

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 ТАНКОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ДН 12/2×12 (6ТД-2)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

А. В. Мелконянц

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Мелконяңцу Артему Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок танкового двигуна типу 6ДН 12/2×12 (6ТД-2)*

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доцент Гогоренко О. А.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 880 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2600 хв⁻¹; ступінь стиснення – 13; коефіцієнт надлишку повітря – 1,9.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості застосування двигуна типу 6ДН 12/2×12 на військовій техніці; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна; Розрахунок відцентрового компресора системи наддуву; Розробка принципів схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів; Охорона праці при проведенні випробувань турбокомпресорів

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Діаграми динаміки, індикаторна діаграма;
Турбокомпресор; Схеми основних систем двигуна

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/А. В. Мелконяни/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
1 Особливості застосування двигуна типу 6ДН 12/2×12 на військовій техніці	7
1.1. Огляд об'єктів, де може бути застосовано двигун.....	7
1.2. Вибір об'єкту для встановлення двигуна	10
1.3. Технічна характеристика танка	10
1.4. Обґрунтування відповідності обраного двигуна вимогам об'єкту.	12
1.5. Вимоги, яким повинен відповідати двигун.....	15
1.6. Тенденції розвитку двигунів даного типу.....	19
1.7. Висновок по розділу.....	21
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12..	22
2.1. Основна технічна характеристика двигуна.....	22
2.2. Загальна компоновка двигуна.....	23
2.3. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	26
Розрахунок робочого циклу.....	29
2.4. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	37
2.5. Висновок по розділу.....	39
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ДН 12/2×12.....	40
3.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку.....	40
3.2. Побудова силової схеми КШМ.....	41
3.3. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	42
3.4. Висновок по розділу.....	44
4 Розрахунок відцентрового компресора системи наддуву	45
4.1. Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	52
4.3. Розрахунок проточної частини компресора.....	56
4.4. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора	62

4.5. Висновок по розділу.....	63
5 Розробка принципів схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів	64
5.1. Паливна система.....	64
5.2. Масляна система.....	72
5.3. Система охолодження.....	79
5.4. Система повітропостачання і газовідводу.....	82
5.5. Висновок по розділу.....	86
6 Охорона праці при проведенні випробувань турбокомпресорів	87
6.1. Аналіз стійкості роботи технічних систем	87
6.2. Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду	89
6.3. Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів.....	90
6.4. Висновок по розділу.....	91
Висновки по роботі.....	92
Список використаної літератури	93
Додатки.....	94

ВСТУП

Двигун є найважливішим агрегатом бойової машини. Його розробка потребує більше часу, ніж сама машина. Але вдалий двигун дає змогу створювати сімейства танків та іншої техніки. Так сталося і з першим в світі танковим дизелем, яким був В-2. Цим двигуном були оснащені не тільки славетні Т-34, а й усі важкі та середні танки і самохідні гармати під час Другої Світової Війни і в повоєнні роки. Він також застосовувався у багатьох інших об'єктах, зокрема мирного призначення.

У той самий час двигун В-2 ще у роки війни мав багато серйозних недоліків і його реальний моторесурс становив усього близько 60 год. Тільки після війни конструкцію дизеля В-2 було вдосконалено. У післявоєнні роки танкові заводи орієнтувались на технічні рішення, що буди використані в дизелі В-2, що так добре себе зарекомендував.

Впровадження у танкобудуванні нового сімейства двотактних дизелів з поршнями, що рухаються назустріч один одному, створило дуже багато проблем. Серед них не останнє місце займають проблеми вібрацій. Специфічна конструктивна схема двигуна спровокувала нові для двигунобудівників проблеми. Дослідження коливань танкових дизелів сімейства ТД проводились в групі професора Штейнвольфа упродовж багатьох років. Завдяки цьому було розроблено багато методів розрахунків коливань дискретних механічних систем як в лінійній, так і в нелінійній постановці. Загалом проведені науковцями розрахунки наприкінці 60-х – початку 70-х рр. XX ст. показали необхідність подальшого співробітництва у справі покращання динамічних характеристик дизеля 5ТДФ, а головне – для доводки нового дизеля 6ТД. Це співробітництво було продовжено і принесло свої плоди. Упродовж багатьох років проводились розрахунково-експериментальні дослідження коливань валопроводу дизеля 6ТД. Розрахунки сталих коливань, що були проведені для визначення максимальних значень пружних моментів на колінчастих валах і на елементах приводів турбіни і компресора, дали змогу знищити небезпечні резонанси у двигунах 6ТД-1 та 6ТД-2.

					КРБ.142.2227ст.11.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Варто відзначити, що виконання важливих оборонних завдань не тільки покращило характеристики танкових двигунів, а й сприяло формуванню творчого колективу у межах проблемної лабораторії динамічної міцності деталей машин.

					КРБ.142.2227ст.11.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Особливості застосування двигуна типу 6ДН 12/2×12 на військовій техніці

1.1 Огляд об'єктів, де може бути застосовано двигун

Двигун типу 6ДН 12/2×12 (заводське маркування 6ТД-2) – 6-ти циліндровий, з двома колінчастими валами, двотактний дизель з рядним горизонтальним розташуванням циліндрів, що рухаються назустріч один одному, з безпосереднім уприскуванням палива та прямою продувкою.

Двигуни даного типу застосовується у відомих сучасних вітчизняних танках III-го покоління Т-80УД і Т-84, які мають високий рейтинг на Світовому ринку, оснащені новим швидкохідним двотактними турбопоршневим дизелем 6ТД-2, розроблений на базі двигуна 5ТДФ.

Танк Т-80УД (рис. 1.1). Виробництво Україна з 1987 року.



Рис. 1.1. Танк Т-80УД

Танк багатоцільового призначення, що суміщає високу вогневу потужність, захист і маневреність. В цьому типі танків поєднується уніфікація і пристосованість до масового виробництва, як середніх танків з високим рівнем захисту і вогневою потужністю важких танків.

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Основні характеристики танка

Довжина, м	7,085
Ширина, м	3,560
Висота, м	2,193
Кліренс, м	0,515
Швидкість, км/год	65
Запас ходу, км	580
Екіпаж, чол.	3
Маса, т	46

Основні характеристики головного двигуна

Виробник	Україна
Модель	6ТД-2
Потужність, кВт	882
Частота обертання, хв. ⁻¹	2600
Питома витрата палива, г/(кВт·год.)	160

Танк Т-72 (рис. 1.2). Танк спроектований в КБ "Уралвагонзаводу" в 1967 році.



Рис. 1.2. Танк Т-72

Основні характеристики танка

Довжина, м	9,530
Ширина, м	3,460
Висота, м	2,190
Кліренс, м	0,470
Швидкість, км/год	60
Запас ходу, км	500
Екіпаж, чол.	3
Маса, т	44,5

Основні характеристики головного двигуна

Виробник	Україна
Модель	6ТД-1
Потужність, кВт	735
Частота обертання, хв. ⁻¹	2800
Питома витрата палива, г/(кВт·год.)	158

Танк Т-64А (рис. 1.3). Серійне виробництво з 1963 по 1987 рік



Рис. 1.3. Танк Т-64А

Основні характеристики танка

Довжина, м	9,225
Ширина, м	3,600
Висота, м	2,172
Кліренс, м	0,500
Швидкість, км/год	60
Запас ходу, км	500
Екіпаж, чол.	3
Маса, т	45,5

Основні характеристики головного двигуна

Виробник	Україна
Модель	5ТДФ
Потужність, кВт	515
Частота обертання, хв. ⁻¹	2800
Питома витрата палива, г/(кВт·годину)	158

1.2 Остаточний вибір об'єкту для встановлення двигуна

Остаточним вибором є танк Т-80УД. Доцільність даного вибору обумовлюється тим що даний тип танка більш сучасний та має ряд переваг в порівнянні з іншими бойовими одиницями, двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12) таких переваг можна віднести:

- більша потужність;
- однакові габаритні розміри.

1.3 Технічна характеристика танка

Роботи по танку "Об'єкт 478" в ХКБМ ім. А. А. Морозова почалися в середині 1970-х років з метою підвищення бойових і технічних характеристик танка Т-80 і установки на нього дизельного двигуна. Передбачалося встановити нову башту, випробувану на танку "Об'єкт 476". Було спроектовано два основні варіанти танка - об'єкт 478, які відрізнялися установкою різних типів дизельних двигунів. В результаті тривалої роботи по машині був створений, і в 1987 році прийнятий на озброєння основний танк Т-80УД ("Об'єкт 478Б") (рис. 1.4).

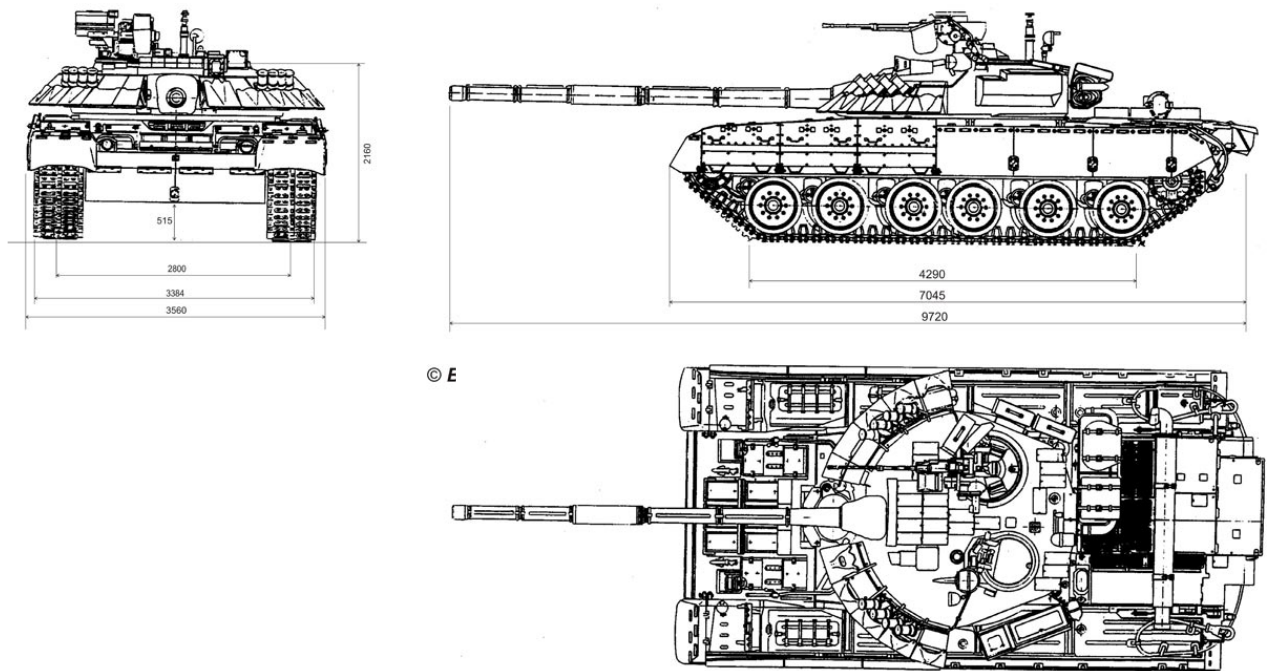


Рис. 1.4. Габаритні розміри танка Т-80УД ("Об'єкт 478Б")

Танк Т-80УД (об'єкт 478Б) багатоцільовий танк, що поєднує високу вогневу міць та добру захищеність з маневреністю.

