

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»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 26/27 (Д80)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

В. С. Наливайко

Здобувач освіти

А. С. Бутенко

Миколаїв 2023

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Напрямок підготовки 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Спеціальність _____
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

“ ____ ” _____ 20__ року

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Бутенку Андрію Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розрахунок тепловозного двигуна типу 12ЧН 26/27 (Д80)

керівник проекту (роботи) к.н.т., доцент Наливайко Василь Степанович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” _____ 20__ року № ____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Номінальна потужність двигуна – 1300 кВт;

частота обертів колінчатого валу – 850 хв⁻¹;

ступінь підвищення тиску в компресорі – 2,0; ступінь стиску – 13.

4. 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 насоса;

розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна; організація охорони

праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Поперечний переріз двигуна типу 12ЧН 26/27 (Д80);

Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;

Відцентровий насос;

Принципові схеми систем двигуна.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка

Студент

(підпис)

А. С. Бутенко

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

В. С. Наливайко

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
1 Опис конструкції дизельного двигуна типу 12ЧН 26/27.....	7
1.1 Технічна характеристика двигуна	7
1.2 Конструкція двигуна	8
1.3 Порівняння двигунів-прототипів.....	9
2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 26/27.....	11
2.1 Вступ	11
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	11
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	14
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	22
2.5 Висновки по розділу.....	24
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 26/27.....	25
3.1 Кінематичний розрахунок КШМ.....	25
3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	28
3.3 Висновки по розділу.....	34
4 Розрахунок та конструювання відцентрового насосу	35
4.1 Вступ.....	35
4.2 Визначення початкових даних для розрахунків	35
4.3 Визначення основних розмірів робочого колеса	38
4.4 Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса	49
4.5 Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.....	52
4.6 Розрахунок спірального відвідного канал.....	54
4.7 Оцінка допустимої висоти всмоктування насосу	63
4.8 Опис конструкції відцентрового насоса	64
4.9 Висновки по розділу.....	68
5 Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна.....	69
5.1 Паливна система.....	69
5.2 Масляна система.....	78

5.3 Система охолодження.....	84
5.4 Система повітропостачання і газовідводу.....	88
5.5 Висновки по розділу.....	92
6 Організація охорони праці в машинному відділені судна	93
Висновок.....	103
Список використаної літератури	104

Вступ

Розробником сучасних 4-х тактних середньообертових двигунів нового покоління типу Д80 розмірності ЧН 26/27 є виробниче об'єднання ДП «Завод імені В. А. Малишева» (м. Харків).

Двигунобудівне виробниче об'єднання серійно випускає дизель-генератори з дизелями 10Д 20,7/2×25,4 і 10ДН 20,7/2×25,4 а також мотор-генератори з газовими двигунами цієї розмірності. Проведені випробування і проводилась підготовка виробництва для випуску з 1995 р, дизель-генератора з дизелями ЧН 26/27 підвищеної потужності.

У перші роки незалежності України (1992-94 р.р.) Міністерство машинобудування, військово-промислового комплексу і конверсії забезпечило бюджетне фінансування робіт по двигунах типу Д80, що дозволило зберегти колектив конструкторів і дослідників. За укладеними договорами були розроблені комплекти конструкторської документації на двигуни: 1Д80 потужністю 2940 кВт для магістральних тепловозів, 11Д80 потужністю 1175 кВт для нового маневрового тепловоза і 11Д80 потужністю 590 кВт для промислового тепловоза.

Розпочато виготовлення дизеля 1Д80, але фінансування цих робіт було припинено, і роботи припинені.

Враховуючи, що ДП «Завод імені В. А. Малишева» – єдиний виробник дизелів даного класу в Україні, конструкторським колективом дизелів було обґрунтовано застосування уніфікованого ряду дизелів Д80 для всіх галузей господарства України. Це відкидає закупівлю таких двигунів з закордону, зробить внесок у зростання обсягу промислової продукції та використання робочої сили. В уніфікованому потужностному ряді дизелів Д80 модифікації дизелів мають від 60 до 90 % загальних деталей і складальних одиниць, що дозволяє їх виготовляти в умовах одного виробництва. Уніфікований потужностний ряд Д80 включає рядні двигуни з 2, 4, 6, 8 циліндрами і в 8, 10, 12,

					КРБ.142.3227зст.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5

14, 16, 18 – V-подібні, охоплюючи діапазон потужностей від 275 до 5000 кВт залежно від вимог замовників.

На базі цих дизелів можуть бути розроблені дизель-генератори для малої енергетики в діапазоні потужностей Д80 і частотою обертання 600, 750, 1000 хв⁻¹, а також для кар'єрних самоскидів, головних суднових і допоміжних двигунів.

Проте, широкого впровадження уніфікований потужностний ряд Д80 не отримав з причини економічної нестабільності в Україні і переваги замовників до купівлі двигунів у зарубіжних фірм.

Враховуючи сучасні тенденції розвитку суднової енергетики, перспективним напрямком робіт з двигунобудування на ДП «Завод імені В. А. Малишева» може бути виробництво дизелів для суден різного призначення на базі двигунів типу Д80 (12ЧН 26/27). Саме тому даний V-подібний двигун з дванадцятьма циліндрами і потужністю 1300 кВт був обраний в якості двигуна-прототипу поміж інших двигунів з такою потужністю для дипломної роботи.

					КРБ.142.3227зст.01.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 1

Опис конструкції дизельного двигуна типу 12ЧН 26/27

1.1 Технічна характеристика двигуна

12-циліндрова модель дизелів типу ЧН 26/27 (Д80) (рис. 1.1) можна використовувати в якості головних суднових двигунів, або в якості суднових дизель-генераторів.

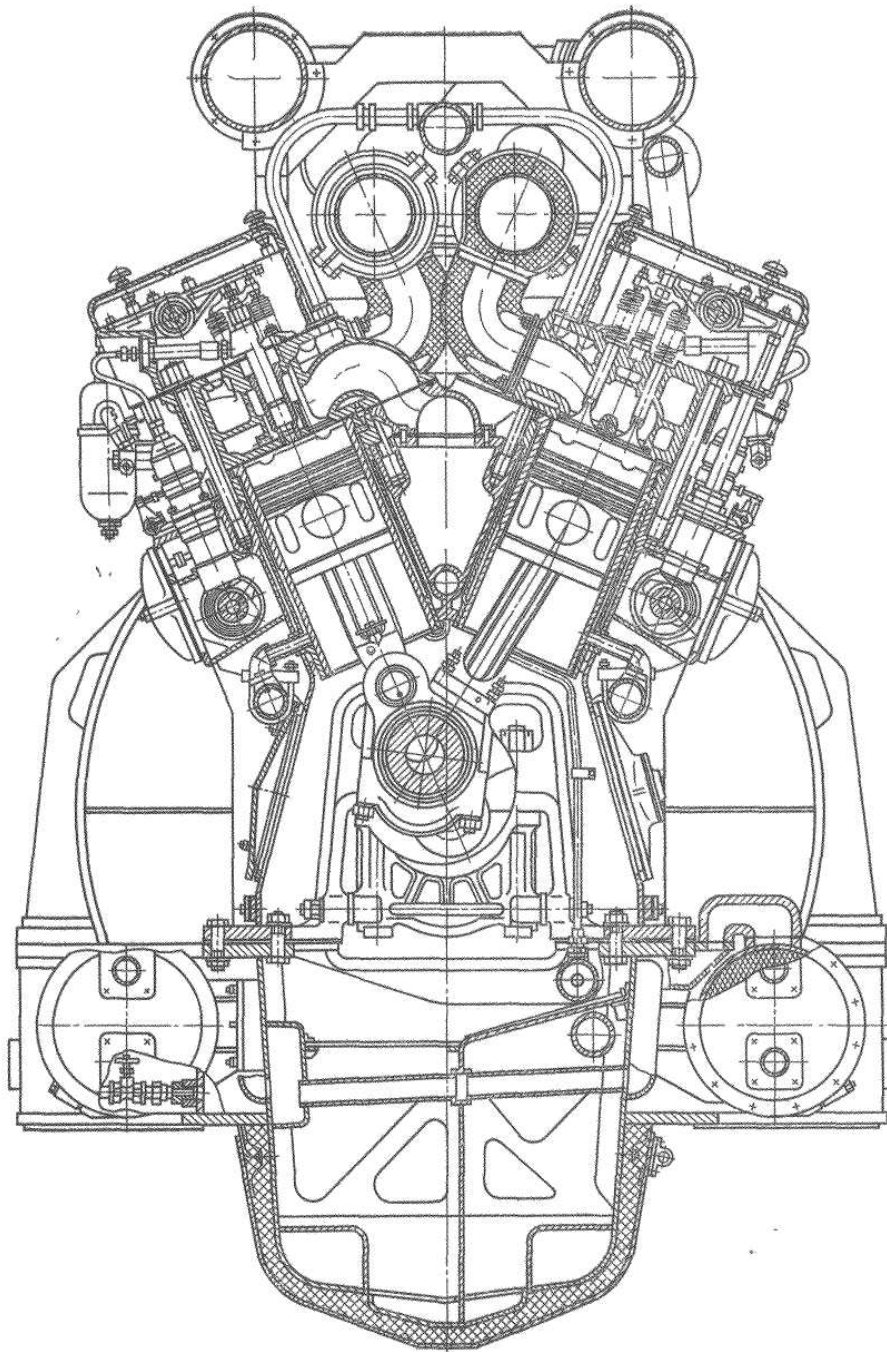


Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна 12ЧН 26/27

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.3227зст.01.01.ПЗ.

Лист

7

Дизелі Д80 – V-подібні, з кутом розвалу 45°, з числом циліндрів 12.

Технічна характеристика двигуна типу 12ЧН 26/27 приведена в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Технічна характеристика двигуна 12ЧН 26/27

Показник	Значення
Повна потужність, кВт	1300
Номінальна частота обертання колінчастого валу, об/хв.:	850
Середній ефективний тиск, бар	18,1
Середня швидкість поршня, м/с	7,65
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	188
Питома витрата масла на угар, г/(кВт·год)	0,95
Назначений ресурс, тис. годин:	
до переборки двигуна	20
до капітального ремонту	60
Маса дизель-генератора (суха), кг	27000
Паливо	дизельне
Масло	М-14В2
Габаритні розміри дизель-генератора, м:	
довжина	6,52
ширина	2,02
висота	3,26

1.2 Конструкція двигуна

В сталевий зварний блок циліндрів, в розвалі якого розміщений повітряний ресивер, встановлені втулки циліндрів з хромоникельмолибденового чавуну з напресованими на них чавунними сорочками, які утворюють водяну порожнину. Кришки циліндрів – чотириклапанні, з подвійним днищем, що забезпечує високу жорсткість конструкції ефективне охолодження – відлиті з високоміцного легованого чавуну. Щільність газового стику досягається високим контактами тиском притертих поверхні проточки на торці втулки і бурту на торці кришки.

Колінчастий вал з високоміцного легованого чавуну з шаровидним графітом, з відлитими за одне ціле противагами, встановлений в підшипниках з вкладишами зі свинцевистої бронзи на сталевій основі. Корінні опори утворені штампованими корпусами, ввареними в перегородки блоку, і кришками з зубчастим стиком. Для виключення бічних переміщень передбачені попе-

					КРБ.142.3227зст.01.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		8

речні шпильки, які тиснуть на нижній пояс кришки через проставки. На носку колінчастого валу встановлений маятниковий антивібратор.

Шатуни – штамповані, причіпного типу, з верхніми головками трапецеїдального перерізу. Нижня головка з прямим зубчатим роз'ємом виконана у вигляді окремого вузла. Стрижні головного і причіпного шатунів двотаврового перерізу кріпляться відповідно до нижньої головки за допомогою шпильок і до причіпного пальця за допомогою болтів.

Поршні – охолоджувані маслом, складові (головка сталева, тронк – з алюмінієвого сплаву).

Від двох складених розподільних валів, розташованих на зовнішніх сторонах блоку, приводяться індивідуальні паливні насоси високого тиску і через роликові штовхачі, штанги, коромисла і траверси – впускні і випускні клапани.

Система наддуву – двоступенева, з охолодженням наддувного повітря; перша ступень – відключаємий привідний відцентровий нагнітач з системою керування муфтою і заслінками; друга ступень – турбокомпресор. Для обмеження максимального тиску згоряння передбачений випуск в атмосферу частини наддувного повітря за допомогою золотникового пристрою, керованого тиском в ресивері.

Система охолодження – двоконтурна, замкнута.

1.3 Порівняння двигунів-прототипів

Порівняння модифікацій дизеля типу Д80 з зарубіжними тепловозними дизелями однакової бистрохідності та рівня форсировки (табл. 1.2) показує, що дизелі типу Д80 не поступаються кращим зразкам зарубіжних за економічністю, витратою металу та габаритним розмірам.

					КРБ.142.3227зст.01.01.ПЗ.	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.2. Двигуни прототипи

Марка, фірма та розмірність двигуна	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчастого вала, об/хв	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Маса питомого дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
1Д49, 20ЧН26/26	4410	1100	9,53	1,74	214	4,3	5,05	1,95	3,05
2А-5Д49, 16ЧН26/26	2940	1000	8,67	1,59	208	5,1	4,72	1,95	2,97
1А-5Д49, 16ЧН26/26	3500	1000	8,67	1,91	211	6,8	4,72	1,95	2,97
1-2Д49,12ЧН26/26	2210	1000	8,67	1,56	204	5,76	3,63	1,95	2,97
3А-6Д49,8ЧН26/26	880	1000	8,67	0,96	204	10,9	3,3	1,65	2,97
Дженерал – Моторс G45E3, 16ДН 23,2/25,4	2455	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
Дженерал – Електрик FDL, 16ЧН22,9/26,7	2868	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,9	1,73	2,18
Інгліш – Електрик 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
Пільстик 18РА6, 18ЧН28/29	4632	1050	10,15	1,65	224	-	5,05	1,78	2,48
Зульцер 16LVA, 16ЧН24/28	2940	1100	10,3	1,65	218	-	5,34	1,8	3,10
Купер – Бессемер FVDL16T, 16ЧН22,9/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	-	4,57	1,66	2,13
Алко 16.251С, 16ЧН22,8/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	-	5,34	1,52	2,43

Порівняння показників дизелів типу Д80 з судновими дизелями, що застосовуються у світовому суднобудуванні, вказує на перевагу дизелів типу Д80 по витратах мастила, металоємкості і підтверджує економічну доцільність та ефективність їх використання на судах.

Розділ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 26/27

2.1 Вступ

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл модернізованого двигуна 12ЧН 26/27 проведемо на комп'ютері за методикою, яка основана на методі теплового розрахунку Гринивецького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

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

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови) [1].

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\epsilon = 12...16$ [1]. Приймаємо $\epsilon = 13$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння

					КРБ.142.3227зст.01.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		11

ня, $D_{ц} > 200$ мм та $\varepsilon = 13$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,6$ [1]. Приймаємо $\alpha = 2,4$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [1].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для СОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$; [1].

Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,94$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = (1,2 \dots 1,5)$ [1]. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 \dots 15)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10 \dots 20)$ К – для ДВЗ без наддуву [1].

Приймаємо $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,97)$ [1]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для СОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,88$ [1]. Приймаємо $\eta_m = 0,85$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа [1].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 740$ К [1].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [1]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

					КРБ.142.3227зст.01.02.ПЗ.	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [1].

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 2,0$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [1].

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводиться на комп'ютері з використанням розрахункової програми розробленої в середовищі *MathCAD*. Для розрахунку обирається модель з вільним турбокомпресором. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

Данні необхідні для побудови індикаторної діаграми розраховані за методикою [2] та наведені у табл. 2.1., а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

					КРБ.142.3227зст.01.02.ПЗ.	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 1300$
1.2. Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 850$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 2$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.92$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.94$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 13$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 15$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.85$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.7$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.91$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 740$
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	$i = 12$
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 $\alpha = 2.4$
- 1.27 Показник адіабаты для повітря $k_B = 1.41$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.935$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.73$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.206$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 384.774$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 301.26$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 332.557$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.202$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.196$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.915$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_{\nu} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_{\nu} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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



$$b_c = 0.002518 \quad a_{\nu c} = 19.279$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.365$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 6.502$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 848.84$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.187$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0266$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0256$$

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

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.025$$

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

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

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

$$a_{vz} = 19.77135$$

$$b_z = 0.00296$$

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

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

$$a_{vb} = 19.78178$$

$$b_b = 0.002974$$

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: $T_z = 1736.654$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 8.452$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.613$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 8.058$$

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

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



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

$$n_2 = 1.291$$

$$T_b = 945.984$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.571$$

					КРБ.142.3227зст.01.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		18

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.307$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.255$$

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

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

$$b_i = 0.178$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.473$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.066$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.402$$

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

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

$$b_e = 0.2098$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 1300.439$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = 0.034 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 2.71$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 2.786$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.196$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 742.963$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.22$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.469$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.378$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 2.003$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.154 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова 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	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,291
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	6,502
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	8,452
Ступінь попереднього розширення ρ	1,613
Ступінь стиснення ε	13,0

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	8,45	
1,00	6,50	8,45
1,61	3,39	8,45
2,18	2,24	5,72
2,75	1,63	4,24
3,32	1,26	3,33
3,89	1,02	2,71
4,46	0,84	2,27
5,03	0,72	1,95
5,60	0,62	1,70
6,17	0,54	1,50
6,74	0,48	1,33
7,31	0,43	1,20
7,88	0,39	1,09
8,45	0,35	1,00
9,01	0,32	0,92
9,58	0,30	0,85
10,15	0,27	0,79
10,72	0,26	0,73
11,29	0,24	0,69
11,86	0,22	0,64
12,43	0,21	0,61
13,00	0,20	0,57
13,00		0,20

