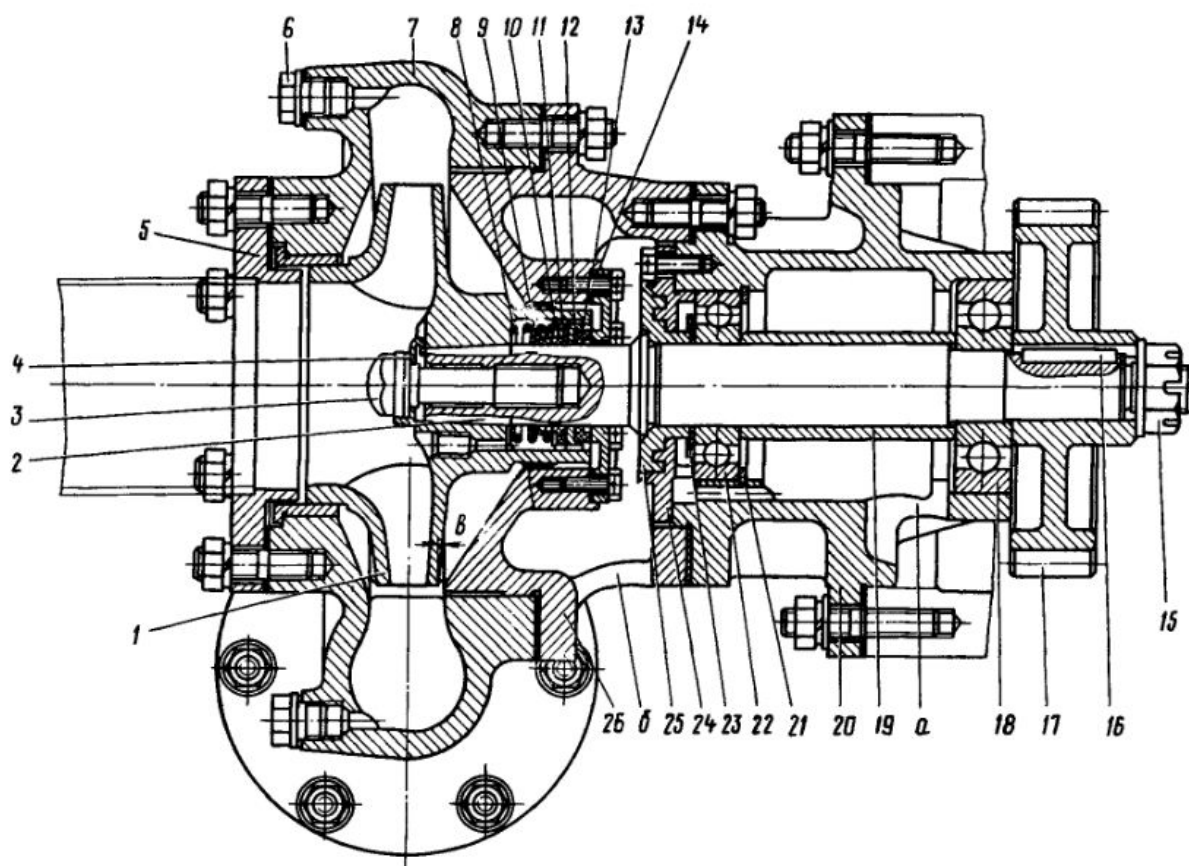


Рис. 3.6. Уніфікований відцентровий консольний насос:

При роботі насоса рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через щілину між двома дисками на зовнішньому діаметрі колеса. Рідина, яка вилітає з диска, 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 запов-

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.

Лист

63

нені 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 патрубку 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 переміщуються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. 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 перетворенням 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.

3.9 Висновок до розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування двох відцентрових насосів для системи охолодження двигуна. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання. Для забезпечення необхідної сумарної витрати охолоджуючої рідини слід ретельно аналізувати систему, включаючи насосні характеристики, гідравлічні опори, і

					КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.	Лист
						64
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

можливі втрати, щоб гарантувати сумарне збільшення витрати охолоджуючої рідини у три рази

Спроекований відцентровий насос має витрату охолоджуючої рідини $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, яку спроможний всмоктувати з висоти 5,41 м. ККД насосу $\eta = 0,728$ (що допустиме для таких насосів). Насос має привод від двигуна і споживає 14,1 кВт енергії при 2500 об/хв. На виході з насосу рідина має швидкість 4,0 м/с.