Довжина найбільша.....	9,720 м
Ширина.....	3,595 м
Швидкість	65 км/год
Кліренс.....	0,515 м
Маса.....	46 т
Висота	2,160 м
Екіпаж.....	3 чол.
Ємність баку.....	1270+400 л
Запас ходу.....	580 км
Пострілів:	
з гармати.....	45 шт.
з кулемета (7,62 мм).....	1250 шт.
з кулемета (12,7 мм).....	450 шт.
аерозольних гранат.....	12 шт.

1.4 Обґрунтування відповідності обраного двигуна вимогам об'єкту

Вибір двигуна базуються на характері транспортного засобу. В даному випадку це танк Т-80УД, багатоцільового призначення, що суміщає високу вогневу потужність, захист і рухливість.

Підсумувавши дані характеристики для встановлення на танк Т-80УД якнайкраще встановити двигун 6ТД-2.

При повній масі танка разом з водієм та бойовим знаряддям 46000 кг, відношення потужності до маси 38,3 кг/к.с. (52 кг/кВт). Дана потужність дозволяє досягати максимальної швидкості в 65 км/год. При цьому контрольна витрата палива для танка з повною конструктивною масою при русі із постійною швидкістю 65 км/год, не більше 207 л/100 км. Запас ходу по контрольній витраті палива з постійною швидкістю 65 км/год, км, не менше 580 км

Даний двигун має ряд показників, що мають вплив на вибір даного агрегату для встановлення. Серед них:

- ресурс до першого капітального ремонту – 10 000 год роботи;
- масогабаритні показники (маса не заправленого змазкою двигуна 1180 кг);
- простота у технічному обслуговуванні;
- потужність двигуна.

Двигун внутрішнього згоряння підбирається виходячи з класифікації за такими основними ознаками:

За родом робочого циклу - з підведенням теплоти до робочого тіла при постійному об'ємі, з підведенням теплоти при постійному тиску газів і зі змішаним підведенням теплоти, тобто спочатку при постійному обсязі, а потім при постійному тиску газів. Для нашого випадку приймаємо двигун з підведенням теплоти до робочого тіла при постійному об'ємі;

За способом здійснення робочого циклу – чотиритактні, в яких цикл відбувається за чотири послідовних ходи поршня (за два оберти колінчастого валу), і двотактні, в яких цикл здійснюється за два послідовних хода поршня (за один оберт колінчастого валу). Обрано чотиритактний двигун.

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За способом повітропостачання – з наддувом і без наддуву. У чотиритактних ДВЗ без наддуву циліндр наповнюється свіжим зарядом (повітрям або горючою сумішшю) насосним ходом поршня, а в двотактних ДВС – продувочним компресором з механічним приводом від двигуна або турбокомпресором. У всіх ДВС з наддувом наповнення циліндра здійснюється спеціальним компресором. Двигуни з наддувом нерідко називають комбінованими, так як крім поршневого двигуна вони мають і компресор, що подає повітря в двигун при підвищеному тиску. Схема двигуна передбачає застосування наддуву при використанні водню як палива.

За способом займання пального – із запалюванням від стиснення (дизелі) і з іскровим запалюванням (карбюраторні і газові). У нашому випадку двигун дизельний.

За родом застосовуваного палива – рідкого палива і газові. До ДВС рідкого палива належать і багатопаливні двигуни, які без конструктивних змін можуть працювати на різних паливах. До газових ДВС відносяться і двигуни з займанням від стиснення, в яких основне паливо газоподібне, а рідке паливо в невеликій кількості використовується як пілотне, тобто для запалення. Застосовується двигун, спочатку працює на рідкому паливі.

За способом сумішоутворення – з внутрішнім сумішоутворенням, коли паливоповітряна суміш утворюється всередині циліндра (дизелі), і з зовнішнім сумішоутворенням, коли ця суміш готується до її подачі в робочий циліндр (карбюраторні і газові двигуни з іскровим запалюванням).

За типом камери згоряння (КС) – з нерозділеною однополосною КС, з напіврозділених КС (КС в поршні) і розділеними КС (передкамерні, вихрекамерних і повітряно-камерні КС); використовується нероздільна камера згоряння.

За частотою обертання колінчастого валу n - малооборотні (МОД) з n до 240 хв^{-1} , середньооборотні (СОД) з $240 \text{ хв}^{-1} < n < 750 \text{ хв}^{-1}$, підвищеної оборотності (ПОД) з $750 \text{ хв}^{-1} < n < 1500 \text{ хв}^{-1}$ і високооборотні (ВОД) з $n >> 1500 \text{ хв}^{-1}$;

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За принципом дії – простої дії (робочий цикл здійснюється тільки в однієї порожнини циліндра), подвійної дії (робочий цикл відбувається у двох порожнинах циліндра над і під поршнем) і з протилежно рухомими поршнями (у кожному циліндрі двигуна є два механічно пов'язаних поршня, що рухаються в протилежних напрямках, з поміщенням між ними робочим тілом); Двигун простої дії.

За конструктивним виконанням кривошипно-шатунного механізму (КШМ) – тронкові та крейцкопфні. У тронковому двигуні сили нормального тиску, що виникають при нахилі шатуна, передаються напрямною частиною поршня - тронка, ковзаючим у втулці циліндра; у крейцкопфному двигуні поршень не створює сил нормального тиску, що виникають при нахилі шатуна, нормальне зусилля створюється в крейцкопфному з'єднанні і передається повзунами на паралелі, які закріплені поза циліндра на станині двигуна; двигун тронковий.

За розташуванням циліндрів - вертикальні, горизонтальні, однорядні, дворядні, V-подібні, зіркоподібні тощо. Розташування циліндрів у вибраному двигуні рядне вертикальне.

Існують і інші ознаки, за якими класифікують ДВЗ.

Основними визначеннями, які відносяться до всіх типів ДВЗ, є:

- верхня і нижня мертві точки (ВМТ і НМТ), відповідні верхньому і нижньому крайньому положенню поршня в циліндрі (у вертикальному двигуні);
- хід поршня, тобто відстань при переміщенні поршня з одного крайнього положення в інше;
- об'єм камери згоряння (або стискування), відповідний обсягом порожнини циліндра при знаходженні поршня у ВМТ;
- робочий об'єм циліндра, який описаний поршнем при його ході між мертвими точками.

Всі обрані класифікаційні показники було визначено виходячи з умов об'єкту встановлення, в нашому випадку міський пасажирський автобус малого класу.

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Не зважаючи на вищезазначене для розрахунку обґрунтування вибору двигуна приведено формулу зв'язку максимальної потужності двигуна з максимальною швидкістю автомобіля. Дана залежність виражається формулою, отриманою з рівняння балансу сил, діючих по прямій поверхні автомобіля.

$$Ne = \frac{V_{a\max}(\varphi m_a + k_b F V_{a\max}^2)}{1000 \eta_t}$$

де $V_{a\max}$ – максимальна швидкість транспорту, м/с;

φ – коефіцієнт сумарного супротиву дороги, для вантажних автомобілів і автобусів,

$$\varphi = 0,015 + 6V_{a\max}^2,$$

m_a – маса транспортного засобу, $m_a = 46000$ кг

η_t – 0,8 – ККД трансмісії,

k_b – коефіцієнт обтікання мостів, $k_b = 0,65$ – для вантажних автомобілів,

F – лобова площа транспортного засобу, $F = 6$ – для вантажівки.

$$Ne = \frac{1,1((0,015+6 \cdot 1,1^2)46000+0,65 \cdot 6 \cdot 1,1^2)}{1000 \cdot 0,8} = 743 \text{ кВт}$$

Отже вибір двигуна 6ТД-2, потужністю 882 кВт є обґрунтованим, а двигун повністю відповідає вимогам транспортного засобу.

1.5 Вимоги, яким повинен відповідати двигун

Для того, щоб двигун певної конструкції повністю відповідав своєму призначенню та мав високі технічні та економічні показники, необхідно при проектуванні виходити з перелічених нижче загальних вимог:

- простота конструкції - вибір таких конструктивних форм двигуна у цілому та окремих його вузлів, які спрощують виготовлення та монтаж двигуну, а також його обслуговування під час експлуатації. Спрощення конструкції не повинно знижувати якість конструкції або погіршувати технічні показники двигуна;

- надійність в роботі - властивість двигуна працювати безвідмовно у межах міжремонтного строку. Надійна робота забезпечується раціональною конструкцією та ступенем її відпрацювання.

- термін роботи двигуна - період часу до капітального ремонту (моторесурс), при якому виконується переборка двигуна з підйомом колінчастого валу;

- висока економічність - можливість працювати з найменшими питомими витратами палива та мастила при різноманітних експлуатаційних навантаженнях, особливо при навантаженнях близьких до номінальних;

- як найменша питома вага - зменшення питомої ваги за рахунок застосування новітніх матеріалів та їх раціонального використання;

- як найменші габаритні розміри - зменшення габаритних розмірів (особливо по довжині), а також розмірів допоміжних механізмів, які встановлені поза двигуна і однаково необхідні для його роботи;

- максимально можливе урівноваження сил інерції обертових та поступально рухомих частин, а також їх моментів для уникнення вібрації остова двигуна та кузова автомобіля;

- відсутність критичних зон - частоти обертання колінчастого валу двигуна для експлуатаційних режимів роботи для зон найближчих до експлуатаційних режимів роботи;

- можливість для спостереження та огляду - зручна та легка доступність до найбільш відповідальних вузлів та частин двигуна;

- забезпечення швидкої та зручної розбори двигуна - розтока та зборка усіх деталей двигуна за невеликий час, а також зручність ремонту цих деталей;

- повна безпека обслуговування двигуна - дотримання правил охорони праці, які передбачені для даного двигуна;

- забезпечення мінімального шумового рівня - зменшення шуму двигуна та його систем;

- зменшення вартості виготовлення - зменшення витрат на виготовлення деталей, вузлів та механізмів, необхідних для роботи двигуна, та витрат на його складання.

До сучасного танкового двигуну пред'являється ряд вимог, яким повинні відповідати його енергетичні, економічні, конструктивні і експлуатаційні показники.

Танковий двигун повинен мати більшу потужність, мінімальні розміри і вагу, зручно компонуватись в силовому відділенні корпусу танка. Він повинен мати можливо меншу питому витрату палива в усьому діапазоні експлуатаційних оборотів і навантажень і працювати на різних паливах від дизельного до високооктанових бензинів без зниження потужності і без підвищення витрати палива, а також витрачати на одиницю потужності мінімальну кількість повітря і володіти можливо меншою тепловіддачею в системі охолодження рідиною на мастилом.

Двигун повинен легко і надійно запускатися при будь-якій температурі без спеціальної підготовки і працювати в будь-якому кліматичному поясі, на будь-якій висоті, під водою і в зонах радіоактивного випромінювання, мати гарну здатність швидко збільшувати і зменшувати обороти, і високим коефіцієнтом пристосованості до змін зовнішнього навантаження, бути добре врівноваженим і мати високу рівномірність ходу. Він повинен мати достатньо великий запас моторесурсів, високу надійність в роботі і хорошу ремонтоспособність при мінімальній затраті часу на обслуговування в процесі експлуатації і мати конструкцію, придатну для масового або великосерійного виробництва.

В даний час ще не створено двигун, який в повній мірі задовольняє всім перерахованим вимогам. З огляду на суперечливий характер цих вимог, створення такого двигуна являє досить складною задачею.

Потужність двигунів сучасних основних танків досягає 600...850 к.с. і має тенденцію до подальшого підвищення.