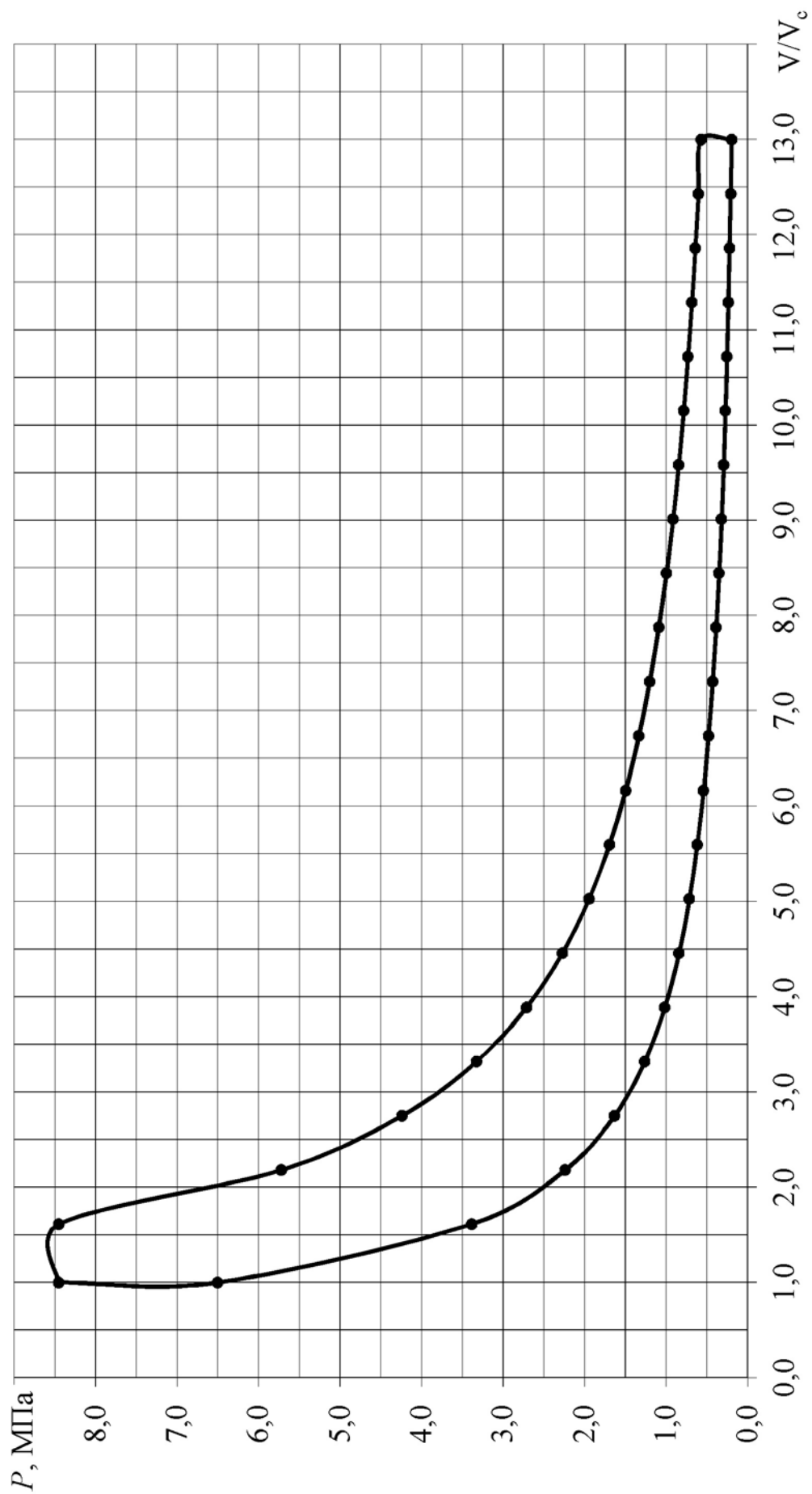


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 26/27

2.5 Висновки по розділу

В табл. 2.2 приведено основні параметри проектного двигуна типу 12ЧН 26/27, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.2. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектний двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	1300
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	850
3.	Ступінь стиску	13
4.	Тиск наддуву, кПа	206
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,4
6.	Середній ефективний тиск, кПа	1066
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,2098
8.	Механічний ККД	0,850
9.	Індикаторний ККД	0,473
10.	Ефективний ККД	0,402

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

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,2098 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

Розділ 3

Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 26/27

3.1 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого 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 ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 88,9667$), 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. 3.1.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 3.1 – 3.3.

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	1290,79
15	0,0055	3,7073	1224,60
30	0,0216	6,9165	1036,51
45	0,0466	9,3285	755,57
60	0,0780	10,8994	423,14
75	0,1132	11,7471	84,08
90	0,1490	12,0105	-222,26
105	0,1830	11,7471	-469,04
120	0,2130	10,8994	-645,39
135	0,2375	9,3285	-755,57
150	0,2554	6,9165	-814,25
165	0,2663	3,7073	-839,65
180	0,2700	0,0000	-846,28
195	0,2663	-3,7073	-839,65
210	0,2554	-6,9165	-814,25
225	0,2375	-9,3285	-755,57
240	0,2130	-10,8994	-645,39
255	0,1830	-11,7471	-469,04
270	0,1490	-12,0105	-222,26
285	0,1132	-11,7471	84,08
300	0,0780	-10,8994	423,14
315	0,0466	-9,3285	755,57
330	0,0216	-6,9165	1036,51
345	0,0055	-3,7073	1224,60
360	0,0000	0,0000	1290,79

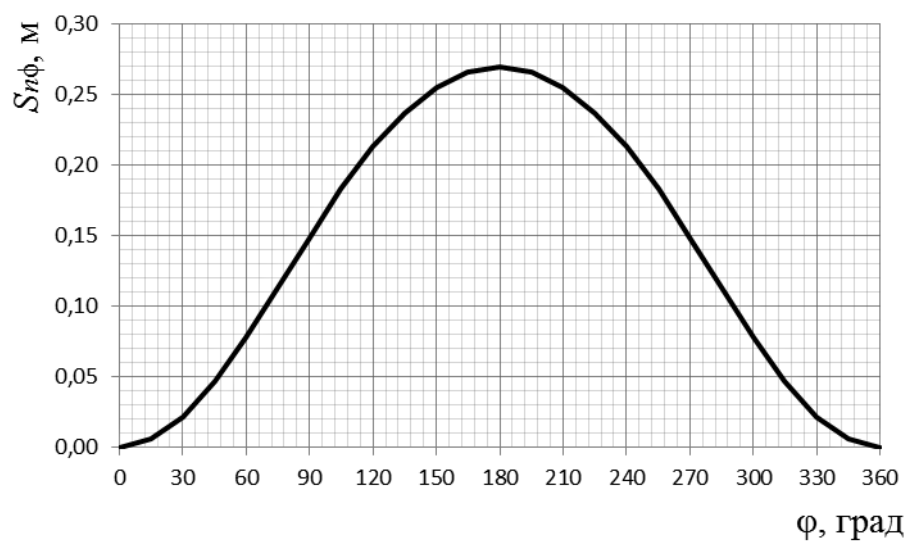


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

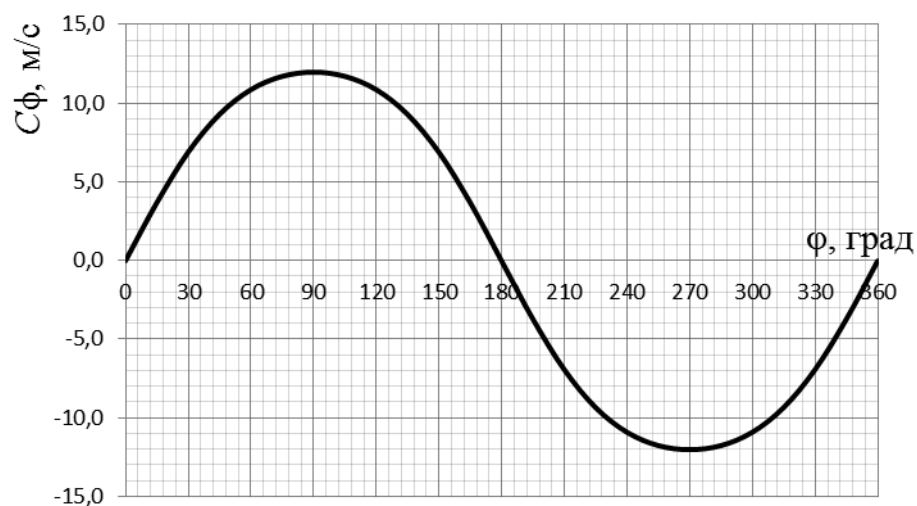


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

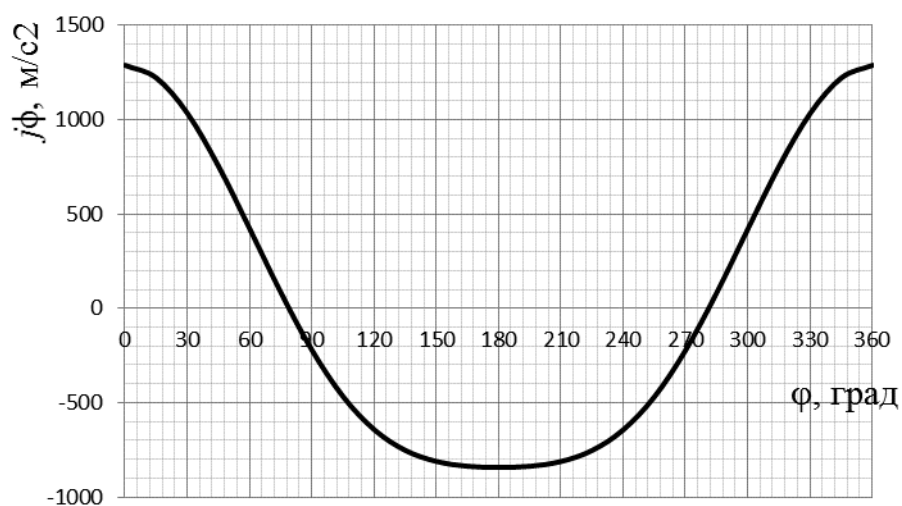


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для визначення положення поршня в циліндрі, що важливо для оцінки поточного значення тиску на тактах стиску і розширення.

Значення швидкості поршня необхідно для розрахунку впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість повітряного потоку в каналах впускної системи і втрати тиску в місцевих опорах, що необхідно для оцінки величини тиску свіжого заряду у кінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для розрахунку сил інерції від поступально рухомих мас.

3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

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

$$P = P_{\Gamma} + P_{\text{J}}$$

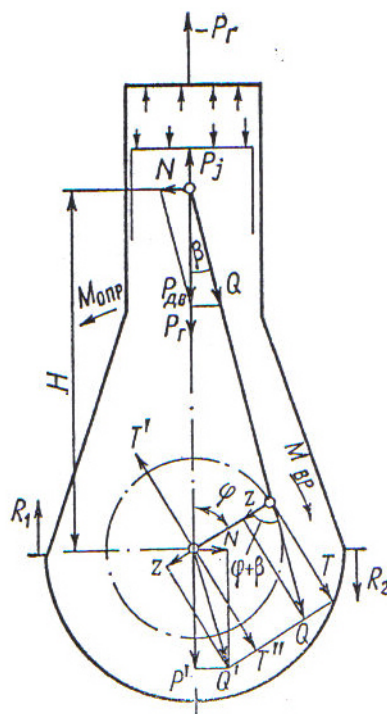


Рис. 3.4. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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:

$$S = P \cdot (1/\cos\beta).$$

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:

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

В результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і крутного моменту по годинній стрілці прийнято вважати додатними. Зворотні ним – відмінними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначаємо силу тиску газів при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, яка діє на поршень, знаходимо на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

Як масу m_n обираємо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршневий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалент-

					КРБ.142.3227зст.01.03.ПЗ.	Лист
						29
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

тних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до вісі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем:

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

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

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,208.

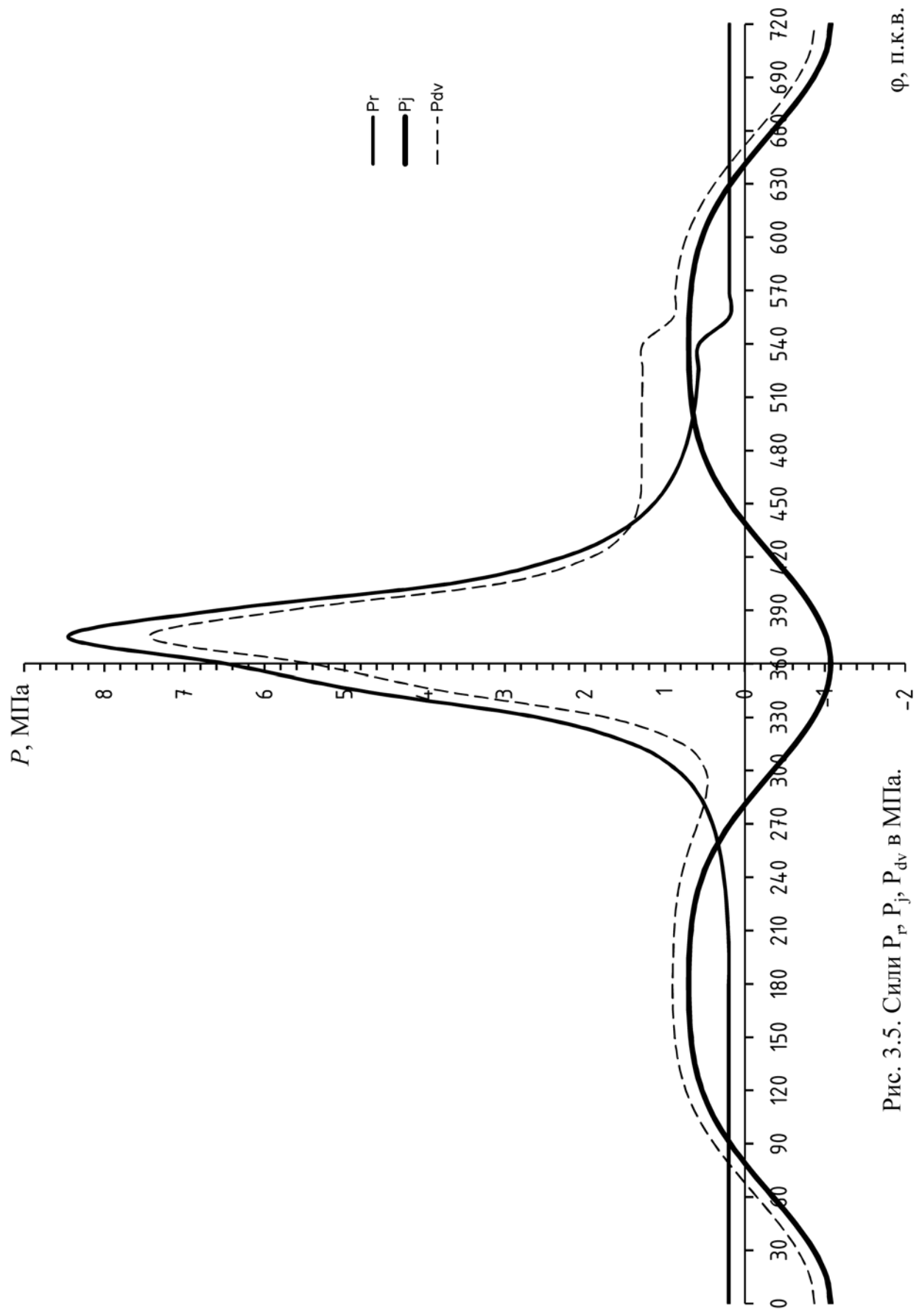
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n44,0 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 3.1.

За даними табл. 3.2 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 3.5, 3.6.

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

Φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2020	-1,0703	-0,8683	0,0000	-0,8683	0,0000
15	0,2020	-1,0154	-0,8134	-0,0439	-0,7743	-0,2529
30	0,2020	-0,8594	-0,6574	-0,0687	-0,5350	-0,3882
45	0,2020	-0,6265	-0,4245	-0,0631	-0,2555	-0,3448
60	0,2020	-0,3508	-0,1488	-0,0273	-0,0508	-0,1425
75	0,2020	-0,0697	0,1323	0,0271	0,0080	0,1348
90	0,2020	0,1843	0,3863	0,0821	-0,0821	0,3863
105	0,2020	0,3889	0,5909	0,1212	-0,2700	0,5394
120	0,2020	0,5351	0,7371	0,1350	-0,4855	0,5709
135	0,2020	0,6265	0,8285	0,1232	-0,6729	0,4987
150	0,2020	0,6751	0,8771	0,0917	-0,8055	0,3591
165	0,2020	0,6962	0,8982	0,0484	-0,8801	0,1857
180	0,2020	0,7017	0,9037	0,0000	-0,9037	0,0000
195	0,1994	0,6962	0,8956	-0,0483	-0,8776	-0,1852
210	0,2102	0,6751	0,8853	-0,0926	-0,8130	-0,3625
225	0,2302	0,6265	0,8567	-0,1274	-0,6959	-0,5157
240	0,2634	0,5351	0,7986	-0,1462	-0,5259	-0,6185
255	0,3173	0,3889	0,7062	-0,1448	-0,3227	-0,6446
270	0,4061	0,1843	0,5904	-0,1255	-0,1255	-0,5904
285	0,5594	-0,0697	0,4897	-0,1004	0,0297	-0,4990
300	0,8421	-0,3508	0,4913	-0,0900	0,1677	-0,4705
315	1,4059	-0,6265	0,7795	-0,1159	0,4692	-0,6331
330	2,5936	-0,8594	1,7342	-0,1813	1,4112	-1,0241
345	4,8116	-1,0154	3,7962	-0,2047	3,6139	-1,1802
360	6,4981	-1,0703	5,4279	0,0000	5,4279	0,0000
375	8,4520	-1,0154	7,4366	0,4009	7,0794	2,3120
390	6,5729	-0,8594	5,7135	0,5974	4,6493	3,3741
405	3,6833	-0,6265	3,0568	0,4545	1,8401	2,4829
420	2,2684	-0,3508	1,9175	0,3512	0,6547	1,8362
435	1,5406	-0,0697	1,4709	0,3017	0,0893	1,4989
450	1,1379	0,1843	1,3222	0,2812	-0,2812	1,3222
465	0,9010	0,3889	1,2899	0,2646	-0,5894	1,1775
480	0,7557	0,5351	1,2909	0,2364	-0,8502	0,9997
495	0,6653	0,6265	1,2918	0,1921	-1,0492	0,7776
510	0,6103	0,6751	1,2855	0,1344	-1,1805	0,5263
525	0,5807	0,6962	1,2769	0,0688	-1,2512	0,2640
540	0,5714	0,7017	1,2731	0,0000	-1,2731	0,0000
555	0,1960	0,6962	0,8922	-0,0481	-0,8742	-0,1845
570	0,1960	0,6751	0,8711	-0,0911	-0,8000	-0,3567
585	0,1960	0,6265	0,8225	-0,1223	-0,6681	-0,4951
600	0,1960	0,5351	0,7311	-0,1339	-0,4815	-0,5662
615	0,1960	0,3889	0,5849	-0,1200	-0,2673	-0,5339
630	0,1960	0,1843	0,3803	-0,0809	-0,0809	-0,3803
645	0,1960	-0,0697	0,1263	-0,0259	0,0077	-0,1287
660	0,1960	-0,3508	-0,1548	0,0284	-0,0529	0,1483
675	0,1960	-0,6265	-0,4305	0,0640	-0,2591	0,3497
690	0,1960	-0,8594	-0,6634	0,0694	-0,5399	0,3918
705	0,1960	-1,0154	-0,8194	0,0442	-0,7800	0,2547
720	0,1960	-1,0703	-0,8743	0,0000	-0,8743	0,0000



$\varphi, \text{ П.К.В.}$

Рис. 3.5. Сили P_r, P_j, P_{dv} в МПа.