					КРБ.142.4227ст.25.13.03.ПЗ.	Лист
						65
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ В МАШИННОМУ ВІДДІЛЕНІ ТЕПЛОВОЗА

4.1 Вступ

Машинне відділення тепловоза є одним із найскладніших і потенційно небезпечних об'єктів з точки зору охорони праці. У цьому середовищі одночасно діють високі температури, шум, вібрації, токсичні викиди та інші шкідливі й небезпечні фактори, які можуть негативно впливати на здоров'я і безпеку локомотивної бригади. Робота в обмеженому просторі, наявність великої кількості рухомих частин, систем під тиском і високих напруг підвищує ймовірність виникнення аварійних ситуацій і нещасних випадків.

Охорона праці в машинному відділенні має комплексний характер і передбачає дотримання законодавчих вимог, впровадження технічних засобів захисту, організаційних заходів, навчання персоналу, а також постійний моніторинг і оцінку професійних ризиків. Надійна система охорони праці забезпечує збереження життя і здоров'я працівників, стабільність технологічного процесу та запобігання екологічним і техногенним загрозам.

Метою даного розділу є аналіз умов праці в машинному відділенні тепловоза, виявлення основних небезпечних факторів та розробка заходів щодо підвищення безпеки праці.

4.2 Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів у машинному відділенні

Машинне відділення тепловоза є середовищем з підвищеним рівнем виробничих ризиків. Тут зосереджено значну кількість технічного обладнання, яке функціонує в складних експлуатаційних умовах. У процесі роботи локомотива виникає одночасна дія низки шкідливих і небезпечних факторів фізичної, хімічної, термічної, механічної та психофізіологічної природи, що суттєво ускладнює умови праці локомотивної бригади та обслуговуючого персоналу.

					КРБ.142.4227ст.25.13.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

До основних шкідливих факторів належить надмірний рівень шуму, який утворюється при роботі дизеля, компресора, вентилятора охолодження та іншого обладнання. Шум постійно діє на органи слуху, нервову систему, викликає втому, зниження концентрації уваги, а при тривалому впливі — професійні захворювання. Разом із шумом діють вібрації, що передаються через елементи конструкції тепловоза на організм машиніста і помічника. Вібраційне навантаження знижує працездатність, впливає на опорно-руховий апарат і внутрішні органи.

Надмірна температура в машинному відділенні створює додаткове теплове навантаження. Робота дизеля супроводжується виділенням великої кількості теплоти, яка погіршує мікроклімат і вимагає ефективної вентиляції. При недостатньому повітрообміні температура повітря може перевищувати гранично допустимі норми, що призводить до перегріву організму, зниження фізичної витривалості та ризику теплового удару.

До небезпечних хімічних факторів відносяться пари пального, мастильних матеріалів, а також відпрацьовані гази дизеля. Незважаючи на наявність ізоляції та фільтраційних систем, у машинному відділенні можуть накопичуватись шкідливі речовини — вуглеводні, чадний газ, оксиди азоту, сірки, альдегіди. Вдихання цих речовин призводить до подразнення дихальних шляхів, головного болю, запаморочення, а при хронічному впливі — до серйозних захворювань.

Окрему небезпеку становлять механічні фактори. У машинному відділенні багато рухомих частин — обертові вали, шківів, вентиляційні установки, які, за відсутності захисних кожухів чи при недотриманні правил безпеки, можуть спричинити травмування персоналу. Гарячі поверхні двигуна, турбокомпресора, вихлопного колектора становлять ризик отримання опіків при випадковому контакті.

Варто також зазначити наявність електричної небезпеки, пов'язаної з використанням високовольтного електрообладнання в системах живлення, запуску двигуна, освітлення. Недотримання вимог електробезпеки, пошко-

					КРБ.142.4227ст.25.13.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

дження ізоляції чи заземлення можуть призвести до ураження електричним струмом.

Психофізіологічне навантаження в умовах експлуатації тепловоза теж має значення. Постійна відповідальність за безпечне керування, робота в умовах шуму, високої температури, напружений графік руху сприяють швидкому розвитку втоми, зниженню уважності та зростанню ризику помилок, які можуть мати серйозні наслідки.

Таким чином, умови праці в машинному відділенні тепловоза характеризуються сукупною дією шкідливих і небезпечних факторів, які вимагають ретельної організації заходів безпеки, впровадження технічних засобів захисту, систематичного контролю за станом середовища та відповідної підготовки персоналу.