Одним з найважливіших показників танкового двигуна є його габаритна

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

потужність

N_{Γ} – відношення максимальної ефективної потужності N_e двигуна до його габаритного об'єму V_{Γ} , підраховують найбільш габаритний розмір двигуна: довжина L , ширина B та висота H .

Габаритна потужність двигуна залежить від літрової потужності $N_{\text{л}}$, що характеризує ступінь використання робочого об'єму циліндрів або ступінь форсування двигуна, і від компактності його конструкції. Компактність двигуна оцінюється величиною відносини літражу двигуна до його габаритного об'єму. Це відношення можна отримати, якщо вираз габаритної потужності помножити і розділити на літраж $V_{\text{л}}$

$$N_{\Gamma} = \frac{N_e}{V_{\Gamma}} = \frac{N_e}{V_{\text{л}}} \cdot \frac{V_{\text{л}}}{V_{\Gamma}} = N_{\text{л}} \text{ к. с./м}^3$$

Відношення $V_{\text{л}}/V_{\Gamma}$ прийнято називати коефіцієнтом компактності K (л/м³).

Другим основним показником танкового двигуна є питома ефективна витрата палива

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 1000 \text{ г/л}$$

де G_T – годинна витрата палива, кг/год.

При обмеженому обсязі паливних баків найбільший запас ходу без дозаправки (при інших рівних умовах) забезпечить двигун, що працює на більш важкому паливі і має меншу питому витрату палива.

Найкраще поєднання цих двох основних показників поки залишається у дизеля. Саме цим пояснюється та обставина, що дизель в даний час завоював у всьому світі виняткове становище як кращий танковий двигун, хоча з енергетичних, ваговим і габаритним показникам він поступається як бензиновим з іскровим запалюванням, так і газотурбінним двигунам.

При щоденному обслуговуванні необхідно:

1. Перевірити рівень палива в баку і при необхідності заправити паливо, не чекаючи його охолодження.

2. Перевірити рівень масла в картері. Якщо він нижче позначки Н на мастиловимірjuвальному стрижні, долити мастило до мітки В.

3. Прослухати роботу двигуна. Якщо є стуки, вжити заходів до їх усунення.

4. Перевірити, чи немає течії в усіх з'єднаннях систем охолодження, змащення і живлення двигуна. При виявленні течії усунути її.

5. Спустити 0,1 л палива з фільтра грубої очистки і 0,2 л з фільтра тонкого очищення. Після цього двигун повинен пропрацювати 2...3 хв. при 1000 об/хв⁻¹ колінчатого валу.

6. Через 5 хвилин після зупинки двигуна перевірити рівень мастила в картері. Якщо рівень підвищився і мастило стало рідким, знайти причини розрідження масла і усунути їх. Якщо рівень мастила нижче мітки В на мастиловимірjuвальному стрижні, долити масло до мітки.

7. При роботі в умовах сильної запиленості повітря промити повітряні фільтри.

1.6 Тенденції розвитку двигунів даного типу

В останні роки іноземні військові фахівці висувають до танкових двигунів підвищені вимоги. На їхню думку, двигун танка повинен володіти не тільки високою потужністю, але і надійністю роботи в будь-яких кліматичних і географічних умовах, мати великий термін служби при мінімальних затратах на догляд.

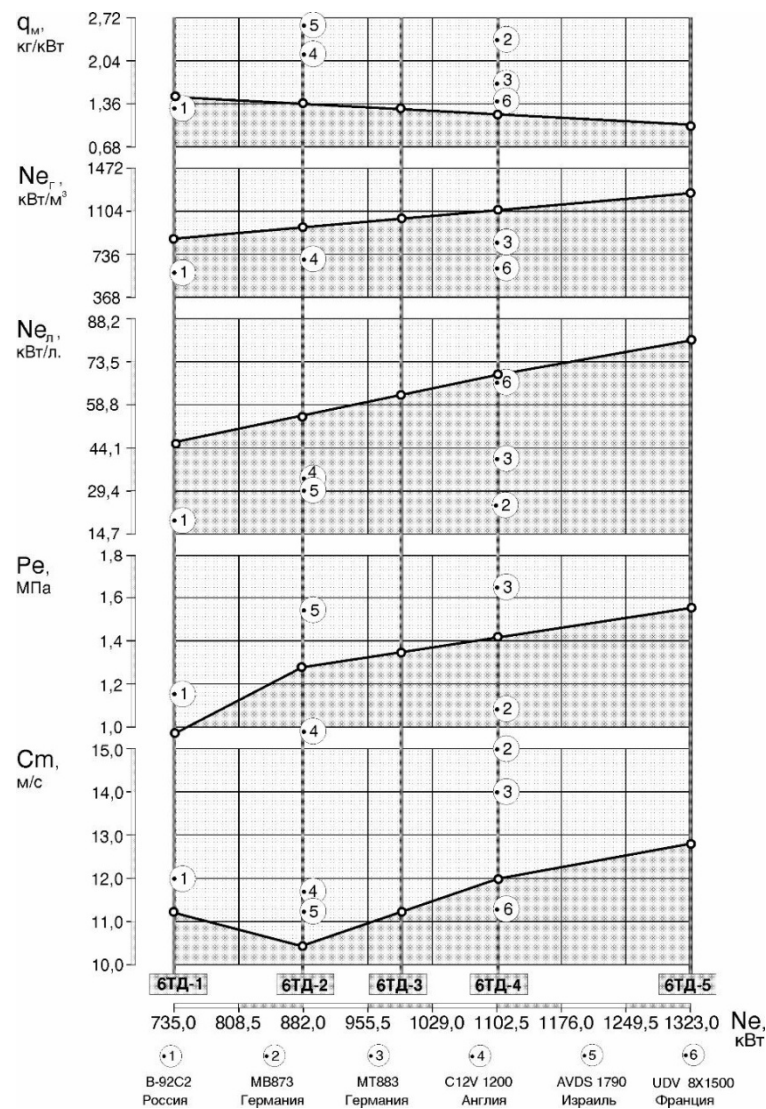


Рис. 1.5. Параметри форсованих двигунів серії 6ТД

Вважається також, що сучасний танковий двигун повинен відповідати і таким вимогам, як багатопаливність, легкий запуск, здатність розвивати повну потужність відразу після запуску, висока прийомистість при розгоні і швидка зупинка при виключенні, мінімальна витрата палива. Все більша увага при створенні нових двигунів приділяється оптимальному співвідношенню їх ефективності і вартості.

Силова установка танка складається з двигуна і обслуговуючих його систем: паливна система, мащення, охолодження і пуску. Компонування силової установки є складним завданням. Основне обмеження полягає в тому, що необхідно розмістити двигун великої потужності в обмеженому обсязі силового

відділення і звільнити щонайбільше місця для бойового відділення, де розміщується екіпаж, розташовані озброєння і боєкомплект.

1.7 Висновок до розділу

У першому розділі наведено декілька типів танків де може бути встановлений двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12) та дано їх короткий опис. Було обрано танк Т-80УД, що повністю відповідає паспортним характеристикам двигуна (швидкісним, масогабаритним та ін.). Надано загальну характеристику об'єкту де буде становлено двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12). Також наведені вимоги щодо відповідності двигуна та його призначення. Крім того, вказані основні експлуатаційні вимоги, які висувають до двигунів даного типу та тенденції їх розвитку.

					КРБ.142.2227ст.11.01.ПЗ	Лист
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12

2.1 Основна технічна характеристика двигуна

У якості головного двигуна на танк встановлений двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12). Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	6ТД-2 (6ДН 12/2×12)
Тип	Двовальний двотактний дизель з рядним горизонтальним розташуванням циліндрів, з наддувом
Модель	Права
Наддув	Комбінований
Число турбокомпресорів (ТК)	1
Марка (ТК)	ТК 6ТД-2
Система продувки	Прямоточно-щілина
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою
Розташування циліндрів	Горизонтальне розташування циліндрів
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-5-3-6-2-4
Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	2×120
Номинальна частота обертання, хв ⁻¹	2600
Температура випускних газів за циліндрами	800
Палива	Дизельне паливо - ДЛ, ДЗ та ДА Бензин - А-66 та А-72 Гас - Т-1, ТС-1 та Т-2
Мастила: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів, системи автономної змазки розподільного валу: для змазки циліндрів для змазки підшипників ТК для системи централізованої змазки ричагів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	ІМП-10 ЛЗ-240

Продовження табл. 2.1

Питома витрата масла, г/(кВт·год)	0,46
Лубрикаторне змащення, г/(кВт·год)	0,67
Температура мастила °С: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	10...15 55...62
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: Вихідний з дизеля Перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля	88...95 8...10
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤ 3
Система пуску двигуна	Стартер-генератор СГ-18
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у мажах габаритів дизеля, т	1,180

2.2 Загальна компоновка двигуна

Двигун – 6-ти циліндровий, з двома колінчастими валами, двотактний дизель з рядним горизонтальним розташуванням циліндрів, що рухаються назустріч один одному, з безпосереднім упорскуванням палива та прямоочною продувкою.

Шість циліндрів двигуна розташовані горизонтально, в протилежних сторонах є вікна: з одного боку впускні, з іншого – випускні. Впускні вікна служать для впуску в циліндр свіжого заряду повітря. Випускні вікна служать для випуску відпрацьованих газів через випускні колектори в газову турбіну.

У кожному циліндрі двигуна розташовані два протилежно рухомих поршня. Між поршнями при максимальному їх зближенні утворюється камера згорання. Кожен поршень за допомогою шатуна пов'язаний зі своїм колінчастим валом.

Поршні крім свого прямого призначення виконують функції газорозподільного механізму. У зв'язку з цим поршні, керуючі відкриттям і закриттям

впускних вікон, називаються впускними, а поршні, керуючі відкриттям і закриттям впускних вікон, – випускними.

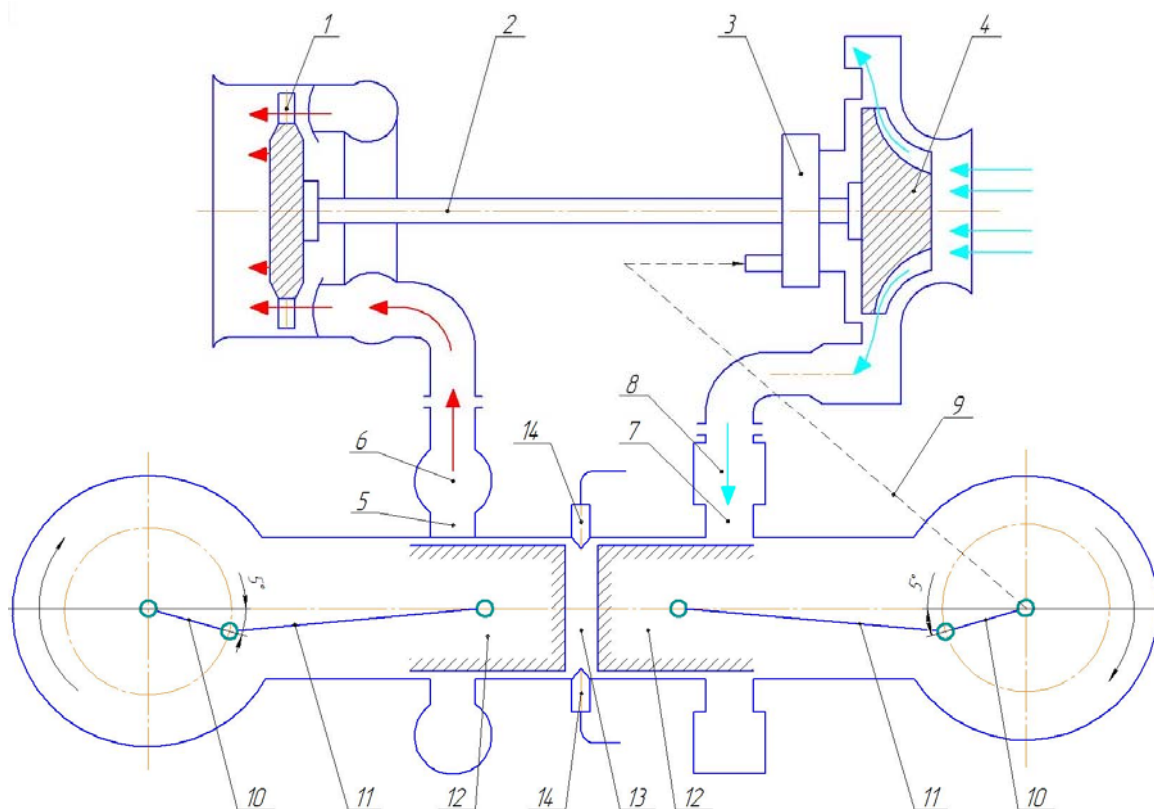


Рис. 2.1. Схема двигуна 6ТД-2 (6ДН 12/2×12)