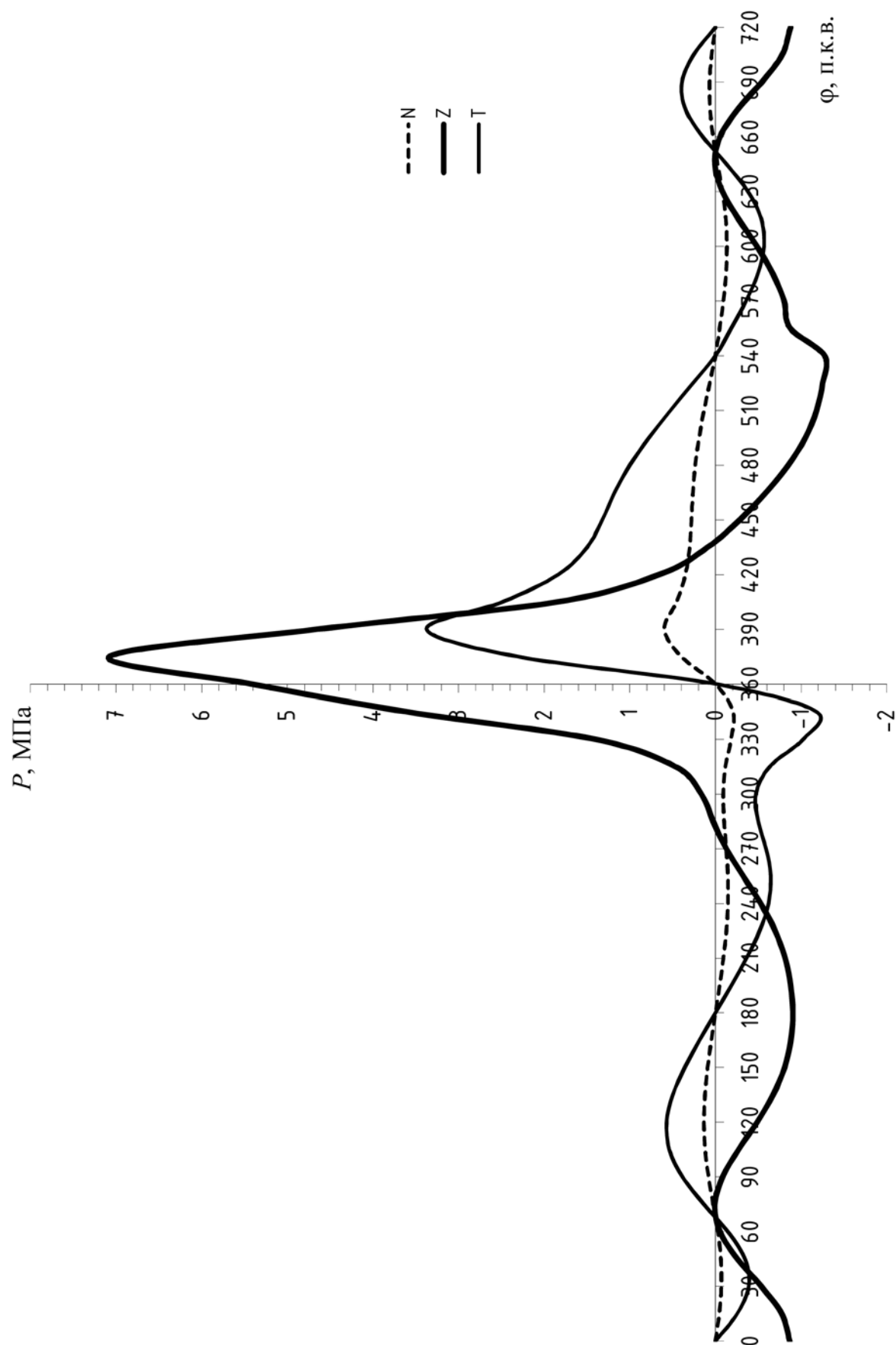


Рис. 3.6. Сили N, Z, T в МПа

3.3 Висновки по розділу

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про невірноваженість моменту другого порядку для двигуна типу Д80. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчастого валу.

					КРБ.142.3227зст.01.03.ПЗ.	Лист
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 4

Розрахунок та конструювання відцентрового насосу

4.1 Вступ

Згідно з завданням проектується насос системи охолодження двигуна типу 12ЧН 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 *Microsoft® Excel*. 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.

4.2 Визначення початкових даних для розрахунків

Розрахунок розходу води виконуємо згідно з рівнянням теплового балансу

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

З нього

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

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

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

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

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
						35
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

$$Q_\Sigma = \frac{N_e}{\eta_e} = \frac{1300}{0,402} = 3233,8 \text{ кВт}.$$

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).

$$\tilde{\delta}_{\tilde{A}} = \frac{1,378}{1,378 - 1} \cdot 287,469 = 1047,97 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни

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

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

$$\dot{Q}_{\dot{C}\dot{O}}^{ad} = 742,963 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,196}{0,103}} \right)^{\frac{1,378-1}{1,378}} = 639,08 \text{ К.}$$

Тож

$$\dot{Q}_{\dot{C}\dot{O}} = 742,963 - 0,73 \cdot (742,963 - 639,08) = 667,13 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$\dot{Q}_{\dot{A}} = 2,786 \cdot 1047,97 \cdot (667,13 - 293) = 1092,3 \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$\dot{Q}_W = \frac{0,98 \cdot 3233,8 - 1092,3 - 1300}{1,1} = 706,2 \text{ кВт.}$$

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.

$$G = \frac{706,2 \cdot 10^3}{4190 \cdot 10} = 16,8 \text{ кг/с, або } Q \approx 60 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приймемо, що питома робота насоса повинна складати $L = 430 \text{ Дж/кг}$.

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

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

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

$$\Delta l_{\text{кр}} = 430 \cdot \left(1,54 \cdot \frac{100}{1200}\right)^{\frac{4}{3}} = 27,8 \text{ Дж/кг}.$$

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

$$\omega = \frac{C \Delta l_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}, \quad \omega = \frac{1200 \cdot 27,8^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \sqrt{0,0167}} = 378,0 \text{ с}^{-1},$$

де $Q = 0,0168 \text{ і } \frac{3}{\text{л}} = 60/3600$.

Частота обертання ротору

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad n = \frac{30 \cdot 378,0}{3,14} = 3611 \text{ об/хв}.$$

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:
 $n_s = 96,9$; $C = 1200$; $\Delta l_{\text{кр}} = 26,7 \text{ Дж/кг}$; $\omega = 366,3 \text{ с}^{-1}$; $n = 3500 \text{ об/хв}$.

4.3 Визначення основних розмірів робочого колеса

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

Вхідні параметри:

D_0 – діаметр входу в робоче колесо;

D_1 – діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса;

Δ_1 – товщина лопаті на вході;

β_1 – кут установки лопаті на вході.

Вихідні параметри:

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

Δ_2 – товщина лопаті на виході з колеса;

β_2 – кут установки лопаті на виході.

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

Для визначення основних розмірів робочого колеса 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.

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

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

де $D_{1пр} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо в першому наближенні, мм.

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

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

де $k_{Co} = 0,057$ – коефіцієнт, який залежить від C ; приймаємо з рис. 4.1.

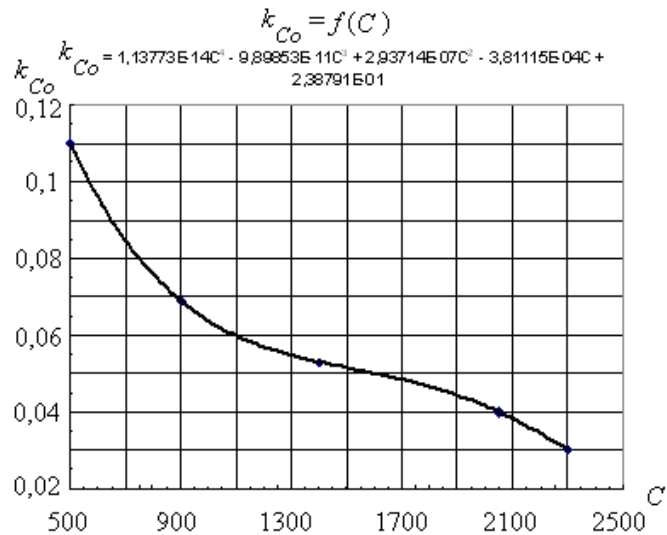


Рис. 4.1. Графік залежності $k_{Co} = f(C)$

Після підстановки

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

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

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

Після підстановки $Q_1 = \frac{0,0168}{1} = 0,0168 \text{ м}^3/\text{с}$.

Таким чином

$$D_{\text{пр}} = 4,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0167}{30 \cdot 366,3}} = 0,0797 \text{ м}.$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Крутний момент на валу ротора насоса обчислюється за формулою

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

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

$$N_{\text{в}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta}, \quad N_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot 0,0167 \cdot 430}{0,703} = 10215 \text{ Вт.}$$

Після підстановки

$$M_{\text{к}} = \frac{10215}{366,3} = 27,89 \text{ Н·м.}$$

Таким чином

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27,89}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,0168 \text{ м.}$$

Діаметр маточини робочого колеса

$$d_{\text{ст}} = 1,19 \cdot 0,0168 \approx 0,020 \text{ м.}$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_{\text{s}} = 80 \dots 120$ 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:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{р}}}{\pi \cdot c_0} + d_{\text{ст}}^2},$$

де $Q_{\text{р}}$ – розрахунковий розхід через робоче колесо насоса з врахуванням об'ємних втрат рідини через ущільнення, м³/с;

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		41

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

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

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o}, \quad Q_p = \frac{0,0167}{0,969} = 0,0172 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2}, \quad c_o = 0,057 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{0,0167 \cdot 366,3^2} = 3,36 \text{ м/с}.$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0167}{3,14 \cdot 3,36} + 0,020^2} = 0,0833 \text{ м}.$$

Приймаємо $D_0 = 0,0833 \text{ м}$ і $D_1 = 0,0754 \text{ м}$.

Тож приведений діаметр в другому наближенні

$$D_{\text{лп}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,020^2 + 0,0754^2)} = 0,0552 \text{ м}.$$

Значення гідравлічного ККД

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 55,2 - 0,172)^2} = 0,830.$$

Об'ємний ККД обчислюється за формулою

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}, \quad \eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{96,9^2}}} = 0,969.$$

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

$$\eta_{\text{мвн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}, \quad \eta_{\text{мвн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{96,9^2}} = 0,920.$$

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

$$\eta = 0,830 \cdot 0,969 \cdot 0,92 \cdot 0,95 = 0,703.$$

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;

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

$$u_1 = \frac{366,3 \cdot 0,0754}{2} = 13,81 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як

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

де $c'_{1m} = c_o = 3,36 \text{ м/с}$ – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі;

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

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

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

z – число лопатей робочого колеса насосу.

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		43

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

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276}, \quad D_2^* = \frac{0,0833}{0,002 \cdot 96,9 + 0,276} = 0,1774 \text{ м}$$

Виходячи із забезпечення мінімальних втрат, попереднє значення величини кута β_2 повинно бути обране з табл. 4.1 (орієнтовно).

Таблиця 4.1. 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 $\beta_2 = 31^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1526 + 0,0754}{0,1526 - 0,0754} \cdot \sin \frac{17 + 31}{2} = 7,81$$

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

$$\Delta S_1 = \frac{0,001}{\sin 17^\circ} = 0,0035 \text{ м.}$$

Таким чином

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0035}{3,14 \cdot 0,0754}} = 1,216.$$

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

$$c_{1m} = 3,36 \cdot 1,216 = 4,09 \text{ м/с.}$$

Тож

$$\beta_{10} = \arctg \frac{4,09}{13,81} = 16,5^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,5^\circ$

$$\beta_1 = 16,5 + 0,5 = 17^\circ.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні визначається за формулою:

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

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.

$$L_T = \frac{L}{\eta_r}, \quad L_T = \frac{430}{0,83} = 518,08 \text{ Дж/кг.}$$

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

За звичай лежить в межах $0,2 \dots 0,4$ [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 $0,55 \dots 0,65$ [1]; приймаємо $k_3 = 0,55$.

Тож

$$\psi = 0,55 + 0,6 \cdot \sin 31^\circ = 0,860.$$

Тоді

$$p = 2 \cdot \frac{0,860}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,0754}{0,1526} \right)^2} = 0,1897.$$

Після підстановки

$$L_\infty = (1 + 0,1897) \cdot 518,08 = 616,36 \text{ Дж/кг.}$$

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		45

Тож зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні

$$D_2 = \frac{2}{366,3} \cdot \left[\frac{3,62}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,62}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} \right)^2 + 616,36} \right] = 0,1526 \text{ м.}$$

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

$$B_k = 0,26 \cdot 0,1526 = 0,04 \text{ м.}$$

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

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad w_1 = \frac{4,09}{\sin 17^\circ} = 14,0 \text{ м/с;}$$

$$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}, \quad w_{10} = \frac{4,09}{\sin 16,5^\circ} = 14,41 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 визначається як

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2}, \quad u_2 = \frac{366,3 \cdot 0,1526}{2} = 27,95 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m}, \quad c_{2m} = 0,89 \cdot 4,09 = 3,62 \text{ м/с.}$$

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.

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

Після підстановки

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 31^\circ} = 0,0020 \text{ м.}$$

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		46

Тож

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0020}{3,14 \cdot 0,1526}} = 1,060.$$

Тоді

$$c'_{2m} = \frac{3,62}{1,060} = 3,42 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u} = \frac{518,08}{27,95} = 18,54 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u\infty} = \frac{L_T \cdot (1 + p)}{u_2}, \quad c_{2u\infty} = \frac{518,08 \cdot (1 + 0,1897)}{27,95} = 22,06 \text{ м/с.}$$

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

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}, \quad w_2 = \sqrt{3,62^2 + (27,95 - 18,54)^2} = 10,09 \text{ м/с.}$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченим числом лопатей $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ знаходиться з графіка (рис. 4.2) 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 1,386.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{14,0}{10,09} = 1,388.$$

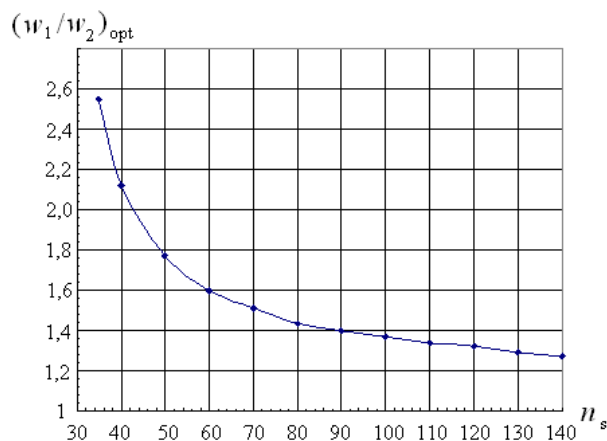


Рис. 4.2. Залежність $(w_1/w_2)_{opt}$ від n_s

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

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad w_{2\infty} = \frac{3,62}{\sin 31^\circ} = 7,04 \text{ м/с.}$$

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

Діаметр входу в робоче колесо $D_0 = 83,3$ мм

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 75,4$ мм

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

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 17^\circ$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 152,6$ мм

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

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

4.4 Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

Побудова меридіанного перетину робочого колеса (рис. 4.3) 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 $D_0, d_{ст}, d_в$. Після чого будуємо бокові стінки каналу, які огинають кола з діаметрами b_i .

Таблиця 4.2. 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	0,0754	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1526	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00772	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c'_{im}}$	0,02166	1
		0,01792	a
		0,01526	б
		0,01328	в
		0,01174	г
		0,01052	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	3,36	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями	3,42	2
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	3,372	a
		3,384	б
		3,396	в
		3,408	г
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	1,5544	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	3,3014	

В результаті розрахунку меридіанного перетину робочого колеса була отримана таблиця результатів (табл. 4.3), за даними якої можлива його ескізна проробка.