4.3 Організація безпечної роботи персоналу

Організація безпечної роботи персоналу в машинному відділенні тепловоза є ключовим елементом у системі охорони праці. Вона передбачає створення умов, які мінімізують ризики впливу небезпечних і шкідливих факторів, а також забезпечують відповідність технологічного процесу вимогам чинного законодавства та галузевих нормативів.

Одним із головних напрямів організації безпеки є своєчасне і якісне проведення інструктажів з охорони праці. Працівники локомотивної бригади повинні проходити первинний, повторний, позаплановий та цільовий інструктажі відповідно до характеру виконуваних робіт. Інструктажі включають ознайомлення з правилами безпечної поведінки в машинному відділенні, правилами користування засобами індивідуального захисту, порядком дій у разі виникнення аварійних ситуацій та пожеж.

Особлива увага приділяється підвищенню професійної підготовки персоналу. Машиністи та їх помічники повинні вміти виявляти технічні несправності обладнання, реагувати на сигнали тривоги, виконувати дії згідно з ін-

струкціями. Регулярні навчання і тренування підвищують рівень безпеки та готовність до надзвичайних ситуацій.

До важливих організаційних заходів належить також дотримання режиму праці та відпочинку. Надмірна втома може призвести до помилок в керуванні локомотивом, що є потенційно небезпечним. Тому забезпечення раціонального графіку чергувань, можливість відпочинку, а також регулярні медичні огляди персоналу є необхідними елементами профілактики нещасних випадків.

У межах щоденної експлуатації проводиться огляд машинного відділення, перевіряється стан систем вентиляції, сигналізації, заземлення, герметичність паливних та мастильних трубопроводів, справність систем пожежогашіння. Виявлені дефекти повинні бути усунуті до початку чергового рейсу.

Для забезпечення безпеки також важливо правильно організувати робоче місце: проходи мають бути вільними від сторонніх предметів, освітлення – достатнім, поверхні – неслизькими, а доступ до органів керування – зручним. Усе обладнання, що знаходиться в машинному відділенні, має бути укомплектоване відповідними попереджувальними знаками та інструкціями.

Забезпечення персоналу засобами індивідуального захисту – ще один ключовий аспект. Працівники повинні бути забезпечені спецодягом, захисними рукавицями, навушниками або вкладишами для захисту від шуму, респіраторами – у разі роботи з хімічними речовинами або в умовах забрудненого повітря. Застосування ЗІЗ повинно бути обов’язковим і системно контролюватися.

Отже, організація безпечної роботи персоналу в машинному відділенні тепловоза потребує цілісного підходу, що включає нормативне забезпечення, підготовку кадрів, технічну готовність обладнання, контроль робочого середовища та використання засобів захисту. Всі ці заходи спрямовані на збереження життя, здоров’я та ефективність праці локомотивної бригади.

					КРБ.142.4227ст.25.13.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

4.4 Засоби колективного та індивідуального захисту

Засоби колективного та індивідуального захисту відіграють ключову роль у забезпеченні безпечних умов праці в машинному відділенні тепловоза, де працівники постійно зазнають дії шкідливих і небезпечних виробничих факторів. Їхнє застосування спрямоване на мінімізацію ризику травматизму, професійних захворювань і збереження працездатності персоналу.

До засобів колективного захисту належать технічні та інженерні рішення, які знижують або усувають вплив небезпечних факторів на всіх працівників одночасно. Насамперед, це ефективна вентиляція машинного відділення, що забезпечує своєчасне видалення шкідливих парів, газів, надлишкового тепла та подачу свіжого повітря. Вентиляційні системи можуть бути природними або примусовими й повинні відповідати встановленим санітарно-гігієнічним нормам.

До колективного захисту також відносяться тепло- та звукоізоляція вузлів і агрегатів, які під час роботи двигуна нагріваються або генерують надмірний шум. Обшивка шумопоглинальними матеріалами, встановлення захисних кожухів, а також герметизація місць проникнення шуму дозволяють значно зменшити вплив звукових коливань. Так само важливою є протипожежна система, що включає стаціонарні або переносні вогнегасники, автоматичні системи пожежогасіння, наявність пожежного інвентарю, а також спеціальні сигнальні й оповіщувальні пристрої.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) використовуються кожним працівником окремо і підбираються відповідно до умов роботи. Машиніст і його помічник повинні бути забезпечені спеціальним одягом, виготовленим з вогнетривких і маслостійких матеріалів, захисним взуттям з металевими носками та антиковзною підошвою, рукавицями, які захищають від механічних пошкоджень та високих температур. Для захисту органів слуху від шуму використовуються протишумові навушники або вкладиші, які повинні знижувати рівень шуму до безпечного значення.