1 – газова турбіна; 2 – вал турбокомпресора; 3 – редуктор; 4 – компресор;
5 – випускні вікна; 6 – випускні колектори; 7 – впускні вікна; 8 – впускний ресивер; 9 – механізм передач; 10 – колінчаті вали; 11 – шатуни; 12 – поршні;
13 – камера згоряння; 14 – форсунки

Відмінною рисою поршневого двигуна з наддувом є наявність двох з'єднаних між собою ресорою лопаткових агрегатів: компресора і газової турбіни.

Компресор служить для стиснення повітря, що подається в циліндри. Стиснене повітря необхідне для продувки циліндрів та для збільшення наповнення новим зарядом циліндрів двигуна.

Наддув збільшує вагове наповнення циліндрів повітрям, і тим самим істотно підвищити показники потужності двигуна.

Повітря подається від компресора до впускних вікон циліндрів.

Газова турбіна перетворює частину теплової енергії відпрацьованих газів в механічну роботу, яка використовується для приводу компресора. Використання енергії відпрацьованих газів в турбіні підвищує економічність двигуна.

Потужність, що розвивається газовою турбіною, менше потужності, необхідної для приводу компресора. Для досягнення необхідного рівня наддуву використовується частина потужності, що розвивається поршневою частиною двигуна. З цією метою компресор через редуктор і механізм 9 передач з'єднаний з колінчастими валами двигуна.

Колінчасті вали пов'язані між собою механізмом передач. Напрямок обертання колінчастих валів однакова – по ходу годинникової стрілки з боку турбіни. При цьому випускний колінчастий вал випереджає впускний на 10° . При такому зміщенні колінчастих валів максимальне зближення впускних і випускних, поршнів відбувається тоді, коли випускний вал пройде свою внутрішню мертву точку на 5° , а випускний вал не дійде до своєї внутрішньої мертвої точки на 5° . Це положення кривошипно-шатунного механізму двигуна відповідає мінімальній відстані між поршнями і умовно називається внутрішньої об'ємної мертвою точкою (в. о. м. т.).

Дійсна ступінь стиснення повітряного заряду, що визначається за моментом закриття вікон, становить 15 МПа. Геометрична ступінь стиснення 18,5 МПа.

Кутове зміщення колінчастих валів в поєднанні з несиметричним розташуванням впускних і випускних вікон циліндра по його довжині забезпечує отримання необхідних фаз газорозподілу, при яких досягаються достатня очищення циліндра від відпрацьованих газів і наповнення циліндра стисненим повітрям.

У зв'язку з кутовим зміщенням колінчастих валів крутний момент, що знімається з них, не-однаковий і становить для впускного валу 30 %, а для випускного валу 70 % крутного моменту, що розвивається двигуном. Крутний момент, що розвивається на впускному валу, передається через шестерні ме-

					КРБ.142.2227ст.11.02.ПЗ	Лист
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ханізму передач на випускний вал. Сумарний крутний момент знімається з обох кінців випускного валу і передається через дві зубчасті муфти напівжорсткого з'єднання на вали коробок передач об'єкта.

2.3 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Для того, щоб визначити основні параметри і показники робочого процесу, які характеризують ефективність і економічність роботи дизеля потрібно виконати розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі.

В розрахунковому циклі ДВЗ змінюється кількість робочого тіла, його склад та фізичні якості. В наслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння скрита в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходить догоряння палива та відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємкостями, оскільки температура та склад газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі маються також теплові та аеродинамічні втрати. Враховуючи вище сказане, слід зазначити, що дійсний цикл, який здійснюється у працюючому двигуні у даний час теоретично не може бути точно описаний через недосконалості розрахункових методик та складності процесів які в ньому протікають.

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводиться на комп'ютері з використанням розрахункової програми розробленої в середовищі MathCAD на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Для розрахунку обирається модель з вільним турбокомпресором. Програма працює по розрахунковому циклу, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленого професором В. І. Гриневецьким у 1907 р.

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.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.

Температура навколишнього повітря T_o . Приймаємо $T_o = 313 \text{ К}$ або $40 \text{ }^\circ\text{C}$ (за умови всмоктування повітря з машинного відділення).

Тиск навколишнього повітря p_o . В усіх випадках варто приймати $p_o = 0,101 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови) [2].

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\epsilon = 10 \dots 16$ [2]. Приймаємо $\epsilon = 13$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} < 150 \text{ мм}$ та $\epsilon = 13$, α буде знаходитись у межах $1,8 \dots 2,8$ [2]. Приймаємо $\alpha = 1,9$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,05$ [2].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,80 \dots 0,90$; [2].

Приймаємо $\xi_z = 0,87$; $\xi_b = 0,83$.

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

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 \dots 20 \text{ К}$ – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 25 \text{ К}$ – для ДВЗ без наддуву [2].

Приймаємо $\Delta T_a = 11 \text{ К}$.

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

та особливості системи газообміну. Для 2-х тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,97)$ [2]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,80 \dots 0,88$ [2]. Приймаємо $\eta_m = 0,81$.

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 [2].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 800$ К [2].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [2]: $C = 0,866$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,130$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу, тоді для 2-х тактних двигунів $Z = 1$ [2].

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,0$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 2-х тактних двигунів приймаємо $\phi_n = 0,13$ [2].

Результати розрахунку робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12 приведені далі на роздруківці.

Данні необхідні для побудови індикаторної діаграми розраховані та наведені у табл. 2.2, а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.2.

Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 880$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 2600$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.02$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.05$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.87$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.83$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 13$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 11$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0.18$
1.14 Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.81$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.73$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.89$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 800$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.866$ $H = 0.130$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 6$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.12$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.24$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 1$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 1.9$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.96$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.303$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 471.287$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 330.412$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 363.249$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox}. \quad P_s = 0.299$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.29$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.746$$

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)

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



$$b_c = 0.002528 \quad a_{\nu c} = 19.29$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 9.516$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 916.752$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 0.946$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0345$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0329$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 1.048$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.034$$

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 $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0326$

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

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.066$$

$$a_{vz} = 19.94428$$

$$b_z = 0.00312$$

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

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

$$a_{vb} = 19.91517$$

$$b_b = 0.003096$$

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



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

$$\text{звідки: } T_z = 1903.654$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 12.37$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.652$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 7.868$$

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

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



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

$$n_2 = 1.305$$

$$T_b = 1014.366$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.838$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.953$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.538$$

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

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

$$b_i = 0.202$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.417$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.245$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.338$$

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

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

$$b_e = 0.2497$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 879.628$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = -0.042 \cdot \%$$

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 $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.694$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.755$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.288$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 790.148$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 0.974$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.562$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

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

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.017$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.577 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,305
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	9,516
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	12,37
Ступінь попереднього розширення ρ	1,652
Ступінь стиснення ε	13

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розп}$
1,00	12,37	
1,00	9,52	12,37
1,65	4,81	12,37
2,22	3,22	8,41
2,79	2,36	6,25
3,35	1,83	4,91
3,92	1,48	4,00
4,49	1,23	3,36
5,06	1,05	2,87
5,62	0,91	2,50
6,19	0,80	2,21
6,76	0,71	1,97
7,33	0,63	1,77
7,89	0,57	1,61
8,46	0,52	1,47
9,03	0,48	1,35
9,60	0,44	1,25
10,16	0,41	1,16
10,73	0,38	1,08
11,30	0,35	1,01
11,87	0,33	0,94
12,43	0,31	0,89
13,00	0,29	0,84
13,00	0,29	0,29

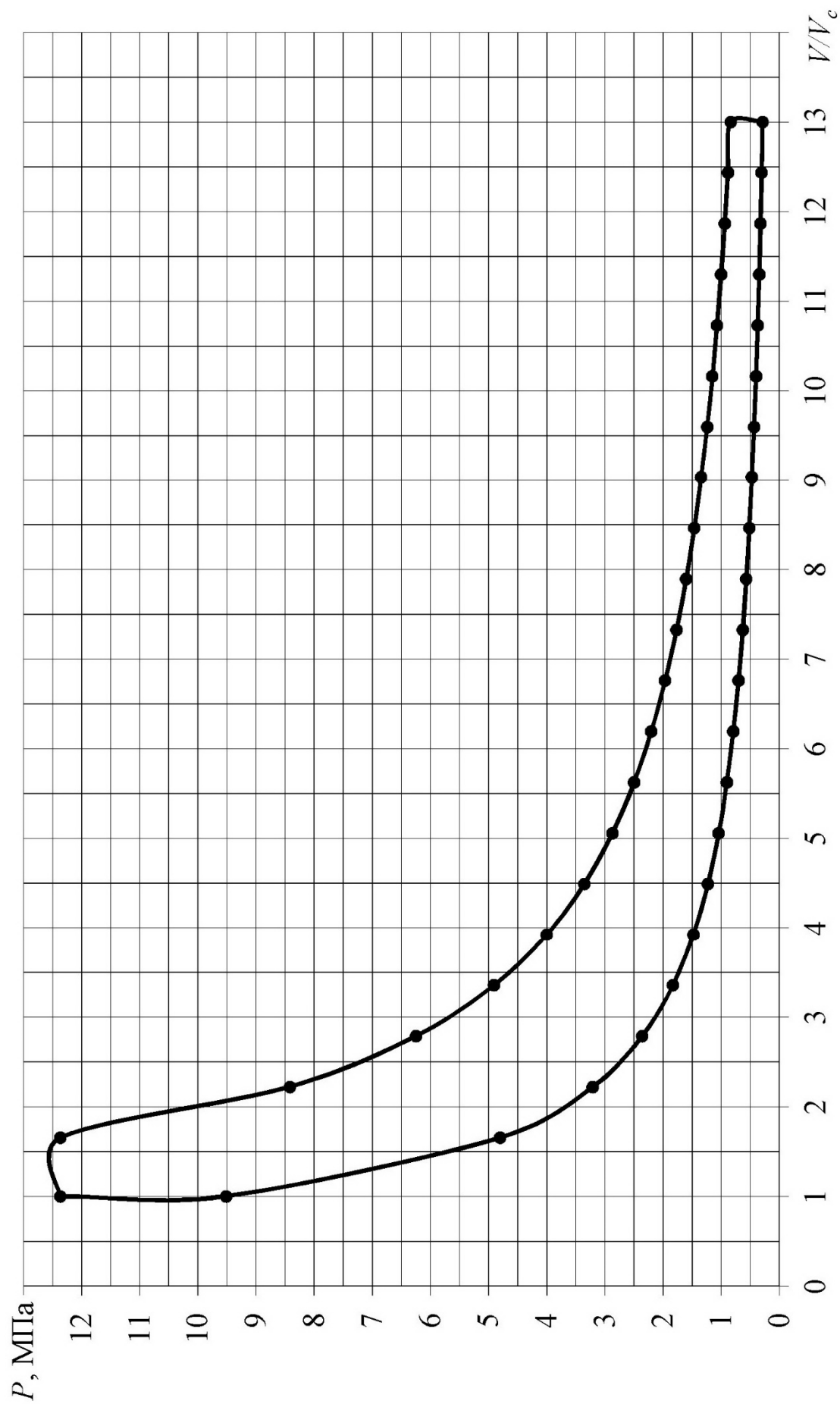


Рис. 2.2. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 6ДН 12/2×12

2.5 Висновок по розділу

Розрахунок робочого циклу проводився для номінального режиму роботи двигуна. В результаті перевірного розрахунку робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12 отримано наступні значення основних його параметрів.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,250 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром обраний двигун належить до машин з середнім показником економічності і не відрізняється серед інших двигунів-аналогів приблизно такої ж потужності або розмірності.