Таблиця 4.3. Результати розрахунку меридіанного перетину робочого колеса

Радіуси, м	R_1	a	b	c	d	R_2
	0,0377	0,0454	0,0531	0,0609	0,0686	0,0763
Ширини каналів, м	0,0217	0,0179	0,0153	0,0133	0,0117	0,0105
	b_1	a	b	c	d	b_2

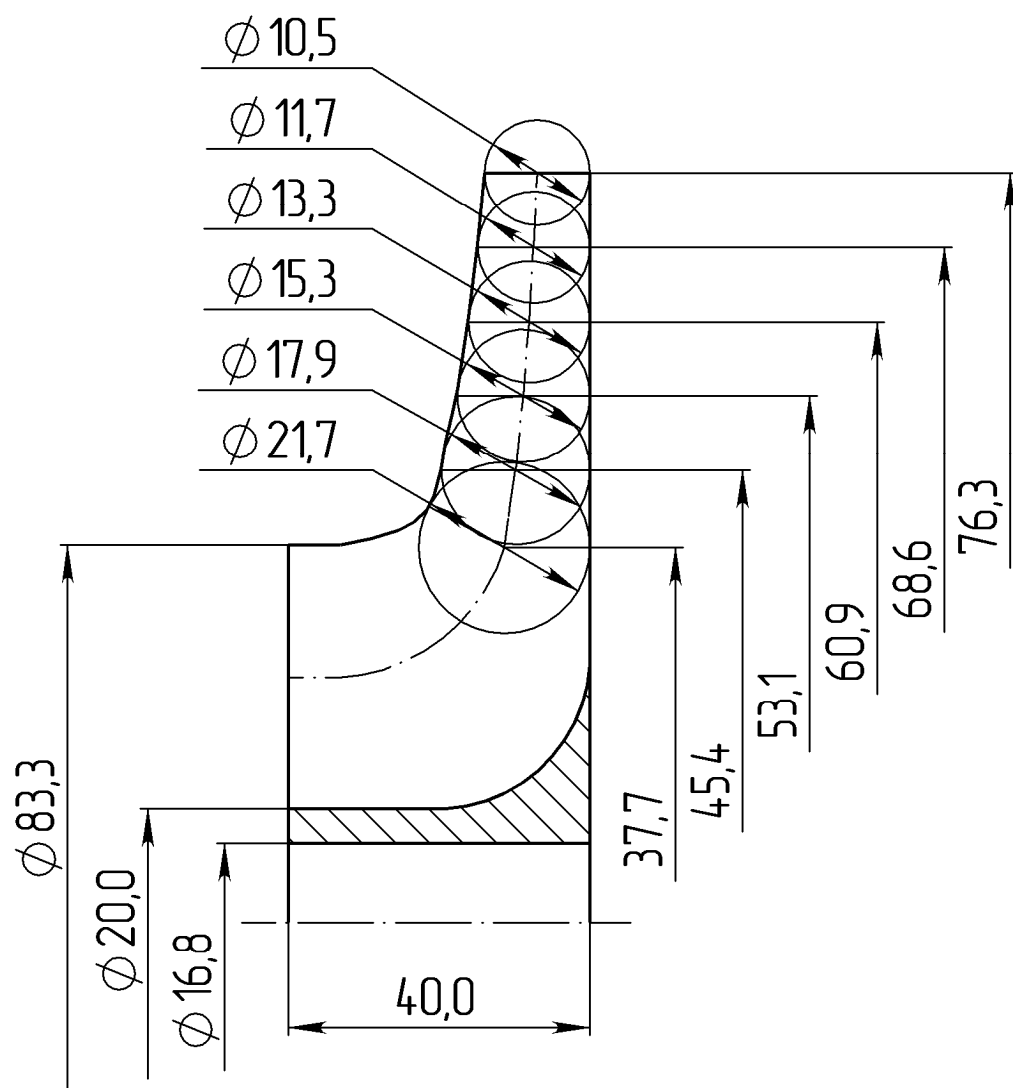


Рис. 7. Меридіанний перетин робочого колеса

					Меридіанний перетин робочого колеса	Лист.			Масса	Масштаб
										1:1
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		Лист			Листов	
Разраб.										
Проверил										
Н. контр.										
Утв.									НУК	
									им. адм. Макарова	

4.5 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 4 та таблиця результатів розрахунку 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 4.4. 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	0,0754	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1526	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00386	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0377	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0416	a
		0,0454	б
		0,0493	в
		0,0531	г
		0,0570	д
		0,0609	e
		0,0647	ж
		0,0686	з
		0,0724	и
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0763	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-12,176	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	4,54904	
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	4,09	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в ро-	4,043	a
		3,996	б

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
	бочому колесі н різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	3,949	в
		3,902	з
		3,855	д
		3,808	е
		3,761	жс
		3,714	з
		3,667	и
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	3,62	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-180,31	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	20,7977	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	14	1
w_i , м/с	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	13,304	а
		12,608	б
		11,912	в
		11,216	з
		10,52	д
		9,824	е
		9,128	жс
		8,432	з
		7,736	и
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	7,04	2

Таблиця 4.5. Результати розрахунку середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \operatorname{tg} \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta \varphi_i = \frac{180}{\pi} \times$ $\times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta \varphi_i$	$R_i,$ м
1	16,99	86,83	81,13	70,66	0	0	0,0377
<i>a</i>	17,70	75,43			17,95	17,95	0,0416
<i>б</i>	18,49	65,88	61,82	54,23	15,63	33,59	0,0454
<i>в</i>	19,37	57,75			13,68	47,27	0,0493
<i>з</i>	20,37	50,71	47,63	41,81	12,00	59,27	0,0531
<i>д</i>	21,51	44,55			10,54	69,81	0,0570
<i>е</i>	22,82	39,08	36,62	31,94	9,25	79,06	0,0609
<i>жс</i>	24,34	34,17			8,10	87,16	0,0647

<i>z</i>	26,15	29,72	27,68		7,07	94,23	0,0686
<i>u</i>	28,31	25,64			6,13	100,35	0,0724
2	30,96	21,86		23,75	5,26	105,61	0,0763

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.

4.6 Розрахунок спірального відвідного каналу

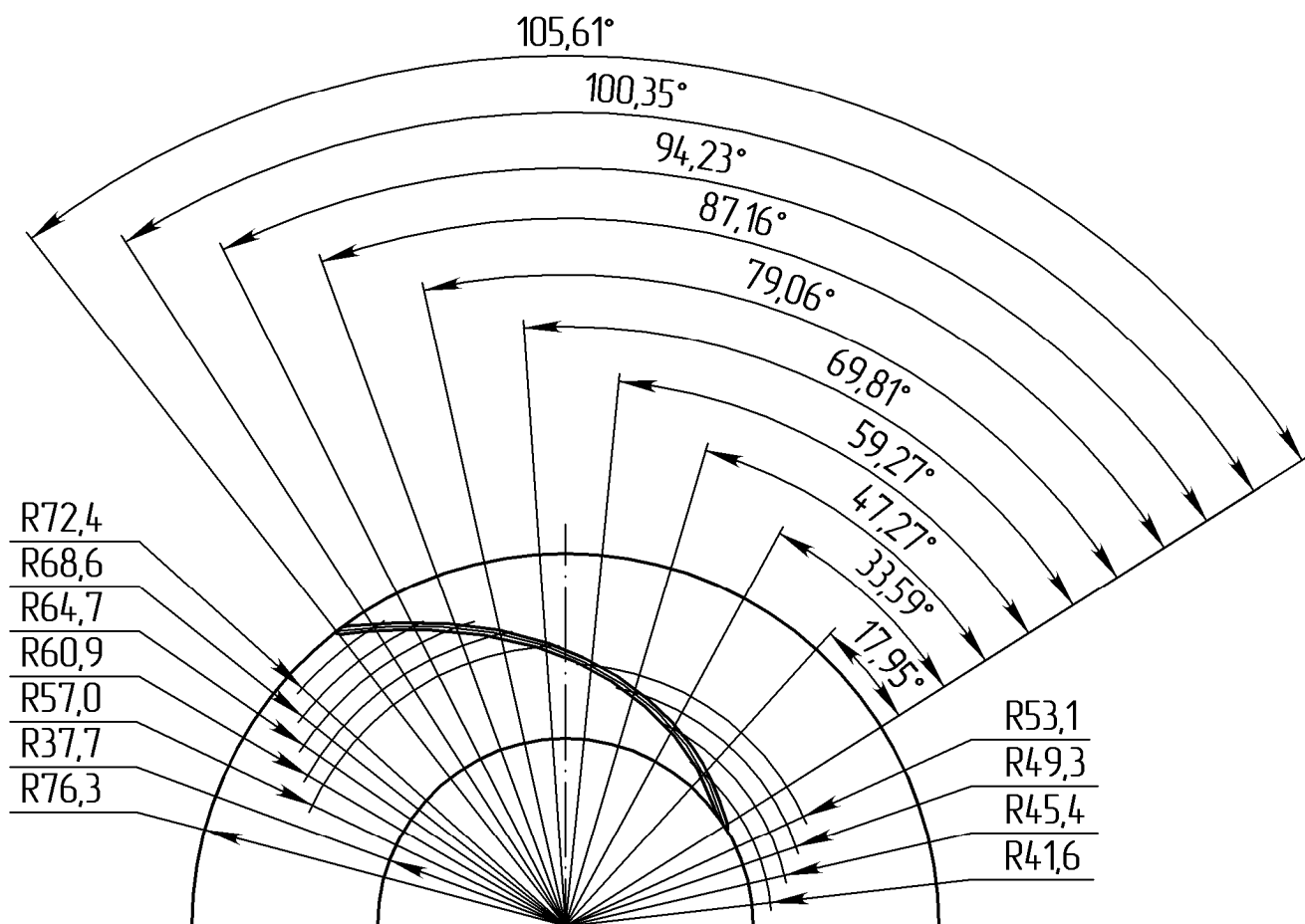
Відвідний канал охоплює робоче колесо по зовнішньому периметру і призначений для прийняття рідини від робочого колеса та направлення її до напірного патрубку (дифузору) і далі в напірну магістраль. Відводи не приймають участь в створенні напору, а перетворюють частину швидкісного напору в статичний напір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

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



					Лопать рабочего колеса в плане	Лист.			Масса	Масштаб
										1:2
Изм./Лист	№ докум.		Подп.	Дата		Лист			Листов	
Разраб.										
Проверил										
Н. контр.										
Утв.						НУК				
						им. адм. Макарова				

Спіральний відвід являє собою криволінійний дифузорний канал, який зазвичай закінчується дифузором з прямою віссю (прямовісним дифузором). Форма поперечних перетинів спірального відводу для обраного закону зміни швидкості води за радіусом може бути тільки трапецієвидною. Така форма поперечного перетину каналу дозволяє реалізувати закон постійності моменту швидкості рідини $R \cdot c_u = const$ по всій площі кожного перетину 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, віддалених на 45° один від одного.

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

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

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

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

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

$$R_2 = \frac{0,1526}{2} = 0,0763 \text{ м.}$$

Тоді

$$R_3 = 1,04 \cdot 0,0763 = 0,080 \text{ м.}$$

Приріс радіусу

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
						56
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$\Delta R = 0,0625 \cdot 0,080 = 0,005 \text{ м.}$$

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.

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2, \quad b_3 = 0,0105 + 0,03 \cdot 0,1526 = 0,014 \text{ м.}$$

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

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

$$R_я = R_3 + \Delta Я, \quad R_я = 0,080 + 0,001 = 0,081 \text{ м.}$$

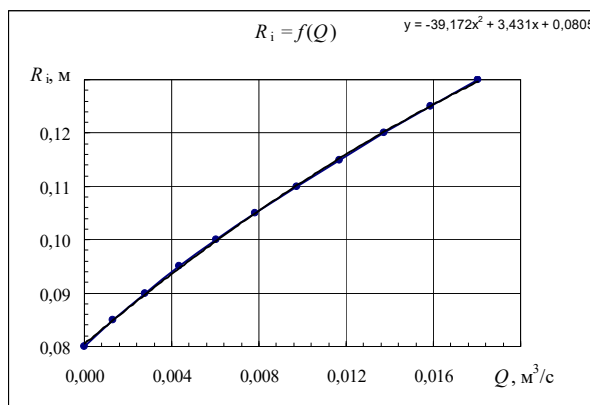


Рис. 4.5. Залежність внутрішнього радіуса спіральної поверхні відводу від розходу

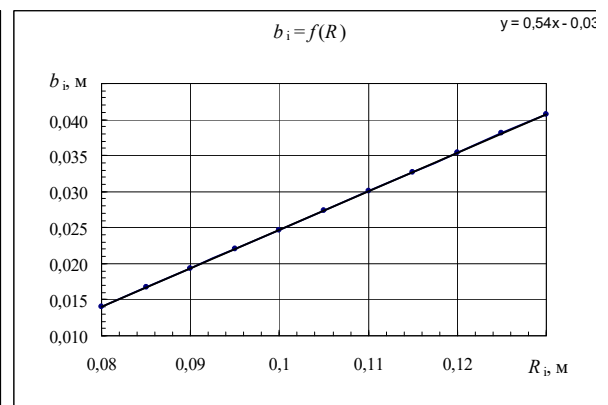


Рис. 4.6. Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіуса спіральної поверхні відводу

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 4.5 і 4.6 приведені в табл. 4.8, яка є вибіркою результатів розрахунків обчислених в табличній формі (табл. 4.6, 4.7).

Таблиця 4.6. 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.	0,080	R_3
		0,085	a
		0,090	b
		0,095	v
		0,100	z
		0,105	d
		0,110	e
		0,115	$ж$
		0,120	$з$
		0,125	$и$
		0,130	$к$
		0,135	$л$
		0,140	$м$
		0,145	$н$
		0,150	$о$
		0,155	$п$
		0,160	$р$
$b_i, \text{ м}$	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах: $b_i = b_3 + 2 \cdot (R_i - R_3) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	0,014	b_3
		0,017	a
		0,019	b
		0,022	v
		0,025	z
		0,027	d
		0,030	e
		0,033	$ж$
		0,035	$з$
		0,038	$и$
		0,041	$к$
		0,043	$л$
		0,046	$м$
		0,049	$н$
		0,051	$о$
		0,054	$п$
		0,057	$р$

Таблиця 4.7. Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_i = \frac{b_i}{R_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta Q = \frac{L_r}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$, м³/с	$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^i \Delta Q$, м³/с
<i>Вз</i>	0,1750	0,1856	0,0000	0,0000
<i>а</i>	0,19621		0,0013	0,0013
<i>б</i>	0,21507	0,2235	0,2056	0,0015
<i>в</i>	0,23194		0,0016	0,0028
<i>г</i>	0,24712	0,2540	0,2395	0,0017
<i>д</i>	0,26086		0,0018	0,0043
<i>е</i>	0,27335	0,2791	0,2671	0,0017
<i>жс</i>	0,28475		0,0019	0,0060
<i>з</i>	0,2952	0,3000	0,2900	0,0018
<i>и</i>	0,30482		0,0020	0,0078
<i>к</i>	0,3137	0,3178	0,3093	0,0021
<i>л</i>	0,32192		0,0021	0,0097
<i>м</i>	0,32955	0,3331	0,3257	0,0117
<i>н</i>	0,33665		0,0022	0,0138
<i>о</i>	0,34329	0,3464	0,3464	0,0159
<i>п</i>	0,34949		0,0022	0,0181
				0,0203
				0,0226
				0,0250
				0,0274
				0,0299

В табл. 4.7 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 $Q = 0,0181 \text{ м}^3/\text{с}$ перевищує заданий $0,0167 \text{ м}^3/\text{с}$ менше, ніж на 2 %. Тож його відмічаємо як граничне. Результати розрахунків значень розходів, радіусів і ширин з табл. 4.6 і 4.7 переносяться в табл. 4.8 до виділеного значення Q .

Таблиця 4.8. Результати розрахунку

Перетини	Q , м³/с	R_i , м	b_i , м
0	0,0000	0,080	0,0140
<i>а</i>	0,0013	0,085	0,0167
<i>б</i>	0,0028	0,09	0,0194
<i>в</i>	0,0043	0,095	0,0220
<i>г</i>	0,0060	0,1	0,0247
<i>д</i>	0,0078	0,105	0,0274
<i>е</i>	0,0097	0,11	0,0301
<i>жс</i>	0,0117	0,115	0,0327
<i>з</i>	0,0138	0,12	0,0354
<i>и</i>	0,0159	0,125	0,0381
<i>к</i>	0,0181	0,13	0,0408

Таблиця 4.9. Розміри поперечних перетинів відводу для різних кутів обхвату

φ_i	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
R_φ , мм	81	88	95	102	108	114	120	125	130
b_φ , мм	13,5	17,5	21,4	25,0	28,5	31,7	34,7	37,5	40,0
h_φ , мм	1	9	16	22	29	35	40	45	50

За даними табл. 4.9 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. 4.8.

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,13 - 0,080) \cdot (0,0408 + 0,014)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0201 \text{ м.}$$

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

Приймаємо $c_{тр} = 4$ м/с.

Радіус кінцевого перетину дифузору визначається за формулою

$$R_{тр} = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot c_{тр}}}, \quad R_{тр} = \sqrt{\frac{0,0167}{3,14 \cdot 4}} = 0,0365 \text{ м.}$$

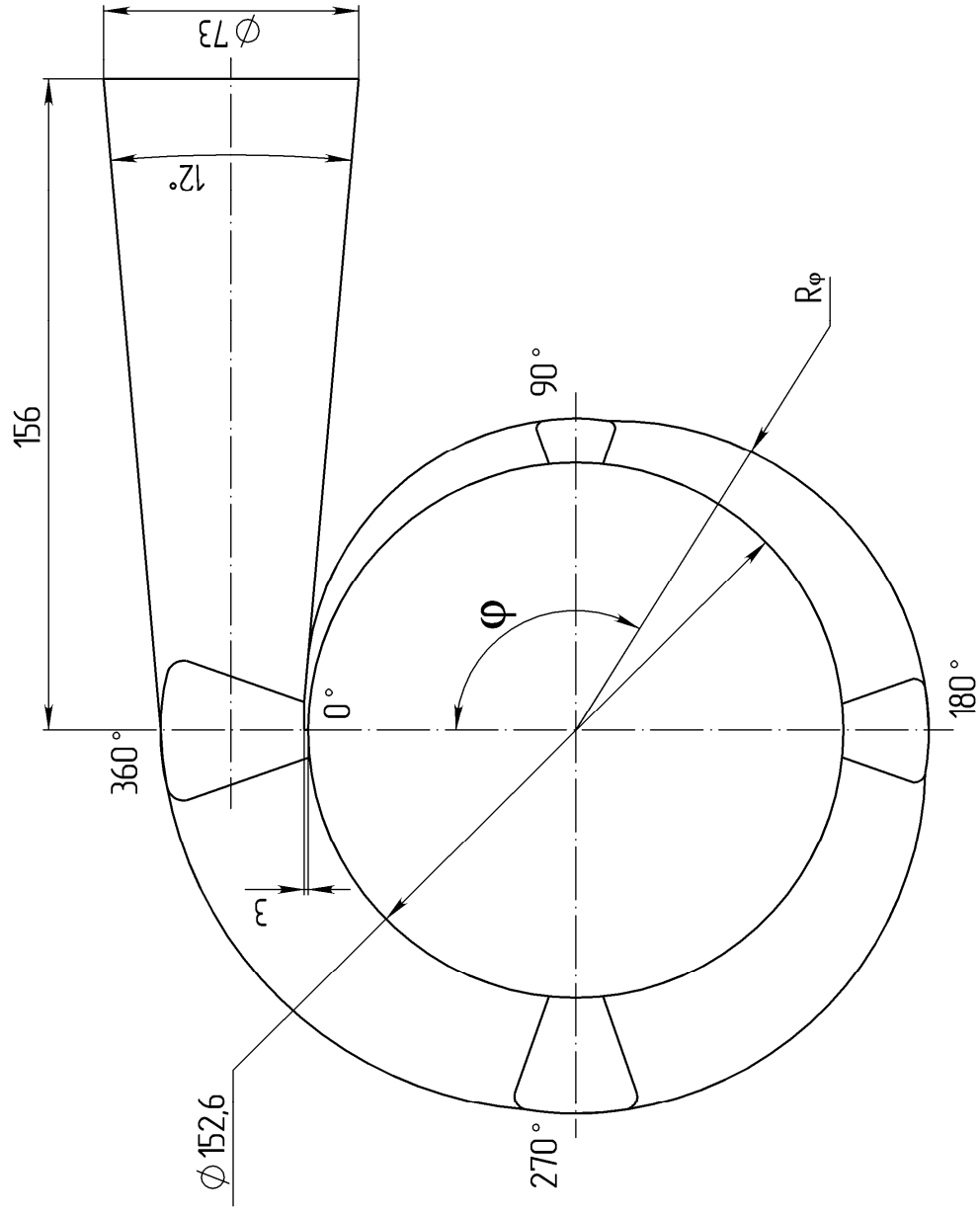
Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [1] 8...12 градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини; приймаємо $\sigma = 12^\circ$.