В умовах забрудненого повітря або можливого потрапляння шкідливих парів до дихальних шляхів персонал повинен користуватися респіраторами або фільтруючими напівмасками. У разі роботи з агресивними або отруйними рідинами додатково використовуються захисні окуляри або щитки, які запобігають ураженню очей.

Не менш важливими є елементи індивідуального електрозахисту, зокрема діелектричні рукавиці, килимки, інструменти з ізольованими ручками, які застосовуються при обслуговуванні електрообладнання тепловоза.

Усі засоби індивідуального захисту повинні відповідати чинним стандартам, мати сертифікати якості та проходити регулярну перевірку стану. Працівники повинні бути навчені правильному користуванню ЗІЗ і неухильно дотримуватись правил їх застосування.

Застосування засобів колективного та індивідуального захисту є важливою складовою культури безпеки на залізничному транспорті та запорукою збереження здоров'я і життя працівників, що здійснюють експлуатацію та обслуговування тепловоза.

4.5 Пожежна безпека в машинному відділенні

Пожежна безпека в машинному відділенні тепловоза є критично важливою складовою загальної системи охорони праці. Умови експлуатації тепловоза характеризуються наявністю великої кількості потенційних джерел займання, горючих матеріалів, високих температур і відкритих поверхонь нагріву, що створює постійну пожежонебезпеку. Особливо небезпечним є скопчення паливно-мастильних матеріалів, що можуть стати джерелом загоряння у разі витoku або порушення герметичності паливної системи.

Основними джерелами пожеж у машинному відділенні є витoki дизельного пального або мастила, короткі замикання в електромережах, перегрів обладнання, іскроутворення в місцях тертя металевих частин, а також необережне поводження з відкритим вогнем чи курінням. Підвищена температура двигуна і турбокомпресора, недостатнє охолодження або вентиляція можуть

					КРБ.142.4227ст.25.13.04.ПЗ.	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

призвести до самозаймання у випадку потрапляння пального на гарячі поверхні.

Для запобігання виникненню пожеж у машинному відділенні необхідно забезпечити належне технічне обслуговування всіх систем. У першу чергу – регулярна перевірка стану паливних трубопроводів, ущільнень, електропроводки, вентиляційного обладнання, систем змащення й охолодження. Усі несправності, які можуть призвести до витоку горючих рідин або електричних пробіїв, повинні усуватись до введення тепловоза в експлуатацію.

Наявність і справність первинних засобів пожежогасіння – обов’язкова вимога до машинного відділення. У штатному комплекті повинні бути переносні вогнегасники, здатні ефективно гасити загоряння легкозаймистих рідин і електроустановок. Зазвичай застосовуються вогнегасники порошкового або вуглекислотного типу. Вогнегасники повинні бути легко доступні, мати чітке маркування і перевірені у встановлені терміни.

Також у конструкції тепловоза можуть передбачатись автоматичні системи пожежогасіння, які активуються за сигналом теплових або димових датчиків. Ці системи дозволяють оперативно локалізувати загоряння ще на початковій стадії, не допускаючи його поширення. Додатково застосовуються системи сигналізації, які попереджають локомотивну бригаду про підвищення температури або появу диму в моторному відсіку.

Локомотивна бригада повинна бути добре підготовленою до дій у разі пожежі: знати розміщення та порядок використання вогнегасників, уміти оперативно знеструмити обладнання, перекрити подачу пального, а також викликати пожежні служби. Навчання та інструктажі з пожежної безпеки проводяться регулярно, відповідно до чинного законодавства та внутрішніх регламентів.

Таким чином, дотримання вимог пожежної безпеки в машинному відділенні тепловоза є не лише формальністю, а необхідною умовою захисту життя персоналу, збереження техніки та запобігання масштабним аваріям з техногенними наслідками.

					КРБ.142.4227ст.25.13.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

4.6 Висновок до розділу

У даному розділі розглянуто основні аспекти організації охорони праці в машинному відділенні тепловоза, яке є об'єктом підвищеної небезпеки через наявність складного технічного обладнання, шкідливих фізичних і хімічних факторів, високих температур, шуму та вібрацій. Проведено аналіз умов праці, що дозволив виявити найважливіші небезпеки для локомотивної бригади та обслуговуючого персоналу.