Показник ефективності двигуна P_e (середній ефективний тиск) дорівнює 1,245 МПа. Ефективний ККД двигуна становить 0,338. Максимальний тиск робочого тіла і максимальне значення температури не перевищують значень 12,4 МПа та 1904 К відповідно і задовольняють класичним рекомендаціям щодо значень цих параметрів.

					КРБ.142.2227ст.11.02.ПЗ	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ДН 12/2×12

Динаміка ДВС – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів.

3.1 Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу. Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Таблиця 3.1. Вихідні данні для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Тактність (число тактів) для двотактних ДВЗ	$D=2$
Крок (розрахунку). Обертається в залежності від кута заклинки	$H = 15$ град.
Частота обертання колінчастого балу	$n = 2600 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$MS = 5,3 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 0,06 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda = 0,3$
Тиск на початку стиску (в точці а)	$P_a = 0,29 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_z = 12,37 \text{ МПа}$

Степінь попереднього розширення	$\rho = 1,652$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,361$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,305$
Степінь стиску	$\varepsilon = 13,0$

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\Gamma} + P_S + P_{\text{ТР}} + P_{\text{ТП}} + P_B$$

де P_{Γ} – сила від тиску газів;

P_S – сила інерції поступальних мас;

P_B – сила ваги поступальних мас;

$P_{\text{ТП}}$ – сила тиску на поршень з тильної його сторони;

$P_{\text{ТР}}$ – сила тертя між втулкою і поршнем.

У зв'язку з тим, що сила P_B і сила P_K є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\Gamma} + P_S$$

де P_{Γ} – сила від тиску газів;

P_S – сила інерції поступальних мас.

3.2 Побудова силової схеми КШМ

На рис. 3.1 представлена силова схема КШМ, де показане розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.

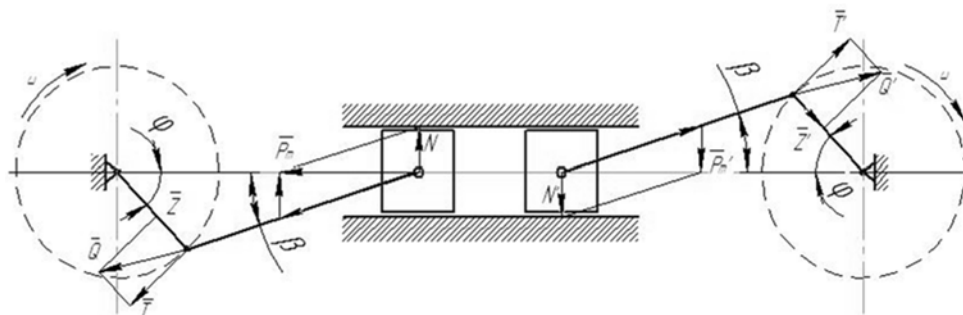


Рис. 3.1. Силова схема КШМ

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотильової шейки.

3.3 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

Розрахункові формули мають вид:

$$N = P_{ДВ} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \varphi))$$

$$Q = \frac{P_{ДВ}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$Z = \frac{P_{ДВ} \cos(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$T = \frac{P_{ДВ} \sin(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок. Розрахунок динаміки зроблений на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

За даними табл. 3.2 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2990	1,4583	1,7573	0,0000	-1,7573	0,0000
15	0,2990	1,4711	1,7701	-0,1379	-1,7454	-0,3250
30	0,2706	1,4917	1,7623	-0,2674	-1,6599	-0,6496
45	0,2936	1,4731	1,7667	-0,3835	-1,5205	-0,9781
60	0,3320	1,3542	1,6862	-0,4537	-1,2360	-1,2334
75	0,3946	1,0805	1,4750	-0,4466	-0,8131	-1,3092
90	0,4981	0,6250	1,1231	-0,3532	-0,3532	-1,1231
105	0,6770	0,0021	0,6791	-0,2056	-0,0228	-0,7092
120	1,0065	-0,7292	0,2773	-0,0746	0,0740	-0,2775
135	1,6610	-1,4731	0,1879	-0,0408	0,1040	-0,1617
150	3,0317	-2,1167	0,9150	-0,1388	0,7230	-0,5777
165	5,5708	-2,5536	3,0172	-0,2350	2,8535	-1,0079
180	12,3700	-2,7083	9,6617	0,0000	9,6617	0,0000
195	12,3700	-2,5536	9,8164	0,7645	9,2840	3,2791
210	9,4605	-2,1167	7,3437	1,1142	5,8028	4,6368
225	5,2042	-1,4731	3,7310	0,8099	2,0655	3,2109
240	3,1828	-0,7292	2,4536	0,6601	0,6551	2,4550
255	2,1623	0,0021	2,1644	0,6553	-0,0728	2,2602
270	1,6050	0,6250	2,2300	0,7013	-0,7013	2,2300
285	1,2805	1,0805	2,3610	0,7148	-1,3015	2,0955
300	1,0836	1,3542	2,4377	0,6559	-1,7869	1,7832
315	0,9622	1,4731	2,4353	0,5286	-2,0958	1,3482
330	0,8892	1,4917	2,3809	0,3612	-2,2425	0,8776
345	0,2880	1,4711	1,7591	0,1370	-1,7346	0,3230
360	0,2990	1,4583	1,7573	0,0000	-1,7573	0,0000

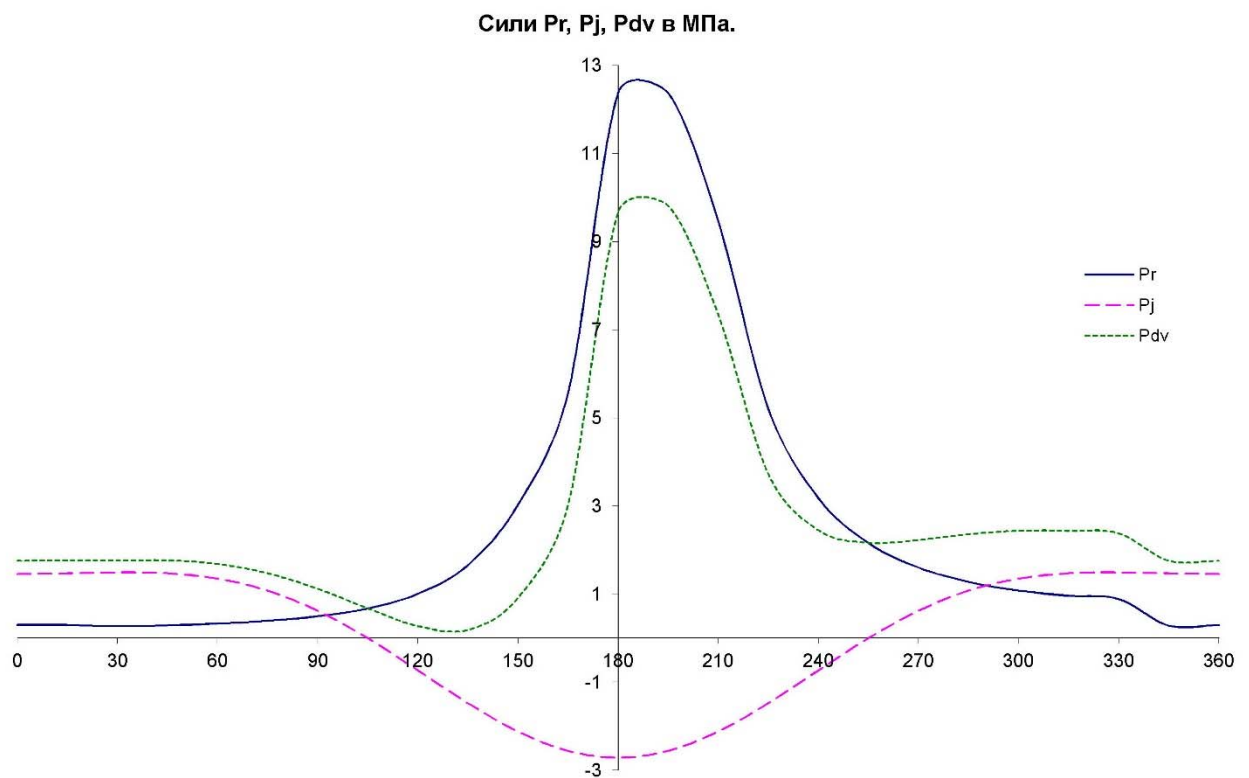


Рис. 2.4. Діаграми сил, що діють у КШМ

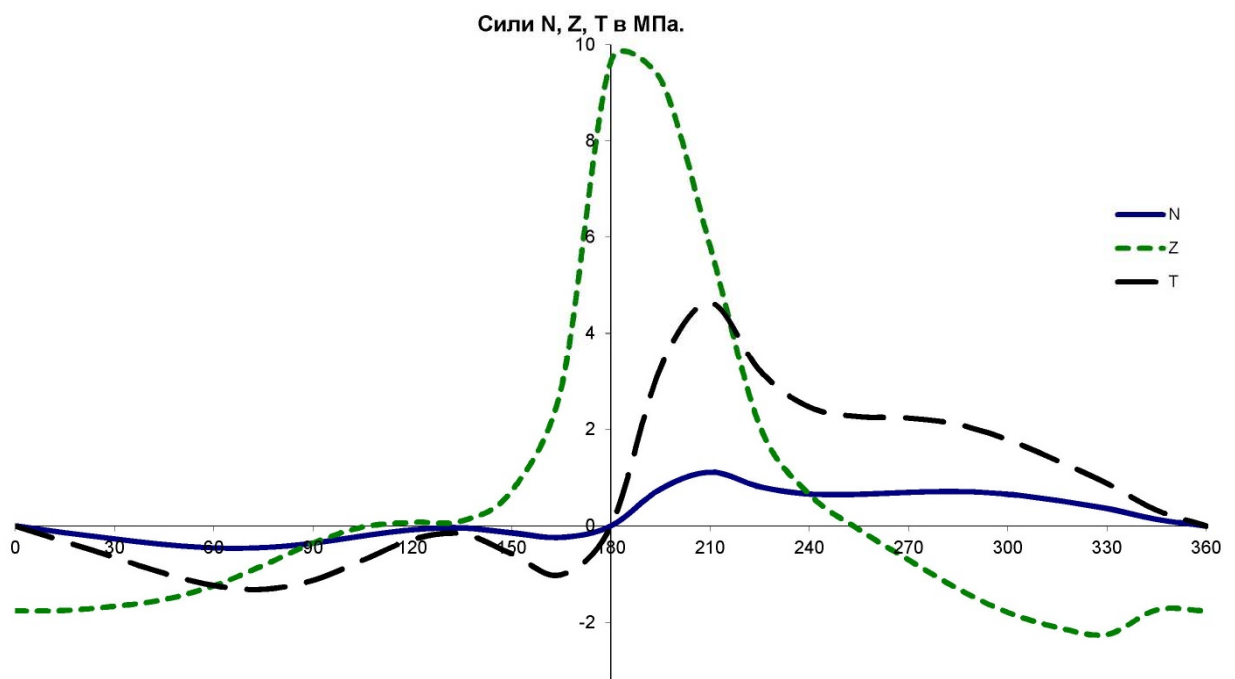


Рис. 2.5. Діаграми сил N , Z , T , що діють у КШМ

3.4 Висновок по розділу

Розрахунок динаміки проводився для номінального режиму роботи двигуна. В результаті розрахунку визначено сили, які діють на деталі КШМ. За результатами розрахунків побудовані діаграми дії цих сил.