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

$$L_d = \frac{R_{тр} - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}}, \quad L_d = \frac{0,0365 - 0,0201}{\operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 0,156 \text{ м.}$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 260 мм, а довжина дифузора 156 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.

[illegible]

4.7 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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{4,09}{13,81} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{4,09}{13,81}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,27,$$

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

$$\Delta l_{\text{кр}} = 0,27 \cdot \frac{(366,3 \cdot 0,0754)^2}{8} + \frac{4,09^2}{2} \cdot (0,27 + 1,2) = 38,04 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

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

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 2338}{999,13} - 1,1 \cdot 38,04 - 4 \right) = 5,3 \text{ м.}$$

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

4.8 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 побутового водопостачання – прісної побутової води;
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

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

Ротор складається з робочого колеса, яке закріплене на валу за допомогою шпонки та гайки-обтічника.

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

На валу є бронзова втулка, яка запобігає витирання ротора об сальник. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпонковий паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом.

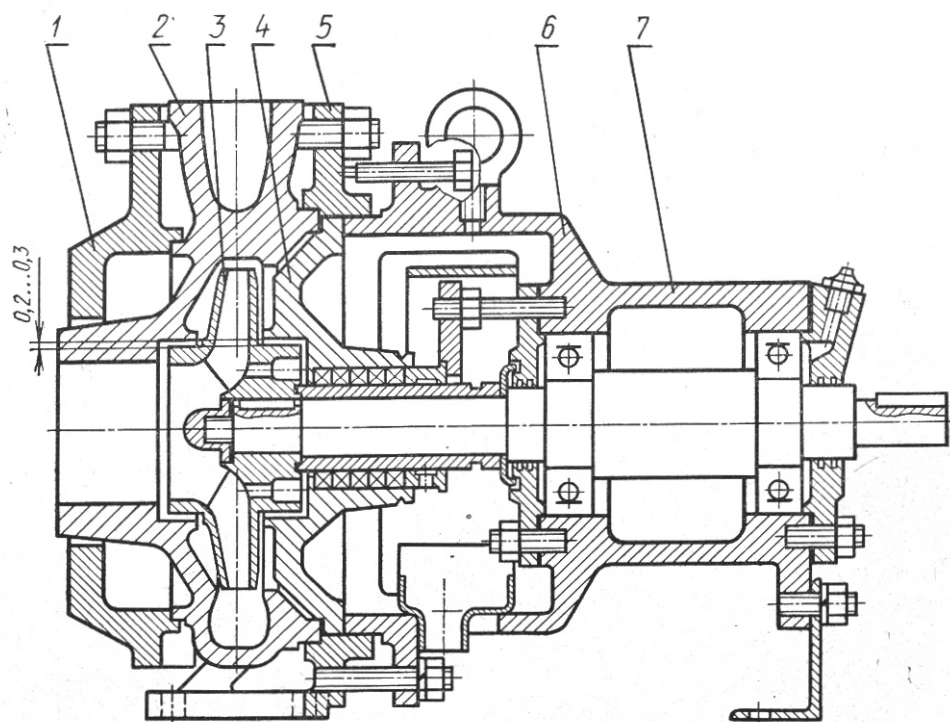


Рис. 4.8. Відцентровий насос системи охолодження

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 сальникове ущільнення. З боку колеса в отвір кришки вставлена упорна кришка сальника.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.

Лист

65

Сальникове ущільнення складається з сальникового набивки 5, розділеною на дві частини водорозподільним кільцем. До цього кільця через отвір в стінці каналу кришки корпусу, виконаного для розміщення ущільнення і під прохід валу, підводиться вода з порожнини відводу по свердленню в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискається. Кришка сальникового ущільнення виконана з двох частин, що забезпечує її розбирання і витягання з ліхтаря без розбирання насоса при поточному ремонті сальникового 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 сальникового ущільнення. Через вікно також забезпечується видалення води, яка протікає назовні через сальник при роботі насоса.

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.

При роботі насосу 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 заповнені водою. При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному оберта-

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
						66
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

льному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатєвих 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 переміщаються 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.

У даному насосі внутрішні витоки пов'язані тільки з паразитними токами в передньому щільному ущільненні.

Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може прокачуватися водою з цієї області. Нормальна робота сальникового ущільнення у такому разі забезпечується подачею до сальника води через спеціальний канал в корпусі, що підводить воду з відводу, в якому тиск близький до максимального у водяному тракті насоса. Вода підводиться приблизно в середню частину ущільнення, де встановлене водорозподільне кільце, яке запобігає запиранню сальниковою набивкою водопрокачуючого каналу. При цьому частина води що подається, йтиме в насос, а частина буде виходити назовні через отвір у втулці. При нормальній роботі

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		67

сальникового ущільнення вода буде капати зовні тільки при працюючому насосі, в кількості 5...10 крапель за хвилину.

4.9 Висновки по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування насосу для системи охолодження двигуна типу 12ЧН 26/27. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроекований відцентровий насос має розхід рідини $Q = 60 \text{ м}^3/\text{год}$, яку спроможний всмоктувати з висоти 5,3 м. ККД насосу $\eta = 0,703$ (що допустиме для таких насосів). Насос споживає 10,2 кВт енергії при 3500 об/хв. На виході з насосу рідина має швидкість 2,0 м/с.

					КРБ.142.3227зст.01.04.ПЗ.	Лист
						68
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Розділ 5

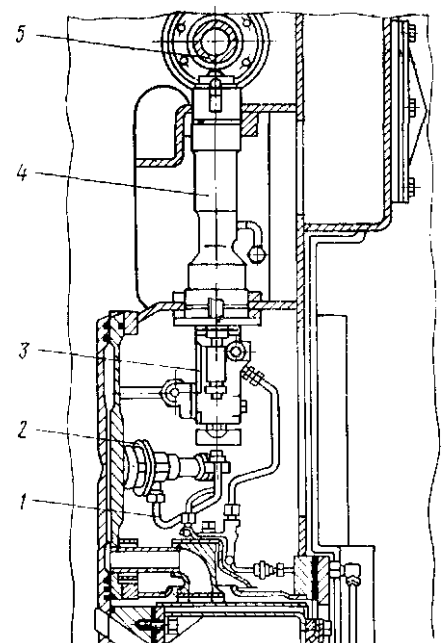
Розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна

5.1 Паливна система

Система паливоподачі повинна виконувати чотири функції: дробити паливо на дрібні частинки, дозувати (вимірювати і змінювати кількість палива що подається), забезпечувати певний закон зміни кількості палива в період подачі, забезпечувати впорскування палива в період, коли поршень знаходиться поблизу ВМТ. Залежно від особливостей підсистем і елементів системи, що забезпечують виконання перелічених функцій, а також від принципової схеми об'єднання цих частин воедино, паливні системи класифікують за багатьма ознаками.

Кожен циліндр (рис. 5.1) обслуговується двома паливними насосами 3. Паливний насос нагнітає паливо по трубці високого тиску 1 в форсунку 2.

Паливо, що просочилося через зазори в розпилювачі форсунки, стікає по трубках у зливний колектор і через систему труб відводиться в паливний бак.



5.1.1 Класифікація системи паливоподачі

За принципом дії система безпосереднього впорскування. У системах безпосереднього впорскування підвищення тиску палива і його подача проводяться періодично, під час нагнітального ходу насоса.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

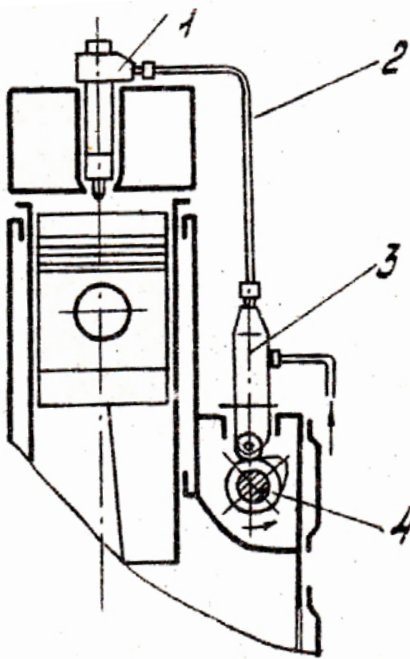


Рис. 5.2. Схема системи безпосереднього уприскування палива

На рис. 5.2 наведена схема системи паливоподачі безпосереднього вприскування. Паливо в циліндр подається через форсунку 1, встановлену в спеціальний отвір в кришці циліндра.

Призначення форсунки – роздрібнити паливо на дрібні частинки і розсіяти їх рівномірно в камері згоряння. До форсунки паливо підводиться по трубці високого тиску 2 від насоса високого тиску 3 (рис. 5.2).

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) призначений для подачі порції палива до форсунки при тиску в декілька разів більшому, ніж тиск у циліндрі і для зміни при необхідності кількості палива. Робота ПНВТ відбувається під дією паливної кулачної шайби 4, що обертається завдяки крутному моменту. Паливна кулачна шайба забезпечує роботу ПНВТ таким чином, щоб подача палива в циліндр відбувалася в потрібний період часу і за певним законом.

5.1.2 Особливості компонування на двигуні системи паливоподачі:

- з автономним паливопідкачувальним насосом;
- з навішаними паливними фільтрами;
- з індивідуальними ПНВТ;
- з двома форсунками на кожному циліндрі двигуна.

Паливопідкачувальний насос призначений для подачі палива при тиску 0,4 МПа через фільтри до ПНВТ, розташовується поза двигуном і має самостійний електричний привід.

Паливні фільтри знаходяться безпосередньо на двигуні.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Системи паливоподачі безпосереднього впорскування з індивідуальними ПНВТ характеризуються наявністю на кожному циліндрі двох насосів високого тиску.

Паливопідкачувальний насос через фільтри подає паливо в загальний колектор, з якого воно надходить в ПНВТ. Кожен ПНВТ приводиться в рух своєї кулачної шайбою, розташованою на загальному розподільчому валу, що має крім шайб кулачні шайби, які керують відкриттям і закриттям робочих клапанів.

5.1.2 ПНВТ

Паливні насоси плунжерного типу з постійною величиною ходу плунжера. Регулювання подачі насосом палива здійснюється положенням відсічної кромки плунжера в кінці ходу нагнітання.

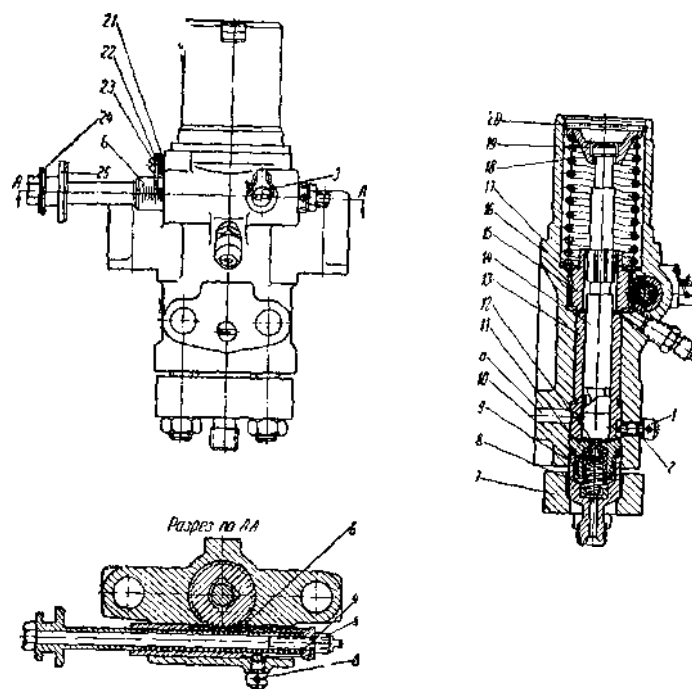


Рис. 5.3. Паливний насос:

1 - стопорний гвинт гільзи плунжера; 2 - прокладка; 3 - стопорний гвинт рейки; 4 - пружина; 5 - гайка; 6 - регулювальна рейка; 7 - фланець; 8 - пружина клапана; 9 - натискний штуцер; 10 - прокладка клапана; 11 - сидло клапана; 12 - нагнітальний клапан; 13 - гільза поршень; 14 - плунжер; 15 - шестерня плунжера; 16 - корпус насоса; 17 - кільце пружини; 18 - пружина плунжера; 19 -

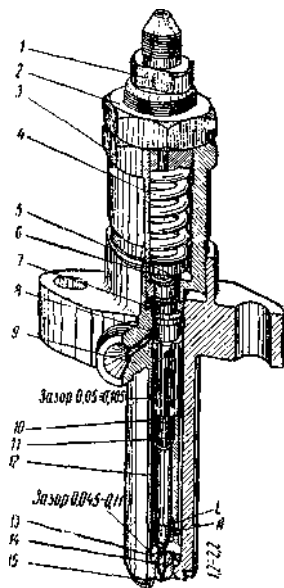
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

тарілка пружини; 20 - стопорне кільце; 21 - прокладка; 22 - стрілка; 23 - гвинт; 24 - регулювальний болт рейки; 25 - поводкова втулка рейки

Насоси встановлюються на дизелі у вертикальному положенні з напрямком нагнітання вниз. У зв'язку з цим загальноприйняті поняття верхньої та нижньої мертвих точок для цих насосів замінюються протилежними.

5.1.3 Форсунки

На дизелі встановлені форсунки закритого типу (рис. 5.5).



Основні деталі форсунки: розпилювач, сопловий наконечник, штовхач, щілинний фільтр, пружина, стакан пружини монтуються в сталевому корпусі 9. Розпилювач складається з корпусу 12, голки 11 і обмежувачі підйому голки 10.

Голка і корпус є прецизійної парою; деталі пари ретельно притираються між собою за циліндричної поверхні

Рис. 5.5. Форсунка: 1 - пробка; 2 - контргайка 3 - стакан пружини; 4 - пружина форсунки; 5 - тарілка пружини; 6 - штовхач; 7 - кільце; 8 - щілинний фільтр 9 - корпус форсунки; 10 - обмежувач підйому голки 11 - голка розпилювача; 12 - корпус розпилювача; 13 - сопловий наконечник; 14 і 15 - прокладки ущільнення.

Заміна однієї з деталей у цій парі не допускається. Деталі розпилювача виготовляються з високоякісних сталей: корпус розпилювача із сталі 18X2H4BA (ГОСТ 4543-57), голка - із сталі Р18 (ГОСТ 5952-51).

Корпус розпилювача установлюється в розточці корпусу форсунки з малим діаметральним зазором (0,045...0,110 мм), щоб виключити можливість його перекосу і деформації.

Пружина 4 форсунки (див. рис. 5.5) зтягнута на постійний початковий тиск впорскування палива 210 кг/см^2 , що забезпечує якісне розпилювання палива при подачі в циліндр. Сферичні поверхні штовхача 6 і тарілки 5 забезпечують співвісність деталей, усуваючи поява бічних зусиль на голку розпилювача. Величина зтягування пружини форсунки строго контролюється при виготовленні форсунки і в умовах експлуатації.

Щілинний фільтр 8, що представляє собою сталевий циліндричний стрижень, встановлений в корпусі форсунки з зазором $0,05 \dots 0,105 \text{ мм}$. Паливо може надходити до розпилювача тільки через зазор між фільтром і корпусом форсунки, а частинки механічних домішок великі за величиною, ніж зазор, затримуються фільтром. Чисте паливо проходить у порожнину А форсунки (див. рис. 5.5) і під його тиском на поверхню голки долається зусилля зтягування пружини і голка підводиться. Впорскування палива відбувається через три отвори розміром $0,56 \text{ мм}$ в сопловому наконечнику 13. Для нормальної роботи форсунки сопловий наконечник повинен виступати над торцем її корпусу на $1,2 \dots 2,2 \text{ мм}$. Величина підйому голки розпилювача встановлюється в межах $0,4 \dots 0,5 \text{ мм}$, регулюється товщиною обмежувача 10.

Стик між форсункою і камерою згоряння циліндра ущільнюється мідним кільцем (прокладкою 15).

Форсунки розраховані на тривалий строк служби, однак у профілактичних цілях необхідно перевіряти їх роботу на стенді через $6 \dots 8$ тис. км пробігу тепловоза.

Форсунки взаємозамінні, тобто можуть бути встановлені на будь-який циліндр дизеля. Тим не менше для стабільної роботи дизеля форсунки мають клейма, що визначають їх положення на кожному циліндрі. Рекомендується після зняття та перевірки форсунок встановлювати їх на свої місця.

5.1.4 Паливopідкачyючий насос

Паливopідкачyючий насос служить для підйому палива з бака, подолання втрат тиску в фільтрах і подачі палива до паливних насосів дизеля під тиском, що гарантує надійне заповнення їх надплунжерного простору, а та-

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						73
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

кож для забезпечення циркуляції палива в системі. Паливopідкачуючі насоси дизеля типу Д80 представляють собою швидкохідні шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням.