Показано, що ефективна організація охорони праці базується на поєднанні нормативно-правового регулювання, якісного інструктажу, забезпечення працівників засобами колективного та індивідуального захисту, а також системного підходу до запобігання професійним ризикам. Важливу роль відіграє дотримання режимів праці та відпочинку, проведення навчань з безпеки, своєчасне технічне обслуговування тепловоза та оснащення машинного відділення системами вентиляції, сигналізації і пожежогасіння.

Значна увага приділяється питанням пожежної безпеки, враховуючи високу ймовірність загоряння внаслідок витоків палива, коротких замикань або перегріву агрегатів. Описані заходи дозволяють мінімізувати ризики виникнення аварійних ситуацій і забезпечити належний рівень безпеки персоналу.

Таким чином, створення безпечного середовища в машинному відділенні тепловоза є результатом інтеграції технічних, організаційних і профілактичних рішень, які сприяють охороні здоров'я, підвищенню ефективності роботи та дотриманню вимог чинного законодавства у сфері охорони праці.

ВИСНОВОК

У кваліфікаційній роботі було здійснено комплексний розрахунок робочого циклу дизельного двигуна типу 16ЧН 26/27, що дозволило визначити основні параметри його роботи та побудувати теоретичну індикаторну діаграму. Значна увага приділялась проектуванню відцентрового насосу системи охолодження, який забезпечує ефективне функціонування двигуна в різних режимах експлуатації.

Окрему і важливу увагу було приділено проектуванню відцентрового насосу системи охолодження, який є ключовим елементом для забезпечення надійної та стабільної роботи двигуна в різноманітних режимах експлуатації, включаючи номінальні навантаження та пускові режими. Розроблений насос відповідає вимогам по продуктивності, забезпечує необхідний об'єм циркуляції охолоджувальної рідини, а також гарантує підтримання оптимального температурного режиму роботи двигуна за будь-яких кліматичних умов. У ході проектування враховувались фактори енергоспоживання насосу, його ККД, а також гідравлічні характеристики, що забезпечують максимальну ефективність системи охолодження. Розрахунок та конструювання насосу проведені на основі методики, розробленої на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації НУК. Результати показали, що запропонований насос має продуктивність 100 м³/год, забезпечує всмоктування рідини з висоти до 5,4 м, має ККД 0,728 та споживає 14,1 кВт при 2500 об/хв, що відповідає технічним вимогам системи охолодження.

Крім технічної частини, у роботі проведено аналіз заходів з охорони праці та дослідження шкідливих факторів, пов'язаних з експлуатацією дизельних двигунів в машинному відділенні тепловозу, що є важливою складовою забезпечення безпечної роботи персоналу.

Отримані результати можуть бути використані для подальшого удосконалення систем охолодження та підвищення надійності двигунів в умовах сучасного машинобудування.

					КРБ.142.4227ст.25.13.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Доценко С.М.: – Первомайськ, ППТК. – 2000.
4. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
5. Product guide WARTSILA 26 (Issue 1/2018). Vaasa. – 228 p.
6. Pounder’s. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
7. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
8. Мошенцев Ю. Л. Проектування відцентрового насосу: Методичні вказівки / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2009. – 52 с.
9. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2021. – 293 с.
10. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини: Підручник / Г. Г. Герасимов. – Рівне: НУВГП, 2008. – 241 с.
11. Омельченко О. В. Гідравлічні машини: навч. посіб. / О. В. Омельченко, О. О. Цвіркун. – Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. – 100 с.
12. Свиридов В. І. Методичні вказівки до виконання курсового проєкту з дисципліни «Суднові допоміжні механізми» (спеціальність 135 «Суднобудування», освітньо-професійна програма «Суднові енергетичні установки та устаткування», галузь знань 13 «Механічна інженерія») / В. І. Свиридов, І. В. Калініченко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 84 с.

					КРБ.142.4227ст.25.13.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		75

13. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.

14. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

15. Агій Я. Ю. Охорона праці у галузі: навч. пос. / Я. Ю. Агій, І. М. Лях. – Ужгород: ПП «АУТДОР - ШАРК», 2015. – 200 с.

16. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

					КРБ.142.4227ст.25.13.00.ПЗ.	Лист
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		