РОЗДІЛ 4

Розрахунок відцентрового компресора системи наддуву

4.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

За результатами розрахунку робочого циклу визначено необхідну кількість наддувного повітря для ефективної роботи двигуна та ступніть підвищення тиску в компресорі для забезпечення необхідної потужності. Цих параметрів достатньо для обрання з полів застосування турбокомпресорів саме того компресора, який і забезпечить ці параметри. З урахуванням розходу повітря $G = 1,684$ кг/с та степні підвищення тиску $P_k = 3,0$ визначаємо положення точки в координатах $P_k - Q$. Відповідно положенню точки А визначаємо, що турбокомпресор має належати до типорозміру ТК-23, бо точка знаходиться в зоні відповідної фігури поля розходу (або так званої області застосування турбокомпресору).

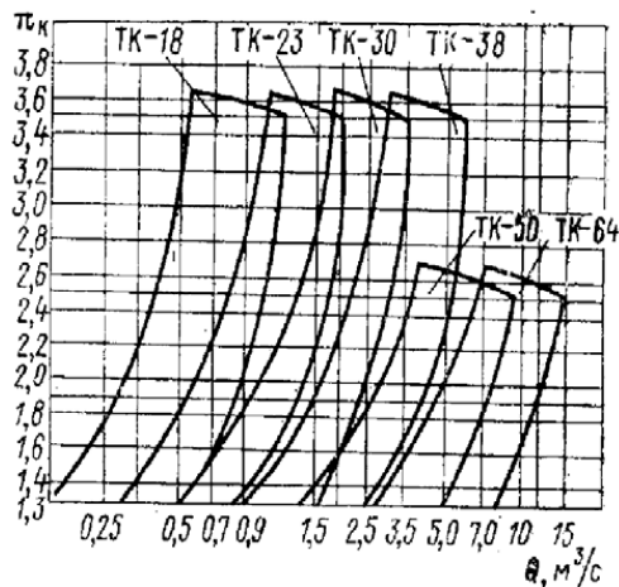


Рис. 4.1. Область застосування турбокомпресорів ТК

Таким чином, на підставі виконаних вище розрахунків приймаємо за прототип турбокомпресор типу ТК-23, який здатен забезпечити для двигуна типу 6ДН 12/2×12 необхідний розхід повітря в кількості $G = 1,694$ кг/с з $P_k = 3,0$.

Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 є параметром, який визначає умови енергопостачання компресорної ступені. З рівняння Ейлера відомо, що U_2 є основним фактором, що визначає значення повної внутрішньої роботи L_i , яку компресор виконує над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i , у свою чергу, пов'язаний з ступенем підвищення тиску ступені Π_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів ступені. Проте існує приблизна залежність між Π_k , U_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорної ступені L_{ad} , яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступені.

Отже, приблизне значення U_2 знайдемо з виразу:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ad}}{\bar{H}_k}}, \text{ м/с,}$$

де: L_{ad} – адіабатна робота компресорної ступені, Дж/кг;

$\bar{H}_k$ – коефіцієнт напору компресора. Приймаємо $\bar{H}_k = 1,35$ [3, табл. 1].

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1), \text{ Дж/кг,}$$

де: k – показник адіабати для повітря; $k = 1,4$ [3].

$$L_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot (3,0^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1) = 112450 \text{ Дж/кг.}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 112450}{1,35}} = 408,16 \text{ м/с.}$$

Отже колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 становитиме 408,16 м/с, а адіабатна робота стиску компресора L_{ad} буде дорівнювати 112,5 кДж/кг. Знання колової швидкості дасть нам змогу визначити кут входу потоку повітря в колесо компресора, а також встановити швидкість потоку повітря перед ним.

4.3 Розрахунок проточної частини компресора

Вхідна ділянка компресора називається вхідним патрубком, який часто поєднується з шумоглушником та повітряним фільтром. На турбокомпресорі типу ТКР18 встановлено вхідний патрубок радіально-колового типу. Ціллю даного розділу є визначення зміни основних параметрів потоку повітря після його проходження через вхідну ділянку, а також встановлення конструктивних параметрів об'єкту, котрі забезпечать відповідність отриманих параметрів заданим. До основних параметрів потоку повітря відносять: температуру, тиск, швидкість потоку повітря. Величина зміни саме цих параметрів після проходження вхідної ділянки і є предметом розгляду даного розділу.

Температура повітря перед колесом визначається за формулою:

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

де: T_a – температура повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), К.
Приймаємо $T_a = 295 \text{ К}$;

C_1 – швидкість повітря перед колесом компресора, м/с;

C_a – швидкість повітря на вході, м/с. Не повинна перевищувати значень 30 – 40 м/с [3]. Приймаємо $C_a = 30 \text{ м/с}$;

$C_p = 1005 \text{ Дж/(кг·К)}$ – ізобарна теплоємність повітря.

Величину швидкості повітря перед колесом обираємо з умов забезпечення сталого режиму течії повітря через робоче колесо. Згідно з цією умовою:

$$C_1 = \bar{C}_m \cdot U_2, \text{ м/с},$$

де: $\bar{C}_m$ – коефіцієнт розходу ступеня компресора. Лежить в межах 0,2...0,35 [3].

Приймаємо $\bar{C}_m = 0,27$

$$C_1 = 0,27 \cdot 408,16 = 110,20 \text{ м/с}.$$

$$T_1 = 295 - \frac{110,2^2 - 30^2}{2 \cdot 1005} = 289,41 \text{ К}.$$

Тиск повітря перед колесом визначається за формулою:

					КРБ.142.2227ст.11.04.ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

де: P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), Па.

Приймаємо $P_a = 97000$ Па;

n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці 1. Звичайно лежить в інтервалі 1,35 – 1,39 [3]. Приймаємо $n_1 = 1,37$.

$$P_1 = 97000 \cdot \left(\frac{289,41}{295} \right)^{\frac{1,37}{1,37-1}} = 90362 \text{ Па.}$$

З ціллю забезпечення найменшого значення втрат енергії у самому патрубку та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (це підвищує ефективність роботи останнього) вхідному патрубку надають форму конфузора (каналі, що звужуються вздовж по потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає безпосереднього прискорення вздовж вісі патрубка. Відповідно швидкість потоку повітря перед колесом буде більше, ніж на вході, температура знизиться, тиск впаде. Така зміна стану відповідатиме процесу розширення повітря.

Таким чином після проходження вхідної ділянки температура і тиск повітря знизяться і становитимуть 289,41 К і 90,4 кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 4 рази і становитиме 110,2 м/с.

Робоче колесо – основний елемент ступені, з допомогою якого повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу ТК23 встановлено напіввідкрите колесо типу так званої радіальної зірки, яке складається з системи робочих лопаток, що мають вигляд плоских радіальних пластин, та поєднаного з лопатками у осевій частині колеса скеровуючого апарату, що обертається разом з колесом (обертового скеровуючого апарату, ОСА).

Ціллю даного розділу є встановлення оптимальних розмірів ОСА для забезпечення оптимального режиму течії повітря та визначення кінцевих параметрів повітря за колесом.

Температура повітря за колесом компресора визначається за формулою:

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

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря;

$\alpha_{\text{вт}}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Лежить в межах від 0,04 до 0,08 [3]. Приймаємо $\alpha_{\text{вт}} = 0,04$;

φ_{2r} – коефіцієнт розходу робочого колеса. Лежить в межах від 0,16 до 0,35 [3]. Приймаємо $\varphi_{2r} = 0,2$.

Коефіцієнт циркуляції потоку повітря рахується по формулі П.К. Казанджана:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}},$$

де: z_k – чисельність лопаток робочого колеса компресора. Обирають рівною 12...23 [3]. Приймаємо $z_k = 20$.

D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо визначається за формулою:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}, \text{ м},$$

де: D_H – зовнішній діаметр колеса компресора на вході, м.

Для визначення зовнішнього діаметра колеса компресора на вході через рівняння розходу крім швидкості та густини повітря необхідно знати розмір втулки колеса компресора – діаметр D_0 . Для ряду ТК з консольними колесами $D_0 = (0,22 - 0,35) \cdot D_2$ [3].

Приймаємо $D_0 = 0,04$ м.

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}, \text{ м},$$

де: f_1 – площа на вході в колесо, м^2 .

$$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1},$$

де: ρ_1 – густина повітря перед входом в колесо, кг/м^3

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_1 = \frac{90362}{287 \cdot 289,41} = 1,088 \text{ кг/м}^3.$$

$$f_1 = \frac{1,694}{110,2 \cdot 1,088} = 0,007 \text{ м}^2.$$

$$D_H = \sqrt{0,04^2 + 4 \cdot \frac{0,007}{3,14}} = 0,103 \text{ м}.$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,04^2 + 0,103^2}{2}} = 0,078 \text{ м}.$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,078}{0,23} \right)^2 \right]}} = 0,886.$$

$$T_2 = 289,41 + \frac{408,16^2}{2 \cdot 1005} \cdot \left[2 \cdot (0,886 + 0,04) - 0,886^2 - 0,2^2 + 0,27^2 \right] = 380,56 \text{ К}.$$

Тиск за колесом компресора визначається за формулою:

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

де: n_2 – показник політропи стиску повітря на ділянці 2 (робоче колесо).

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

де: η_2 – політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо). Має наступні інтервали значень: 0,82...0,92 [3]. Приймаємо $\eta_2 = 0,85$.

Визначення комплексу:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85 = 2,98.$$

$$P_2 = 90362 \cdot \left(\frac{380,56}{289,41} \right)^{2,98} = 204067 \text{ Па}.$$

Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення становитиме:

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

					КРБ.142.2227ст.11.04.ПЗ	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де: τ_1 – коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА.

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1л}},$$

де: δ_1 – товщина лопаті на входів колесо. Лежить в межах від 0,0003 до 0,002 м [3]. Приймаємо $\delta_1 = 0,001$ м.

$\beta_{1л}$ – кут установки лопаті на діаметрі D_1 , град.

$$\beta_{1л} = \beta_{11} + i_1, \text{ град.},$$

де: β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо компресора. Повинен знаходитись в межах $30...40^\circ$ [3].

i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА. Коливається від 1 до 5° [3]. Приймаємо $i_1 = 2^\circ$.