Паливopідкачуючий насос такого типу (рис. 5.6) складається з чавунного корпусу 9 і кришки 10, що має серпоподібний виступ С. В кришку запресована вісь 11, на якій вільно обертається ведена (мала) шестерня 1. Ця шестерня входить у зачеплення із внутрішнім зубчастим вінцем 12, складає одне ціле з ведучим валиком 3, який з'єднаний з електродвигуном. Зовнішня циліндрична поверхня зубчастого вінця пришліфована в розточці корпусу, а вершини зубів нижньої поверхні серповидного виступу з кришкою.

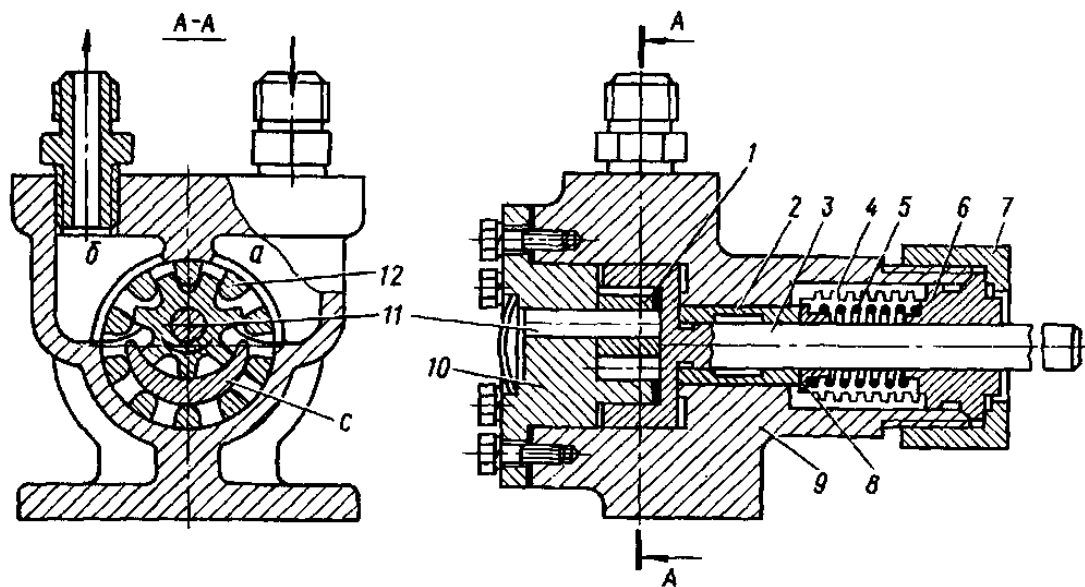


Рис. 5.6. Паливopідкачуючий насос

Паливо через штуцер надходить у порожнину а, заповнює западини між зубцями і при обертанні шестерень за годинниковою стрілкою, як показано на рис. 5.6, двома потоками: один між зубами малої шестерні 1 і верхньою поверхнею серповидного виступу з, інший – між нижньою поверхнею виступу з і циліндричною поверхнею розточення корпусу 9 надходить у порожнину б, а звідти – в нагнітальну магістраль паливної системи.

При випробуваннях насоса допускається просочування палива по ущільненню валика не більше однієї краплі в хвилину.

5.1.5 Паливні фільтри

Паливні фільтри служать для постійного очищення палива, необхідні для надійної експлуатації дизеля на тепловозі. В паливну систему дизеля зазвичай включають не менше трьох-чотирьох паливних фільтрів. Відповідно за призначенням їх можна розділити на фільтри попередньої, грубої і тонкої очистки.

Фільтри попередньої очистки розташовувані в горловинах паливних баків, затримують лише дуже великі частинки. Призначення цих фільтрів (сіток) – виключити можливість засмічення паливопроводів.

Фільтри грубого очищення затримують частинки розмірами крупніше 50...100 мкм. Фільтри тонкого очищення повинні надійно затримувати частинки розмірами більше 4...5 мкм.

Всі паливні фільтри, що застосовуються на тепловозних дизелях, складаються з двох основних частин: корпусу і фільтруючих елементів. Незалежно від конструкції фільтруючі елементи повинні мати мінімальний гідравлічний опір, бути компактними, простими, не вимагати складного догляду і служити досить довго. Природно, що матеріал фільтруючих елементів повинен бути недорогим.

Фільтри грубого очищення в паливній системі двигуна складаються з двох циліндричних корпусів, сполучених між собою загальною кришкою з триходовим краном. В кожному з корпусів розміщений фільтруючий елемент. В залежності від положення рукоятки крана можлива робота фільтра з паралельним включенням обох елементів або на будь-якому (правому або лівому) одному елементі. Нормальним режимом є робота на обох елементах (при вертикальному положенні рукоятки крана). Робота на одному елементі допускається лише при несправності іншого.

Проволочно-щілинні фільтруючі елементи фільтрів грубої очистки (рис. 5.7). Робочий елемент фільтра являє собою гофрований каркас циліндричної форми, на який намотаний щільно (виток до витка) в один шар латунний дріт трапецеїдального профілю. Зазори між витками дроту, розмір яких

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						75
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

складає 0,09 мм, і утворюють фільтруючу поверхню. Для збільшення площі цієї поверхні кожен елемент має два фільтруючих циліндра 2 і 4, зовнішній і внутрішній. Працюють вони паралельно, пропускаючи паливо з порожнини Б, утвореної ковпаком 3, і простором між циліндрами у внутрішню порожнину очищеного палива А, звідки паливо відводиться по каналу в центральному стрижні.

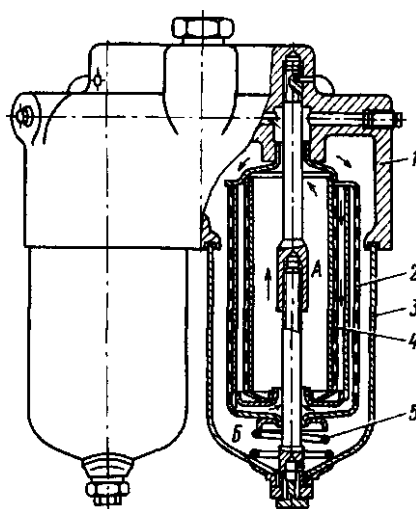


Рис. 5.7. Проволочно-щілинний фільтр грубої очистки

Фільтруючий елемент ущільнюється в корпусі 1 пружиною 5.

Фільтри тонкої очистки палива чотирьохсекційні. Секції фільтра об'єднані загальним чавунним корпусом.

5.1.6 Паливні трубки високого тиску

Паливна трубка високого тиску являє собою сталеву товстостінну трубку малого прохідного перерізу, на кінцях якої є з'єднання для кріплення трубки до ПНВТ і форсунки.

Розрахунок паливної системи двигуна типу Д80

Циклова подача палива:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{\text{дв}} i} \text{ г/цикл,}$$

де $g_e = 0,2098 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 1300 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$\tau = 4$ – коефіцієнт тактності;

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.

Лист

76

$n = 850$ об/хв – частота обертання колінчатого валу;

$i = 12$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ö}} = \frac{0,2098 \cdot 1300 \cdot 4}{120 \cdot 850 \cdot 12} = 0,89 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл.}$$

Запас палива

$$G_{\text{тт}} = [K_{\text{м}} (g_{\text{е}} N_{\text{е}})] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт, який враховує можливе збільшення витрати палива;

$\tau = 20$ – час ходового режиму, годин;

$$G_{\text{ö}} = [1,1 \cdot (0,2098 \cdot 1300)] \cdot 10^{-3} = 3,0 \text{ т.}$$

Об'єм витратної цистерни

$$V = (G_{\text{п}} / \rho_{\text{п}}) K_1 K_2 \cdot 10^3, \text{ м}^3.$$

де $\rho_{\text{п}} = 830 \text{ кг/м}^3$ – щільність палива;

$K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захащення цистерни;

$K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, який враховує мертвий об'єм цистерни.

$$V = \frac{3,0}{830} \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 3,8 \text{ м}^3.$$

Продуктивність паливопідкачуючого насоса (ППН):

$$W_{\text{пн}} = K_3 N_{\text{е}} g_{\text{е}} / \rho_{\text{п}}, \text{ м}^3 / \text{год},$$

де $K_3 = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу подачі палива.

$$W_{\text{пн}} = \frac{1,5 \cdot 1300 \cdot 0,2098}{830} = 0,49 \text{ м}^3 / \text{год.}$$

Потужність привода ППН:

$$N = W_{\text{пн}} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta), \text{ кВт},$$

де, $p = 0,5 \text{ МПа}$ – тиск нагнітання;

$K_4 = 1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу потужності;

$\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД ППН.

$$N = \frac{0,49 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 0,7} \cdot 10^3 = 0,15 \text{ кВт.}$$

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						77
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Площа поверхні фільтруючих елементів:

$$F_{\phi} = W_{\text{пн}} / (3600 \nu_{\text{т}} K_{\text{ж.п}}) \text{ м}^2,$$

де $\nu_{\text{т}} = 0,02 \dots 0,05 \text{ м/с}$ – швидкість фільтрації;

$K_{\text{ж.п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\phi} = \frac{0,49}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 0,034 \text{ м}^2.$$

5.2 Масляна система

Масляна система (система мащення) дизеля на тепловозі виконує кілька функцій. Головна з них – підтримання необхідного тиску масла для забезпечення режиму рідинного тертя в підшипниках колінчастого валу і інших тертьових вузлах дизеля, а також для можливості змащення його циліндро-поршневої групи.

Крім того, масляна система служить для охолодження поршнів дизеля і відведення теплоти, що утворюється при терті, від змащення вузлів дизеля і його агрегатів, а також для видалення з робочих поверхонь тертьових вузлів дизеля продуктів їх зносу.

Для виконання цих функцій масляна система повинна бути замкнутою, циркуляційною. Вона складається з внутрішньої масляної системи дизеля і зовнішньої системи, яка забезпечує циркуляцію, охолодження і очищення масла.

5.2.1 Опис масляної системи

Насправді, насос дизеля має витрату $120 \text{ м}^3/\text{ч}$. Так як в масляну систему заливається приблизно 1500 кг масла ($1,67 \text{ м}^3$), то весь об'єм масла за годину перекачується $120/1,67 = 72$ рази. Таким чином, все коло циркуляції масло проходить менш ніж за одну хвилину. При такій інтенсивній циркуляції в олії з часом відбуваються різні фізико-хімічні процеси, які погіршують властивості («старіння» масла).

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						78
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

5.2.2 Класифікації масляної системи

- Система з примусовою подачею масла до споживача нагнітається спеціальним насосом.

За кількістю сортів масла – одномасляна система.

- В одномасляних системах для всіх споживачів двигуна використовується один сорт масла.

- В залежності від особливостей змащення поверхні циліндра система з організованою подачею масла.

У системах з організованою подачею масла підведення мастила на поверхню втулки циліндра здійснюється через спеціальні свердління в циліндрі і систему маслопроводів. Масло може надходити із загальної магістралі (в одномасляних системах) або від спеціального насоса, лубрикатора. В останньому випадку масло на поверхню циліндра надходить не постійно, а періодично – в моменти, коли поршень знаходиться в контакті з маслопідвідним каналом.

- За особливостями збору масла в картері двигуна система з мокрим картером. В системах змащення з мокрим картером піддон (або фундаментна рама) служить в якості цистерни, в якій знаходиться масло.

5.2.3 Складові системи

- Масляний насос. Для циркуляції мастила під тиском у системі дизеля на передній стінці опорної плити насосів встановлений масляний шестерневий насос (рис. 5.8). Насос приводиться в обертання від колінчастого валу через еластичну шестеренну передачу і зубчастий повідець 8, посаджений на шліцах провідної шестерні 2.

Масло заповнює западини між зубами шестерень і переноситься при роботі насоса з порожнини усмоктування в порожнину нагнітання Я, звідки надходить у систему змащення. Розвантажувальний пристрій 11 захищає внутрішній торець плити 10 і торець шестерні 2 від задирака за рахунок розвантаження від осьового зусилля тиску масла, що надходить у порожнину М з порожнини нагнітання Я. Масло, потрапляє в порожнину Я кришки 12, зли-

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						79
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

вається по каналу До в корпус опорної плити. Для забезпечення вільного обертання робочих шестерень масляного насоса передбачений торцевий зазор між торцем шестерень і торцем плити, рівний 0,2...0,4 мм, радіальний між циліндричними поверхнями стінок корпусу і вершиною головки зуба 0,325 мм. Сумарний бічний зазор 0,25...0,6 мм. Значення зазначених зазорів впливає на подачу масляного насоса. Подача насоса 120 м³/год і тиск 0,5 МПа (5 кгс/см²).

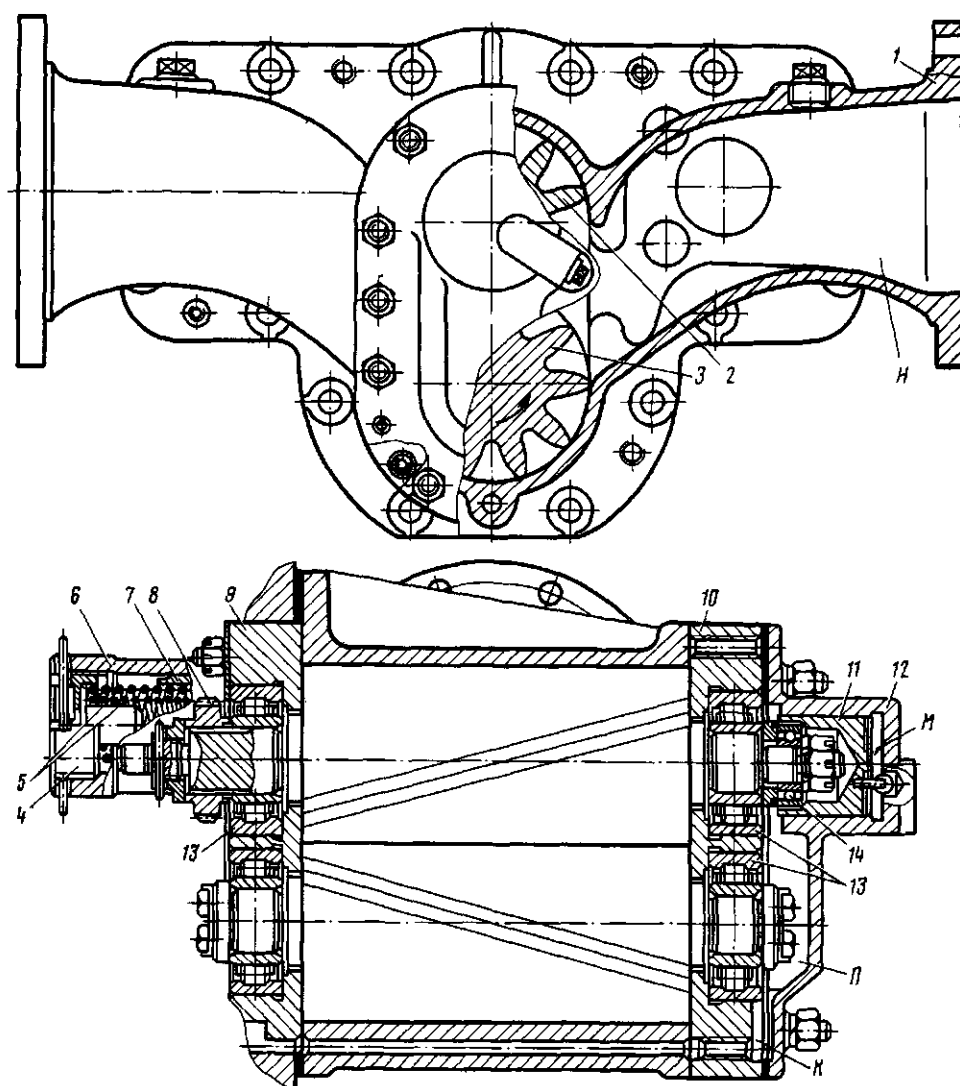


Рис. 5.8. Масляний шестерневий насос

Для запобігання надмірного підвищення тиску масла в системі на внутрішньому торці корпусу насоса встановлений поршень 7 редукційного клапана, притискується до сидла пружиною 5. Затягування пружини регулюється

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.

Лист

80

гайкою, яка кантується шплінтом. Редукційний клапан регулюється на тиск 0,55...0,57 МПа (5,5...5,7 кгс/см²).

- Масляний фільтр грубого очищення. Фільтр грубої очистки встановлений на масляному трубопроводі тепловоза перед входом масла в нижній масляний колектор двигуна, він служить для очищення від механічних домішок масла, що надходить у дизель. Фільтр складається із сталевго корпусу, розділеного горизонтальною перегородкою на дві частини. У корпусі виконано 10 гнізд для установки в них секцій фільтрів.

- Масляний фільтр тонкого очищення. Фільтр тонкого очищення масла служить для безперервного, паралельно з фільтром грубого очищення, тонкого очищення масла спеціальними фільтрувальними пакетами; в яких навитий фільтрувальний папір з поставкою картону. Тонкість фільтрації становить 20 мкм.

- Відцентровий фільтр масла. Фільтр встановлений на кронштейні, закріпленому на люку з правої сторони блока дизеля. Дія відцентрового масляного фільтра заснована на тому, що він обертається з великою частотою, внаслідок виникнення при цьому відцентрової сили, важкі сторонні частинки, що містяться в маслі, відкидаються до зовнішніх стінках ротора фільтра і відкладаються на них. Для обертання ротора фільтра використовується реактивна дія струменів масла, яка виливається з великою швидкістю з двох діаметрально встановлених в роторі соплових наконечників. Для додання струменям масла необхідної швидкості вона підводиться спеціально насосом, створюючи при цьому високий тиск 0,8...1,0 МПа.

- Теплообмінник встановлений безпосередньо на дизелі. Складається з циліндричного корпусу, всередині якого розміщено пучок мідних трубок. Трубки об'єднані трубними решітками (дошками).

Решітка затиснута між корпусом і кришкою. Трубки розвальцьовані і приварені до трубних решіток. На пучок труб надіта ущільнювальна сталева сорочка товщиною 1 мм. У кришці виконані перегородки, які розділяють потік охолоджувальної води на два ходи.

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						81
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Розрахункова частина

1. Мощность главного двигателя, кВт $N_e = 1300$
2. Удельный расход топлива, кг/(кВт*ч) $g_e = 0.2098$

3. Количество теплоты трения, отводимой маслом, кДж/ч
Доля теплоты трения, принята маслом

Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.4-0.45$, принимаем

$$\alpha_{тр} = 0.42$$

Механический КПД двигателя

$$\eta_M = 0.8$$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_M} \right) - 1 \right] = 3600 \cdot 0.42 \cdot 1300 \cdot \left(\frac{1}{0.8} - 1 \right) = 491400.0$$

4. Проток в контуре масла для отвода теплоты трения, м³/ч

Теплоемкость, кДж/(кг*К)

$$c_M = 2.05$$

Плотность, кг/м³

$$\rho_M = 900$$

Допустимая разность температур, °C

$$\Delta t_M = 8$$

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{491400.0}{2.05 \cdot 900 \cdot 8} = 33.29$$

5. Поток масла в контуре охлаждения поршней, м³/ч

Доля теплоты отводимая от поршней

Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.04-0.05$, принимаем

$$\alpha_{о.п} = 0.05$$

Теплота сгорания топлива, кДж/ч

Лежит в диапазоне $Q_p=40000-42000$, принимаем

$$Q_p = 42664.4$$

Теплота, отведенная от поршней, кДж/ч

$$Q_{о.п} = \alpha_{о.п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 0.05 \cdot 0.2098 \cdot 1300 \cdot 42664.4 = 581814.4$$

$$W_2 = \frac{Q_{о.п}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{581814.4}{2.05 \cdot 900 \cdot 8} = 39.42$$

6. Подача циркуляционного масляного насоса, м³/ч

Коэффициент запаса подачи

$$k_W = 1.65$$

$$W_{мн} = k_W \cdot (W_1 + W_2) = 1.65 \cdot (33.29 + 39.42) = 120.0$$

7. Необходимый запас циркуляционного масла, кг

Кратность циркуляции, 1/ч

$$K_{ц} = 72$$

$$G_{\text{сист}} = \frac{W_{\text{мн}}}{K_{\text{ц}}} = \frac{120}{72} = 1.667$$

$$G_{\text{цм}} = G_{\text{сист}} \cdot \rho_{\text{м}} = 1.667 \cdot 900 = 1500.3$$

8. Коэффициент загромождения картера элементами конструкции $K_1 = 1.04$

Коэффициент учитывающий мертвый объем картера $K_2 = 1.05$

Вместимость картера для хранения запаса масла, м³

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{цм}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_{\text{м}}} = \frac{1500.3 \cdot 1.04 \cdot 1.05}{900} = 1.82$$

9. Рекомендуемое время работы самоочищающегося сепаратора в сутки, ч $\tau_{\text{с}} = 10$

Рекомендуемая частота сепарации масла, сут.⁻¹ $K = 2$

Суммарная пропускная способность сепараторов, м³

$$W_{\text{пзс}} = \frac{V_{\text{м}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K = \frac{1.82}{10} \cdot 2 = 0.364$$

10. Температура масла после подогревателя, °С $t_{2\text{м}} = 85$

Температура масла в картере, °С $t_{1\text{м}} = 45$

Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·К) $K_{\text{тп}} = 500$

Температура насыщенного пара, поступающего в подогреватель, °С $t_{\text{см}} = 170$

Средняя разница температур между насыщенным паром и маслом, °С

$$\Delta t_{\text{м.}} = t_{\text{см}} - \frac{t_{2\text{м}} + t_{1\text{м}}}{2} = 170 - \frac{85 + 45}{2} = 105$$

Количество одновременно работающих сепараторов $n_{\text{с}} = 1$

Коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности отложениями $k_3 = 1.2$

Площадь теплопередающей поверхности подогревателя масла перед сепаратором, м²

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{пзс}} \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}) \cdot \rho_{\text{м}}}{K_{\text{тп}} \cdot \Delta t_{\text{м.}} \cdot n_{\text{с}}} \cdot k_3 = \frac{0.364 \cdot 2.05 \cdot (85 - 45) \cdot 900}{500 \cdot 105} \cdot 1.2 = 0.614$$

11. Мощность, потребляемая насосом, кВт

Напор насоса, м $H_{\text{н}} = 4$

К.П.Д насоса

$$\eta_H = 0.75$$

$$N_{\text{цн}} = 0.272 \cdot \frac{W_{\text{мн}} \cdot H_H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5} = 0.272 \cdot \frac{120.0 \cdot 4 \cdot 900}{0.75} \cdot 10^{-5} = 1.567$$

12. Площадь фильтрующей поверхности фильтра грубой очистки, м²

Скорость фильтрации, м/с

$$v_M = 0.05$$

Коэффициент живого сечения

$$K_{\text{жс.}} = 0.2$$

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{мн}}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{\text{жс.}}} = \frac{120.0}{3600 \cdot 0.05 \cdot 0.2} = 3.333$$

13. Удельная пропускная способность материала, из которого выполнен фильтрующий элемент, м³/(м²*ч)

$$q_{\text{ф}} = 1.2$$

Площадь поверхности фильтра тонкой очистки, м²

$$F_{\text{фто}} = \frac{W_{\text{мн}}}{q_{\text{ф}}} = 100$$

14. Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²*ч*К)

$$k_{\text{тп}} = 1400$$

Коэффициент загрязнения холодильника

$$k_3 = 1.2$$

Температуры охлаждающей жидкости на входе и выходе из охладителя масла, °С

$$t_1 = 80 \quad t_2 = 95$$

Температурный напор, °С

$$\Delta t_H = \frac{t_{1M} + t_{2M}}{2} - \frac{t_1 - t_2}{2} = \frac{45 + 85}{2} - \frac{80 - 95}{2} = 72.5$$

Площадь теплопередающей поверхности маслоохладителя, м²

$$F_M = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{о.п.}}}{k_{\text{тп}} \cdot \Delta t_H} \cdot k_3 = 12.688$$

5.3 Система охлаждения

При згорянні палива в циліндрі дизеля температура газів досягає 1500...1600 °С і відповідно зростає температура дотичних з ним деталей: поршня, втулки циліндра, та ін. Якщо не охолоджувати ці деталі, то температу-

ра їх підвищиться настільки, що вони можуть вийти з ладу. Щоб температура деталей не перевищувала допустимі межі, деталі необхідно охолоджувати.

На тепловозі застосовується замкнута система охолодження водою, має суттєві переваги перед проточною, що застосовується в деяких стаціонарних і суднових установках. Ця система дозволяє працювати на високому температурному режимі (температура води на виході з дизеля 90...95 °С), що підвищує економічність двигуна.

Як відомо, кількість води, яка потрібна для охолодження, залежить від температурного перепаду (різниця температури, що входить і виходить з двигуна). Великий температурний перепад, пов'язані з поданням малої кількості води, а, отже, малій швидкості її руху, призводить до значної нерівномірності температури в сорочці втулки циліндра (вода холодна біля входу і гаряча біля виходу). Тому бажано мати таку систему охолодження, в якій завжди забезпечувалася б необхідна витрата води і скорочувалася б різниця температури між виходом і входом (практично різниця в 5...7 °С, а рівень температури 75...85 °С незалежно від навантаження).

Застосування водяних насосів з великою подачею забезпечує майже сталу швидкість води на всіх режимах. Крім того, температура охолодження води в холодильнику тепловоза регулюється зміною частоти обертання вала вентилятора охолоджуючого повітря (отже, кількість повітря), що досягається застосуванням багатоступеневих редукторів. Саме така система охолодження використовується на тепловозному дизелі Д80. Циркуляційна, примусова, відкритого типу з розширювальним баком, що виключає утворення повітряних або парових мішків в трубопроводах.

5.3.1 Склад системи

Функціонально система охолодження складається з таких підсистем: водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, регуляторів, трубопроводів.

Призначення водяних насосів – забезпечення безперервного руху (циркуляції) охолоджуючої води в системі.

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						85
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Охолоджувачі призначені для відводу надлишкової теплоти, яка міститься в охолоджуваній рідині і наддувному повітрі в повітря.

Розширювальна цистерна служить для компенсації зміни об'єму води в системі внаслідок зміни її температури, для поповнення втрат води в системі з-за витоків і випаровування, а також видалення з системи повітря й водяних парів.

Регулятори повинні автоматично підтримувати температуру води, а також охолоджувальних рідин в заданому діапазоні.

Трубопроводи слугують для транспортування води.

5.3.2 Класифікація системи

Система охолодження двигуна класифікуються за такими ознаками:

- за кількістю водяних контурів;
- по температурному рівню охолоджуючої води;
- за напрямом руху охолоджуючої води в двигуні.

За кількістю водяних контурів систем є одноконтурною. В такій системі використовується холодна вода, яка прокачується насосом через порожнини охолодження двигуна, охолоджувачі робочих рідин і потім повертається.

Залежно від температурного рівня води, що відводить теплоту від нагрітих деталей двигуна, системи є помірно температурної. Системи з помірним рівнем температури (70...95 °C).

За напрямом руху охолоджуючої води в двигуні система є з природним напрямком потоку води. Охолоджуюча вода підводиться до нижньої порожнини охолодження, піднімається вгору у міру підвищення температури і відводиться з двигуна в його верхній частині.

Розрахункова частина

1. Общее количество воды в системе, м³

$$V_v := 2$$

Коэффициент температурного расширения воды в интервале температур от 8 до 90 °С;

$$\beta := 0.00043$$

Приращение температуры при работе двигателя (принимается $\Delta t = 50-70$ °С);

$$\Delta t := 70$$

Коэффициент запаса

$$k_3 := 2$$

Объем расширительного бака, м³

$$V_{pб} := 2V_v \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot k_3 = 0.241$$

2. Эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e := 1300$$

Доля теплоты, отводимой в охлаждающую воду от рабочих цилиндров

$$\alpha_{nv} := 0.13$$

Удельный эффективный расход топлива двигателем, кг/(кВт*ч)

$$g_e := 0.2098$$

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$Q_{np} := 42664.4$$

Количество теплоты, отводимой пресной водой от цилиндров, кДж/ч

$$Q_{nv} := \alpha_{nv} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np} = 0.13 \cdot 0.2098 \cdot 1300 \cdot 42664.4 = 1512717.499$$

3. Теплоемкость пресной воды, кДж/(кг*К)

$$c_{nv} := 4.19$$

Плотность пресной воды, кг/м³

$$\rho_{nv} := 1000$$

Перепад температур при охлаждении цилиндров, °С

$$\Delta t_{nv} := 10$$

Коэффициент запаса подачи насоса

$$K_{II} := 1.67$$

Подача циркуляционного насоса пресной воды, м³/ч

$$W_{nv} := \frac{Q_{nv} \cdot K_{II}}{c_{nv} \cdot \rho_{nv} \cdot \Delta t_{nv}} = 60.292$$

4. Температура воды на входе в теплообменник, °С

$$t_1 := 95$$

Температура воды на выходе из теплообменник, °С

$$t_2 := 70$$

Температура воздуха на входе в теплообменник, °С

$$t_3 := 40$$

Температура воздуха на выходе из теплообменника, °С

$$t_4 := 80$$

$$\Delta t_{cp} := \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_3 + t_4}{2} = 22.5$$

5. Коэффициент теплопередачи от пресной воды воздуху, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ $K_B := 4000$

Площадь теплопередающей поверхности водо-водяного теплообменника, м^2

$$F_{ov} := \frac{Q_{nv}}{K_B \cdot \Delta t_{cp}} = 16.808$$

5.4 Система повітропостачання і газовідводу

Система повітропостачання призначена для подачі в циліндри дизеля достатньої кількості чистого повітря, необхідного для спалювання впорскнутого палива, а також для його продувки. На сучасних тепловозах застосовуються тільки дизелі з наддувом. Це означає, що в циліндри подається повітря, попередньо стиснене компресором. Повітряний заряд циліндрів відповідно зростає, що дає можливість подати і спалити в циліндрах значно більшу кількість палива і отримати в результаті більшу потужність при тих же розмірах двигуна. Сукупність пристроїв, що забезпечують подачу в циліндри двигуна необхідної кількості повітря із заданими тиском і температурою, називається системою повітропостачання.

Функціонально система газовідводу (газовихлопу) покликана забезпечити найбільш раціональне відведення відпрацьованих газів в циліндрі.

Під раціональним відведенням розуміється така організація газовихлопу, яка сприяє максимальному використанню енергії робочого тіла в циліндрі двигуна, так і поза його межами, а також якісного очищення і наповнення циліндрів. Крім того, необхідно забезпечити мінімальний по шкідливості вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів.

5.4.1 Склад системи

Функціонально система повітропостачання у загальному випадку складається з таких підсистем: компресорів, теплообмінників, колектора, повітропроводів.

Призначенням компресорів є підвищення щільності повітря за рахунок стиснення та його переміщення.

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						88
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

В теплообмінниках щільність стисненого повітря змінюється за рахунок зміни його температури.

Колектор служить для забезпечення рівномірної подачі повітря в усі циліндри двигуна.

Повітроводи призначені для транспортування повітря.

Функціонально система газовідводу складається з таких підсистем: випускних колекторів, утилізаційних газових турбін, утилізаційних котлів, глушників шуму, газоводу (трубопроводів).

Випускні колектори призначені для відведення відпрацьованих газів з циліндрів з максимально можливим збереженням їх енергії. При цьому вони повинні сприяти очищенню циліндра від залишкових газів.

Призначенням утилізаційних газових турбін є перетворення в крутий момент механічної енергії відпрацьованих газів в циліндрах.

Утилізаційні котли покликані перетворити теплову енергію відпрацьованих газів в енергію пари.

Глушники шуму призначені для зниження шкідливого звукового впливу відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Газоводи служать для транспортування відпрацьованих газів.

5.4.2 Класифікація системи

Класифікація систем повітропостачання здійснюється за такими ознаками:

- по числу ступенів стиснення повітря;
- за кількістю компресорів;
- за кількістю теплообмінників та їх призначенням;
- за способом зміни параметрів повітря, що надходить у циліндр.

Система наддуву – двоступенева, з охолодженням наддувочного повітря; перша ступінь – відключаємий привідний відцентровий нагнітач з системою керування муфтою і заслінками; друга ступінь – турбокомпресор. Для обмеження максимального тиску згоряння передбачений випуск в атмосферу

частини наддувного повітря за допомогою золотникового пристрою, керованого тиском в ресивері.

За способом зміни параметрів повітря, що надходить у циліндр, двигун з нерегульованими системами повітропостачання параметри наддувного повітря змінюються мимовільно при зміні зовнішніх умов.

Класифікація систем газовідводу.

Класифікація систем газовідводу здійснюється за такими ознаками: по глибині утилізації теплоти; за наявності глушителів шуму.

- По глибині утилізації теплоти системи поділяються на системи без утилізації теплоти, системи з помірною утилізацією теплоти і системи з глибокою утилізацією теплоти.

У системах без утилізації теплоти відпрацьовані в циліндрах газів відводяться в навколишнє середовище без попередньої протікання через пристрої – утилізатори.

У системах з помірною утилізацією теплоти механічна енергія відпрацьованих газів в циліндрах використовується в газових турбінах або ежекторах.

У системах з глибокою утилізацією теплоти як механічна, так і теплова енергія відпрацьованих газів в циліндрах використовується в пристроях - утилізаторах.

- За наявності глушників шуму системи газовідводу діляться на системи з глушниками шуму випуску і на системи без глушників шуму випуску.

Розрахункова частина

Продуктивність компресора знаходимо із умови витрати повітря через двигун для номінального режиму:

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \varphi_a (1 - \psi) \text{ кг/с,}$$

де, $D = 0,26 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$S = 0,27 \text{ м}$ – хід поршня;

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						90
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – універсальна газова стала для повітря;

$i = 12$ – кількість циліндрів;

$\chi = 2$ – коефіцієнт тактності;

$n = 850 \text{ об/хв.}$ – частота обертання КВ;

$\phi_a = 1,05$ – коефіцієнт продувки;

$\psi = 0$ – доля ходу поршня втрачена на газообмін;

$P_s = 0,98 \cdot P_{\text{оПк}}$ МПа – тиск повітря в ресивері;

$T_s = T_{\text{к}} - \eta_{\text{ок}}(T_{\text{к}} - T_{\text{wl}}) \text{ К}$ – температура повітря в ресивері;

$\eta_{\text{н}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$ – коефіцієнт наповнення;

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_{\text{н}} i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi) = 2,71 \text{ кг/с.}$$

Розрахунок газовідвідної труби:

$$d_{\text{г}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{g_e N_e (\alpha_{\Sigma} L_0' + 1) T_{\text{г}}}{p_{\text{г}} v_{\text{г}}}} \text{ м,}$$

де $g_e = 0,2098 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ – питома витрата палива;

$N_e = 1300 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

$\alpha_{\Sigma} = 2,0 \dots 2,7$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря. Приймаємо:

$\alpha_{\Sigma} = 2,0$;

$L_0' = 14,3 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;

$T_{\text{г}} = 647 \text{ К}$ – температура газів за турбіною;

$p_{\text{г}} = 0,103 \dots 0,107 \text{ МПа}$ – тиск в газопроводі при допустимій швидкості газу

$v_{\text{г}} = 40 \dots 50 \text{ м/с}$. Приймаємо: $p_{\text{г}} = 0,107 \text{ МПа}$, $v_{\text{г}} = 50 \text{ м/с}$.

$$d_{\tilde{a}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,2098 \cdot 1300 \cdot (2 \cdot 14,3 + 1) \cdot 647}{0,107 \cdot 50}} = 0,31$$

Розрахунок ізоляції

$$d_{u3} = x d_{\text{н}} \text{ м,}$$

					КРБ.142.3227зст.01.05.ПЗ.	Лист
						91
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

де d_n – зовнішній діаметр газоходу, мм;

x знаходимо з рівняння:

$$y = x \ln x = \frac{2\lambda_{u3}}{\alpha_2 d_n} \frac{t_n - t_{u3}}{t_{u3} - t_b}$$

де $\lambda_{u3} \approx 0,5 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м·год·К) – коефіцієнт теплопровідності совелита або вермикуліту при $t_{сер} \approx 573$ К;

$\alpha_2 \approx 3,6 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м²·год·К) – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря;

$t_{u3} = 333$ К – температура на поверхні ізоляції;

$t_b = 313$ К – температура повітря;

$t_n \approx 573$ К – температура потоку газу.

$$y = x \ln x = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 10^{-3} (110 + 6)} \frac{573 - 333}{333 - 313} = 0,029$$

Виводимо з рівняння x , і отримуємо:

$$x = 1,029,$$

$$d_{из} = 1,029 \cdot (0,31 + 0,006) \approx 0,33 \text{ м.}$$

5.5 Висновки по розділу

Розглянуто паливну, масляну, систему охолодження і повітропостачання та газовипуску. Складені принципові схеми зазначених систем, визначені основні параметри елементів систем. Визначено запас палива з урахуванням 20 годинного режиму роботи двигуна, визначено кількість масла і охолоджуючої рідини у відповідних системах.