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{ град.},$$

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{110,2 \cdot 0,23}{408,16 \cdot 0,0078}\right) = 31,9^\circ.$$

Оцінка величини β_{11} за рекомендованим допуском [3]:

$40^\circ \geq 31,9^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

$$\beta_{1л} = 31,9 + 2 = 33,9^\circ.$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,078 \cdot \sin 33,9^\circ} = 0,923.$$

$$C_1^1 = \frac{110,2}{0,923} = 119,37 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА:

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{ град.},$$

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{119,37 \cdot 0,23}{408,16 \cdot 0,078}\right) = 34,0^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H}\right), \text{ град.},$$

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{119,37 \cdot 0,23}{408,16 \cdot 0,103}\right) = 27,1^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0}\right), \text{ град,}$$

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{119,37 \cdot 0,23}{408,16 \cdot 0,04}\right) = 52,8^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}, \text{ м/с,}$$

$$w_H^1 = \frac{119,37}{\sin 27,1} = 261,90 \text{ м/с.}$$

Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток, L_z , обирається приблизно рівною $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$ [3], осьова довжина ОСА на тому ж діаметрі, $L_{ОСА}$, повинна складати $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$ [3].

Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу у колесо. Обчислюється для оцінки місцевої швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА.

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}},$$

$$\lambda_{Hw} = \frac{261,9}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 295}} = 0,833.$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значень $0,85 \dots 0,95$ [3]. В нашому випадку умова виконується.

Розрахунок кінематичних параметрів потоку повітря на виході з колеса компресора.

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса:

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

де: C_{2u} – проекція абсолютної швидкості C_2 на колову, м/с;

C_{2r} – меридіальна складова абсолютної швидкості C_2 , м/с.

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

$$C_{2u} = 0,886 \cdot 408,16 = 361,54 \text{ м/с.}$$

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

$$C_{2r} = 0,2 \cdot 408,16 = 81,63 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{361,54^2 + 81,63^2} = 370,64 \text{ м/с}.$$

Кут потоку повітря на виході з колеса:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right), \text{ град.},$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{81,63}{361,54}\right) = 12,7^\circ.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}},$$

$$M_{C_2} = \frac{370,64}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 380,56}} = 0,944.$$

Ширина колеса на виході:

$$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}, \text{ м},$$

де: ρ_2 - густина повітря на виході з колеса, кг/м³

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2},$$

$$\rho_2 = \frac{204067}{287 \cdot 380,56} = 1,868 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{1,694}{3,14 \cdot 1,868 \cdot 81,63 \cdot 0,23} = 0,01 \text{ м}.$$

Аналітичним шляхом маємо:

$$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2},$$

$$w_2 = \sqrt{(408,16 - 361,54)^2 + 81,63^2} = 94,0 \text{ м/с}$$

При взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась майже на 100 °С і стала дорівнювати 380,56 К. Відбулося і збільшення тиску повітря майже в 2,5 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме 204 кПа. Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку повітря, яка збільшилась майже в 3 рази. Розраховані данні зовні-

шнього та середньо квадратичного діаметрів колеса компресора на вході, а також прийняті рекомендації по вибору осьової довжини та визначення кутів установки лопатки ОСА на цих діаметрах дозволить нам отримати геометрію робочого колеса компресора, яке цілком задовольнить параметрам оптимального режиму течії потоку повітря.

З метою зниження швидкості потоку повітря на вході у лопаточний дифузор та її вирівнювання між робочим колесом та лопаточним дифузором робиться кільцевий простір з радіальним зазором з паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаточного дифузора (БЛД). Режим течії повітря у БЛД є дуже складним оскільки основна маса (ядро) потоку рухається по спіралеподібній траєкторії, яка характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіусу. Ціль розрахунку БЛД є отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і, водночас, встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили бажані значення цих параметрів.

Розрахунок компресорної ступені вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Але завдяки машинним розрахункам кількість таких ітерацій вдається звести до мінімуму. Надалі в роботі перші наближення параметрів потоку повітря не приводяться, а вказуються лише їх остаточне значення.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К}$$

де: C_3 – швидкість потоку повітря на виході з БЛД, м/с

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}, \text{ м/с}$$

де: ρ_3 – густина повітря за БЛД, кг/м³;

α_3 – кут виходу потоку повітря з БЛД, град;

D_3 – діаметр на виході з БЛД, м; $D_3 = (0,1 \dots 0,2) \cdot D_2$ [3]. $D_3 = 0,29$ м.

b_3 – ширина БЛД на виході, м. $b_3 = y b_2$, де: $y = 0,77 \dots 0,80$ [3]. $b_3 = 0,0075$ м.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}, \text{ кг/м}^3,$$

де: P_3 – тиск повітря за БЛД, Па

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

де: n_3 – показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1},$$

де: k_{n3} – комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3,$$

де: η_3 – політропний ККД на ділянці БЛД. Лежить в межах від 0,6 до 0,8 [3].

Приймаємо $\eta_3 = 0,75$.

$$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,75 = 2,63,$$

$$n_3 = \frac{2,63}{2,63 - 1} = 1,62,$$

$$P_3 = 204067 \cdot \left(\frac{388,49}{380,56} \right)^{\frac{1,62}{1,62-1}} = 214075 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{214075}{287 \cdot 388,49} = 1,920 \text{ кг/м}^3,$$

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \operatorname{tg} a_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} \cdot (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right], \text{ град},$$

де: $\lambda_{\text{БЛД}}$ – коефіцієнт тертя в БЛД. Має межі значень від 0,075 до 0,01 [3].

Приймаємо $\lambda_{\text{БЛД}} = 0,008$.

R_2 і R_3 – радіуси колеса компресора і БЛД відповідно, м.

$$a_3 = \arctg \left[\frac{0,01 \cdot 1,868}{0,0075 \cdot 1,92} \cdot \left\{ \operatorname{tg} 12,7^\circ + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,7^\circ} \cdot \frac{0,008}{0,0075} \cdot (0,095 - 0,09) \cdot \left[1 + \frac{1,41-1}{1,62-1} \cdot \frac{0,944^2}{2} \left(1 - \frac{0,09}{0,195} \right) \right] \right\} \right] = 16,3^\circ$$

$$C_3 = \frac{1,694}{3,14 \cdot 1,92 \cdot \sin 16,3^\circ \cdot 0,19 \cdot 0,0075} = 348,5 \text{ м/с},$$

$$T_3 = 380,56 + \frac{370,64^2 - 348,5^2}{2 \cdot 1005} = 388,49 \text{ К}$$

Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД:

$$M_{c_3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}},$$

$$M_{c_3} = \frac{348,5}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 388,49}} = 0,879$$

Число Маха для потоку за БЛД не повинно перевищувати значень 0,8...0,85 [3]. Умова виконується.

Лопаточний дифузор встановлюють за дільницею БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку у потенціальну. Лопатки ЛД спрямовують потік по такій траєкторії, яка забезпечує збільшення кута α_2 на виході з ЛД порівняно з кутом входу. Це значно скорочує шлях руху часток повітря порівняно з шляхом у БЛД такої ж радіальної довжини. Водночас збільшується і відношення площин перетину входу та виходу, нормальних до лінії току, або дифузорність ЛД, порівняно з дифузорністю БЛД з рівним радіальним розміром. Збільшення дифузорності у даному випадку не веде до появи додаткових газодинамічних втрат, якщо дифузорність не перевищує припустимих меж, бо наявність лопаток позитивно впливає на особливості режиму течії, тамуючи виникнення відривів потоку на розрахунковому режимі. Доцільність застосування ЛД залежить від двох факторів: від значення кута α_2 та умов роботи компресора. При зменшенні кута α_2 довжина руху часток повітря у БЛД буде довшою, отож сенс застосування ЛД відповідно зростає. Звичайно ЛД застосовують, коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З метою досягнення максимально можливого тиску за дифузором Р₄, мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД с₄, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході у ЛД, а також оптимальних параметрів міжлопаточних каналів (значення дифузорності, кута розкриття еквівалентного дифузору та ін.), задачею даного розділу є визначення основних конструктивних параметрів ЛД: кількість лопаток z_d , кути установк лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$ відповідно, співвідношення ширин входу та виходу у меридіанному перетині b_4/b_3 , співвідношення діаметрів колеса та виходу з ЛД

D_4/D_2 , а також встановлення кінцевих значень параметрів потоку повітря на виході з ЛД.

Швидкість повітря на виході з лопаточного дифузору обчислюється за формулою:

$$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4-1}}, \text{ м/с}$$

де: D_4 – діаметр на виході з ЛД, м. $D_4 = (1,6 \dots 1,8) \cdot D_2$ [3]. Приймаємо $D_4 = 0,4$ м;

b_4 – ширина дифузору на виході, м

α_4 – кут виходу потоку повітря з ЛД, град;

T_4 – температура повітря на виході з ЛД, К;

n_4 – показник політропи стиску повітря на ділянці 4 (ЛД).

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m,$$

де: δ_m – оптимальне значення кута розкриття дифузору. $\delta_m = 6 \dots 12^\circ$ [3].

Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$.

$$b_4 = 0,0075 + \frac{0,4 - 0,29}{2} \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 0,013 \text{ м},$$

$$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha} \right), \text{ град}$$

де: $\alpha_{4л}$ – кут установки лопатки ЛД на виході, град

k_α – коефіцієнт відставання швидкості в ЛД. Лежить в межах $1,05 \dots 1,07$ [3]. Приймаємо $k_\alpha = 1,05$

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha, \text{ град},$$

де: $\alpha_{3л}$ – кут установки лопатки ЛД на вході, град

$\Delta\alpha$ – різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД, град. $\Delta\alpha = 12 \dots 18^\circ$ [3]. Приймаємо $\Delta\alpha = 15^\circ$.

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3, \text{ град},$$

де: i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0 \dots 5^\circ$ [3]. Приймаємо $i_3 = 0^\circ$.

$$\alpha_{3л} = 16,3^\circ + 0^\circ = 16,3^\circ,$$

$$\alpha_{4л} = 16,3^\circ + 15^\circ = 31,3^\circ,$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 31,3^\circ}{1,05}\right) = 29,7^\circ,$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

$$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1,$$

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

де: η_4 – політропний ККД на ділянці ЛД. Лежить в межах від 0,7 до 0,85 [3].

Приймаємо $\eta_4 = 0,85$.

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85 = 2,92,$$

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

$$C_4 = 348,5 \cdot \frac{0,0075 \cdot 0,19 \cdot \sin 16,3^\circ}{0,0013 \cdot 0,3 \cdot \sin 29,7^\circ} \cdot \left(\frac{388,49}{447,46}\right)^{1,92} = 53,99 \text{ м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

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

де: τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в ЛД;

$z_{\text{Д}}$ – число лопаток дифузору. Звичайно лежить в межах 13...35 [3]. Приймаємо $z_{\text{Д}} = 19$;

f – дифузорність ЛД;

α_{CP} – середній кут установки лопатки в ЛД, град.

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\text{Д}}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3л}},$$

де: δ_3 – товщина лопаті ЛД на вході, м. Лежить в межах від 0,5 до 8 мм [3].

Приймаємо $\delta_3 = 0,003$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,003 \cdot 19}{3,14 \cdot 0,2 \cdot \sin 16,3^\circ} = 0,650;$$

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3},$$

де: τ_4 – коефіцієнт захарашення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{Л}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4\text{Л}}},$$

де: δ_4 – товщина лопаті ЛД на виході, м. Лежить в межах від 0,3 до 2 мм [3].