Виконані розрахунки систем дозволяють оцінити об'єми, які необхідно передбачити в машинному відділенні судна для розміщення самих систем і їх елементів.

Розділ 6

Організація охорони праці в машинному відділенні судна

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці [7].

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці – звести до мінімальної імовірності поразки чи захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Задачею охорони праці є створення системи організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають чи зменшують вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів. До таких заходів відносяться гігієна праці (область профілактичної медицини, що вивчає умови збереження здоров'я на виробництві, і заходу, що сприяють цьому). Санітарна техніка (заходи і пристрої технічного характеру, що відносяться до виробничої санітарії – системи і пристрою вентиляції, опалення, кондиціонування повітря, теплопостачання, газопостачання, водопостачання, каналізації, очищення і нейтралізації викидів шкідливих речовин в атмосферу і водойми, висвітлення, захисти людини від вібрацій, шуму, дії шкідливих випромінювань, санітарні і побутові спорудження і пристрої, будівельна теплотехніка, будівельна кліматологія і т. ін.).

Машинне відділення (МВ) в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

- машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;

підвищена запиленість і загазованість;
освітленість;
підвищений рівень шуму.

Розглянемо по окремої кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

Безпека виробничого устаткування забезпечується правильним вибором принципів його дії, кінематичних схем, конструктивних рішень (у тому числі форм корпусів, складальних одиниць і деталей), робочих тіл, параметрів робочих процесів, використанням різних засобів захисту. Останні по можливості повинні вписуватися в конструкцію машин і агрегатів. Засоби захисту повинні бути, як правило, багатофункціонального типу, тобто вирішувати кілька задач одночасно. Так, конструкції машин і механізмів, станин верстатів повинні забезпечувати не тільки огороження небезпечних елементів, але і зниження рівня їхнього шуму і вібрації, огороження абразивного кола заточувального верстата повинне конструктивно сполучатися із системою місцевої витяжної вентиляції.

Небезпечна зона – це простір, у якому можлива дія на працюючого небезпечного і (чи) шкідливого виробничого фактору. Небезпека локалізована в просторі навколо елементів, що рухаються. Особлива небезпека створюється у випадках, коли можливе захоплення одягу чи волосся працюючого частинами устаткування, що рухаються.

Загороджувальні засоби захисту перешкоджають появі людини в небезпечній зоні. Застосовуються для ізоляції систем приводу машин і агрегатів, зон обробки заготовок, для огороження струмоведучих частин, зон інтенсивних випромінювань (теплових, електромагнітних, іонізуючих), зон виділення шкідливих речовин, що забруднюють повітряне середовище, і т. ін.

Підвищений рівень вібрації. Відповідно до ДСТ 24346-80 (СТ СЭВ 1926- 79) «Вібрація. Терміни і визначення» під вібрацією розуміється рух точки чи механічної системи, при якому відбувається почергове зростання, і убуття в часі значень, принаймні, однієї координати.

					КРБ.142.3227зст.01.06.ПЗ.	Лист
						94
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Причиною порушення вібрацій є виникаючі при роботі машин і агрегатів неврівноважені силові впливи. В одних випадках їхніми джерелами є зворотно-поступальні системи, що рухаються, (кривошипно-шатунні механізми ДВЗ, ДГ); в інших випадках неврівноважені обертові маси. Іноді вібрації створюються ударами деталей (зубцюваті зачеплення, підшипникові вузли і т. ін.). Величина дисбалансу у всіх випадках приводить до появи неврівноважених сил, що викликають вібрацію. Причиною дисбалансу може з'явитися неоднорідність матеріалу обертowego тіла, розбіжність центра маси тіла й осі обертання, деформація деталей від нерівномірного нагрівання при гарячих і холодних посадках і т. ін.

Вплив вібрацій на людину найчастіше зв'язано з коливаннями, обумовленими зовнішнім перемінним силовим впливом на машину або на окрему її систему. Виникнення такого роду коливань може бути зв'язано не тільки із силовим, але і з кінематичним порушенням.

Розрізняють загальну і локальну вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева втягує в коливальний рух окремі частини тіла. У машинному відділенні переважає загальна вібрація. Але також працюючі можуть піддаватися і локальній вібрації, при роботі з ручним електричним і пневматичним механізованим інструментом. У ряді випадків працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації.

Такі умови можуть викликати віброхворобу. Яка відноситься до групи профзахворювань, ефективне лікування яких можливо лише на ранніх стадіях. Відновлення порушених функцій протікає дуже повільно, а в особливо важких випадках в організмі настають необоротні зміни, що приводять до інвалідності.

Відповідно до ДСТ 12.1.012-78 «Система стандартів безпеки праці. Вібрація, загальні вимоги безпеки» установлені припустимі значення

Норми по обмеженню загальних вібрацій, тобто вібрацій робочих місць (підлоги, основ машин, сидінь і т. ін.), установлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в октавних діапазонах зі середньгеометри-

					КРБ.142.3227зст.01.06.ПЗ.	Лист
						95
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

чними значеннями 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норми по обмеженню локальної вібрації – в октавних смугах частот зі середньгеометричними значеннями 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц.

Гігієнічні норми вібрації встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань. Джерелами електромагнітних полів є: атмосферна електрика, радіовипромінювання сонця і галактик, квазістатичні, електричні і магнітні полюси землі, штучні джерела (електротермічні установки з машинними генераторами, клістрони і магнетронні генератори і т. ін.).

Штучними джерелами є індуктори, конденсатори термічних установок з ламповими генераторами (потужність яких звичайно лежить у межах 8...200 кВт); фідерні лінії, що з'єднують окремі частини генераторів, трансформатори, антени, фланцеві з'єднання волноводних трактів, відкриті кінці хвилеводів, генератори надвисоких частот.

Джерелами постійних магнітних полів є: електромагніти, соленоїди, імпульсні установки полупериодного чи конденсаторного типу, литі і металокерамічні магніти.

Електромагнітне поле, створюване джерелами, характеризується безупинним розподілом у просторі, здатністю поширюватися зі швидкістю світла, впливати на заряджені частки і струми, унаслідок чого енергія поля перетворюється в інші види енергії.

Вплив електромагнітних полів на людину залежить від напруженості електричного і магнітного полів, потоку енергії, частоти коливань, розміру поверхні тіла, що опромінюється, і індивідуальних особливостей організму.

Електромагнітне поле впливає в такий спосіб: в електричному полі атоми і молекули, з яких складається тіло людини, поляризуються, полярні молекули (наприклад, води) орієнтуються по напрямку поширення електромагнітного поля; в електролітах, якими є рідкі складові тканин, крові і т.п., після впливу зовнішнього поля з'являються іонні струми. Перемінне електри-

чне поле викликає нагрівання тканин людини як за рахунок перемінної поляризації діелектрика (сухожиллі, хрящі і т. ін.), так і за рахунок появи струмів провідності. Тепловий ефект є наслідком поглинання енергії електромагнітного поля. Чим більше напруженість поля і час впливу, тим сильніше виявляються зазначені ефекти.

Надлишкова теплота приділяється до відомої межі шляхом збільшення навантаження на механізм терморегуляції. Однак починаючи з величини 10 МВт/см², називаної тепловим порогом, організм не справляється з відводом теплоти, що утвориться, і температура тіла підвищується, що приносить шкоду здоров'ю.

Найбільше інтенсивно електромагнітні поля впливають на органи з великим змістом води. Перегрів же особливо шкідливий для тканин зі слабозвиненою судинною системою чи з недостатнім кровообігом (ока, мозок, бруньки, шлунок, жовчний міхур і сечовий), тому що кровоносну систему можна уподібнити системі водяного охолодження. Опромінення очей викликає помутніння кристалика (катаракту), що виявляється не відразу, а через кілька днів чи тижнів після опромінення.

Електромагнітні поля впливають на тканини людини як біологічні об'єкти при інтенсивності поля, значно меншої теплового порога. Вони змінюють орієнтацію кліток чи ланцюгів молекул відповідно до напрямку силових ліній електричного поля, послабляють біохімічну активність білкових молекул, порушують функції серцево-судинної системи й обміну речовин. Однак ці зміни носять оборотний характер: досить припинити опромінення, і хворобливі явища зникають.

Вплив постійних магнітних і електростатичних полів залежить від напруженості і часу впливу. При впливі полів, що мають напруженість вище гранично припустимого рівня, розвиваються порушення з боку нервової, серцево-судинної систем, органів подиху, органів травлення і деяких біохімічних показників крові.

Основним параметром, що характеризує біологічну дію електромагнітного поля промислової частоти, є електрична напруженість. Магнітна складова помітного впливу на організм не робить, тому що в діючих установках напруженість магнітного поля промислової частоти не перевищує 25 А/м, а шкідлива біологічна дія виявляється при напруженостях 150...200 А/м.

Вплив електричного поля промислової частоти на організм людини зводиться до впливу електричного поля безпосередньо на мозок і центральну нервову систему. Поряд з біологічною дією електричне поле обумовлює виникнення розрядів між людиною і металевим предметом, що має інший, чим у людини, потенціал. Тік розряду може викликати судороги.

Гранично припустима напруженість електромагнітного поля на робочих місцях і в місцях можливого перебування персоналу, зв'язаного професійно з впливом цих полів, не повинна перевищувати протягом робочого дня по електричній складовій наступних значень:

По електричній складовій				
F, МГц	0,06...3,0	3,0...30,0	30,0...50,0	50,0...300,0
E, У/м	50	20	10	5
По магнітній складовій				
F, МГц	0,06...1,5		30,0...50,0	
H, А/м	5		0,3	

Підвищена запиленість і загазованість. Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як газів і пару, пилу, надлишкової теплоти і вологи, і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Атмосферне повітря у своєму складі містить (% по обсязі): азоту – 78,08; кисню – 20,95; аргону, неону й інших інертних газів – 0,93; вуглекислого газу – 0,03; інших газів – 0,01. Повітря такого складу найбільш сприятливе для подиху.

Поряд з хімічним складом важливо також, щоб повітря мало визначений іонний склад. У повітрі містяться негативні і позитивні іони, що по рухливості розділяють на легкі і важкі. Важкі іони утворюються в результаті осідання легких іонів на різні частки: порошини, краплі туману і т. ін. У незабрудненому повітрі переважно знаходяться легкі іони, а в забрудненому – важкі. На життєдіяльність організму людини сприятливий вплив роблять негативні іони кисню повітря.

Повітря робочої зони рідко має приведений вище хімічний склад, тому що багато технологічних процесів супроводжуються виділенням у повітря виробничих приміщень шкідливих речовин – пару, газів, твердих і рідких часток.

Пари і гази утворюють з повітрям суміші, а тверді і рідкі частки речовини – дисперсні системи – аерозолі, що поділяються на пил (розмір твердих часток більш 1 мкм), дим (менш 1 мкм) і туман (розмір рідких часток менш 10 мкм).

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони не роблять токсичну дію на організм людини. Ці речовини, добре розчиняючись в біологічних середовищах, здатні вступати з ними у взаємодію, викликаючи порушення нормальної життєдіяльності. У результаті їхньої дії в людини виникає хворобливий стан - отруєння, небезпека якого залежить від тривалості впливу.

З основних забруднень, що можуть бути присутнім у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище ГДК роблять виражену дію на організм людини.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені ГДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони, для деяких з них приведені в таблиці. Тут клас безпеки: 1-й – надзвичайно небезпечні, 2-й – високо небезпечні, 3-й – помірковано небезпечні, 4-й – малобезпечні, агрегатні стани, А – аерозолі, П – пари чи гази.

					КРБ.142.3227зст.01.06.ПЗ.	Лист
						99
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Речовина	Величина ГДК	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Двоокис азоту	0,085	1	П
Сажа (кіптява)	0,15	1	А
Сірчистий ангідрид	0,5	1	П
Хлор	1,0	2	П
Окис вуглецю	3,0	2	П
Соляна кислота	5	2	П
Окис заліза	5,5	4	А
Ацетон	200	4	П

Освітленість. Правильно спроектоване і виконане висвітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Схоронність зору людини, стан його центральної нервової системи і безпека на виробництві значною мірою залежать від умов висвітлення.

Частина електромагнітного спектра з довжинами волі 10...340000 нм називається оптичною областю спектра, що поділяється на інфрачервоне випромінювання з довжинами хвиль 340000...770 нм, видиме випромінювання 770...380 нм, ультрафіолетове випромінювання 380...10 нм. У межах видимої частини спектра випромінювання різної довжини хвиль викликають різні світлові і кольорні відчуття: від фіолетового (400 нм) до червоного (750 нм) кольорів. Найбільша чутливість зору до випромінювання з довжиною хвилі 555 нм (жовто-зелений колір) і зменшується до границь видимого спектра.

Висвітлення характеризується кількісними і якісними показниками. До кількісних показників відносяться: світловий потік, сила світла, освітленість, яскравість.

Та частина променистого потоку, що сприймається зором людини як світло, називається світловим потоком Φ і вимірюється в люменах (лм).

Світловий потік визначається як величина не тільки фізична, але і фізіологічна, оскільки вимір її ґрунтується на зоровому сприйнятті.

В машинних відділеннях застосовується штучне висвітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті преадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також блискавості, відбитої від робочих поверхонь устаткування, створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному освітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25 % установлених для робочого освітлення норм, а на сходах трапа і проходах – не менш 5лм. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного висвітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення згідно цих норм повинне бути не менш 20 лм, на шкалах приладів – 75 лм, на сходах – 20 лм.

Запобігання впливу шуму на виробничий персонал. Шумом є всякий небажаний для людини звук. Як звук ми сприймаємо пружні коливання, що поширюються хвилеподібно у твердому, рідкому чи газоподібному середовищі. Звукові хвилі виникають при порушенні стаціонарного стану середовища унаслідок впливу на неї якої-небудь сили. Частки середовища при цьому починають коливатися щодо положення рівноваги, причому швидкість таких коливань значно менше швидкості поширення хвилі.

Звукове поле – це область простору, у якій поширюються звукові хвилі. У кожній точці звукового поля тиск і швидкість руху часток повітря змінюються в часі. Різниця між миттєвим значенням повного тиску і середнім тиском, що спостерігається в необуреному середовищі, називається звуковим тиском. Одиниця виміру звукового тиску – Па. На слух діє середній квадрат звукового тиску.

Величини звукового тиску й інтенсивності звуку, з якими приходить мати справа в практиці боротьби із шумом, можуть мінятися в широких межах: по тиску до 10^5 разів, по інтенсивності до 10^{16} разів. Природно, що оперувати такими цифрами досить незручно. Найбільше ж важливо та обстави-

на, що вухо людини здатне реагувати на відносну зміну інтенсивності, а не на абсолютне. Відчуття людини, що виникають при різного роду роздратуваннях, зокрема при шумі, пропорційні логарифму кількості енергії подразника. Тому були введені логарифмічні величини – рівні звукового тиску й інтенсивності.

Вухо людини може сприймати як чутні тільки ті коливання, частоти яких знаходяться в межах від 20 Гц до 20 кГц. Нижче 20 Гц і вище 20 кГц знаходяться відповідно області нечутних людиною інфра- і ультразвуку.

У дизельних установках основними джерелами шуму є головні ДВЗ. Найбільш інтенсивний – шум аеродинамічного походження, що виникає внаслідок збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході в двигун і на виході з нього випускних газів. Основним шумом дизеля вважається шум усмоктування, що генерується навішаним турбонагнітачем. Основним методом зниження шуму вважається установка глушителів шуму.

У системах вентиляції МКВ на усмоктуванні встановлюють в основному активні глушители з декількома шарами звукоізолюючого матеріалу, що у діапазоні частот від 300 до 5000 Гц дозволяють зменшити рівень шуму на 20...35 дБ.

В системи газовідводу ДУ включають глушники-іскрогасники. Утилізаційні парогенератори є гарними глушниками шуму й іскрогасниками. Рівень шуму знижується на 12...15 дБ. Для зниження повітряного шуму використовують звукоізолюючі кожухи, що знижують рівень шуму на 10...15 дБ. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами.

Висновок

В дипломній роботі було виконано розрахунок робочого циклу двигуна типу 12ЧН 26/27, за результатами якого отримано основні параметри робочого циклу і побудована теоретична індикаторна діаграма.

Основна частини проекту полягала в розрахунку та проектуванні відцентрового насосу системи охолодження двигуна, який повинен забезпечувати його роботу системи і двигуна на номінальному режимі роботи за будь-яких кліматичних умов, а також на всіх можливих режимах експлуатації. Розрахунок відцентрового насосу виконувався на підставі методики, яка існувала на кафедрі ДВЗ НУК. На підставі цієї методики були повністю сконструйовані і зроблена конструкція насосу, яка представлена на кресленні.

Спроектований насос системи охолодження забезпечує такі можливості: розхід рідини $Q = 60 \text{ м}^3/\text{год}$, яку спроможний всмоктувати з висоти 5,3 м; ККД насосу $\eta = 0,703$; насос споживає 10,2 кВт енергії при 3500 об/хв; на виході з насосу рідина має швидкість 2,0 м/с.

У роботі також розглянуті основні системи, які забезпечують роботу двигуна, а також виконаний аналіз заходів забезпечення вимог охорони праці в галузі, проведено дослідження шкідливих факторів від роботи дизельних двигунів.

					КРБ.142.3227зст.01.ПЗ.	Лист
						103
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.
2. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Доценко С.М.: – Первомайськ, ППТК, 2000.
3. Дизели. Справочник. Под ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова – 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1977, 480 с.
4. Арциков А.П., Воронов В.Ф. Судовые вспомогательные механизмы. Гидравлические машины. – Л.: Судостроение, 1963. – 432 с.
5. Насосы: Справочное пособие: Пер. с нем. В.В. Малюшенко, М.К. Бобка / К. Бадеке, А. Граневальд и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 503 с.
6. Справочник по Единой системе конструкторской документации. Под ред. Ю.И. Степанова – Х.: Прапор, 1979.
7. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика, В.А. Шнацкий, Л.: Судостроение, 1976.