Приймаємо $\delta_4 = 0,001$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,001 \cdot 19}{3,14 \cdot 0,4 \cdot \sin 31,3^\circ} = 0,961;$$

$$f = \frac{0,3 \cdot 0,013 \cdot 1,05 \cdot 0,961 \cdot \sin 29,7^\circ}{\sin 16,3^\circ \cdot 0,19 \cdot 0,0075} = 4,964;$$

$$\alpha_{\text{CP}} = \frac{\alpha_{4\text{Л}} + \alpha_{3\text{Л}}}{2}, \text{ град},$$

$$\alpha_{\text{CP}} = \frac{31,3^\circ + 16,3^\circ}{2} = 23,8^\circ;$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,0075 \cdot 0,650 \cdot \sin 16,3^\circ}{0,19 \cdot 19}} \cdot \frac{\sqrt{4,964 - 1}}{\frac{0,3}{0,19} - 1} \cdot 2 \cdot \sin 23,8^\circ \right) = 6,25^\circ$$

Значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати 8° [3]. У нашому випадку умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

$$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

$$T_4 = 388,49 + \frac{248,5^2 - 53,99^2}{2 \cdot 1005} = 447,46 \text{ К};$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$P_4 = 214075 \cdot \left(\frac{447,46}{388,49} \right)^{2,92} = 303585 \text{ Па};$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском [3].

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0,05,$$

де: P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_O, \text{ Па};$$

$$P_K = 3,0 \cdot 100000 = 300000 \text{ Па};$$

$$\left| \frac{300000 - 231543}{300000} 303585 \right| = 0,044 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

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

$$R_{\text{Л}} = \frac{0,32^2 - 0,215^2}{4 \cdot (0,3 \cdot \cos 31,3^\circ - 0,19 \cdot \cos 16,3^\circ)} = 0,18 \text{ м}.$$

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

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

$$R_{\text{Ц}} = \sqrt{0,18^2 + 0,095^2 - 0,18 \cdot 0,19 \cdot \cos 16,3^\circ} = 0,095 \text{ м}.$$

Густина повітря за ЛД:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_4 = \frac{303585}{287 \cdot 447,46} = 2,520 \text{ кг/м}^3.$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{0,3}{0,18} = 1,67.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у меридіальному перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,013}{0,0075} = 1,73.$$

Розраховані значення кутів установки лопаток на вході та виході, їх геометричні розміри, кількість лопаток лопаточного дифузору, а також підібрані значення співвідношень діаметру колеса та виходу з ЛД і ширин входу та виходу у меридіальному перетині задовольняють умовам досягнення максимально можливого тиску за дифузором, мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході в ЛД при розрахунковому режимі, а також оптимальним параметрам міжлопаточних каналів. Тож, після проходження потоку повітря через лопаточний дифу-

зор його швидкість знизиться і становитиме 53,99 м/с. При цьому тиск повітря збільшиться і становитиме 323,6 кПа.

Повітрозбірний завиток застосовується для збирання повітря, яке виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми зовнішнього контуру завитка або закону зміни перетину камери від кута θ , розхід повітря через щілину дифузора у секторі з довільним кутом θ буде пропорційним значенню цього кута. У кожному перетині завитки забезпечується середня інтегральна швидкість потоку, яка дорівнює швидкості на виході з дифузору. Тож у такому випадку зміна тиску у завитці не відбудеться і вона працюватиме просто як повітрозбірник. Ціллю даного розділу є отримання конструктивних параметрів завитка та кінцевих параметрів потоку повітря на виході з компресора.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A, \text{ м/с,}$$

де: A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Повинно бути $A = 0,5 \dots 1$ [3]. Приймаємо $A = 0,98$

$$C_5 = 53,99 \cdot 0,98 = 52,91 \text{ м/с}$$

Швидкість повітря в завитці вважається постійною, коли виконується наступна умова [3]:

$$\left| \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right| \leq 0,03,$$

$$\left| \frac{52,91 - 53,99}{53,99} \right| = 0,02 \leq 0,03,$$

Умова виконується, тому наша завитка працює просто як повітрозбірник. Тому ККД завитки $\eta_5 = 0$.

У випадку постійної швидкості тиск повітря за завиткою обчислюється за формулою:

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{C_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{ Па,}$$

$$P_5 = 323585 e^{-0,2 \frac{53,99^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 447,46}} = 302851,35 \text{ Па}$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском [3].

$$\left| \frac{P_K - P_5}{P_K} \right| \leq 0,05,$$

$$\left| \frac{300000 - 302851,35}{300000} \right| = 0,041 \leq 0,05$$

Умова виконується.

У випадку постійної швидкості потоку повітря в завитці його температура на виході залишатиметься такою ж як і на вході:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К}$$

$$T_5 = 447,46 + \frac{53,99^2 - 52,91^2}{2 \cdot 1005} = 447,52, \text{ К.}$$

Спроектована завитка має постійну швидкість потоку повітря, тому температура потоку на виході залишатиметься такою ж як і на вході, тобто залишається незмінною, а падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя. Кінцевий тиск потоку повітря на виході із завитка становитиме 323 кПа.

4.4 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора

Ціллю даного розділу є встановлення адіабатного ККД компресора на підставі отриманих кінцевих значень температури та тиску повітря і порівняння цього ККД з довідниковими даними. А також визначення потужності на привід компресора.

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}, \quad \eta_{AD} = \frac{295 \cdot \left[\left(\frac{302851,35}{97000} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{447,52 - 295} = 0,769,$$

Середні значення адіабатного ККД сучасного турбокомпресора, такого ж типорозміру як і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,75 до 0,85 [3, табл. 1].

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{AD} \cdot 1000}, \text{ кВт},$$

$$N_K = \frac{1,694 \cdot 112450}{0,769 \cdot 1000} = 243,25 \text{ кВт}$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень P_K на сучасних турбокомпресорах знаходяться в межах від 180 до 260 кВт.

Частота обертів ротора турбокомпресора визначається за формулою:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot D_2}, \text{ об/хвил.},$$

де: D_2 – зовнішній діаметр колеса компресора (діаметр колеса на виході), м.

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 408,16}{3,14 \cdot 0,18} = 43307 \text{ об / хвил}$$

4.5 Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування турбокомпресора ТР23 для двигуна типу 6ДН 12/2×12. На підставі розрахунку визначені його основні конструктивні розміри з такими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочних побудов.

Спроекований відцентровий компресор має ступінь підвищення тиску $P_K = 3,0$ при цьому температура повітря на виході з компресора становитиме $T_K = 447 \text{ К (174 } ^\circ\text{C)}$. Компресор має не гірший адіабатний ККД $\eta_{AD} = 0,769$ ніж у подібних сучасних компресорних машинах такого ж класу.

Зроблені розрахунки свідчать, що спроекований турбокомпресор має параметри, які спроможні забезпечити ефективну роботу двигуна типу 6ДН 12/2×12 при заданих степені підвищення тиску та обертах колінчастого валу, що відповідають потужності двигуна 880 кВт.

РОЗДІЛ 5

Розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна

5.1 Паливна система

Система паливopодачі 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 воєдино, паливні системи класифікують за багатьма ознаками.

Кожен циліндр (рис. 5.1) обслуговується паливним насосом 7. Паливний насос нагнітає паливо по трубкам високого тиску 3, 5, 11 і 12 в форсунки 2.

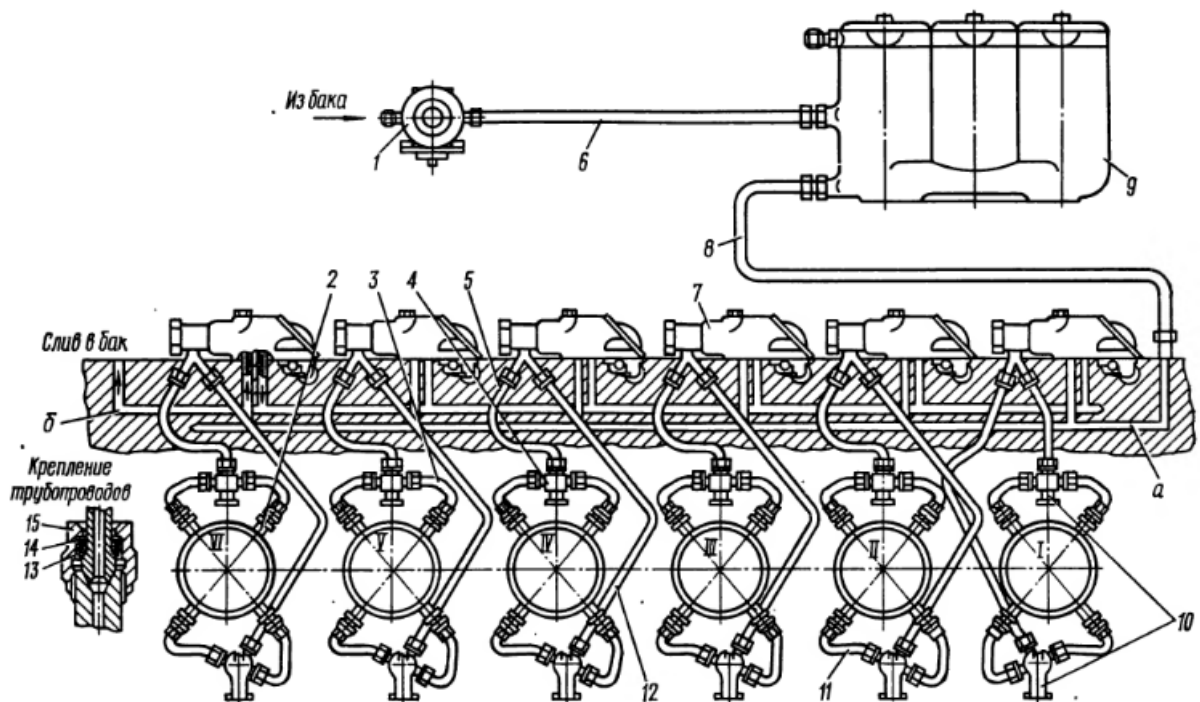


Рис. 5.1. Схема палиної системи

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.

На рис. 5.1 наведена схема системи паливоподачі безпосереднього впорскування. Паливо в циліндр подається через форсунки 2 (рис. 5.2), встановлені в спеціальні отвори.

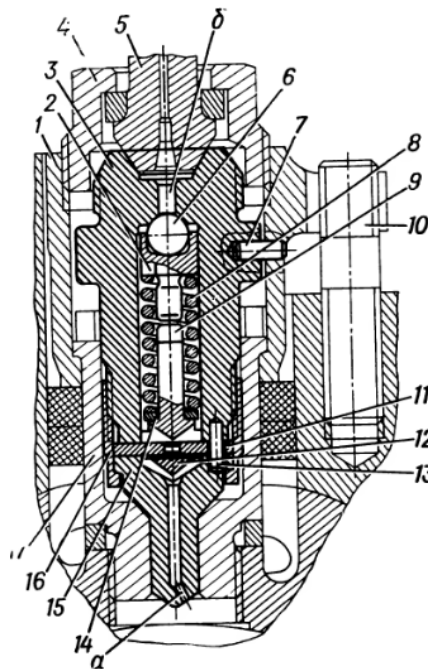


Рис. 5.2. Форсунка

Призначення форсунки – роздібнити паливо на дрібні частинки і розсіяти їх рівномірно в камері згоряння. До форсунок паливо підводиться по трубках високого тиску від насоса високого тиску 7 (рис. 5.3).

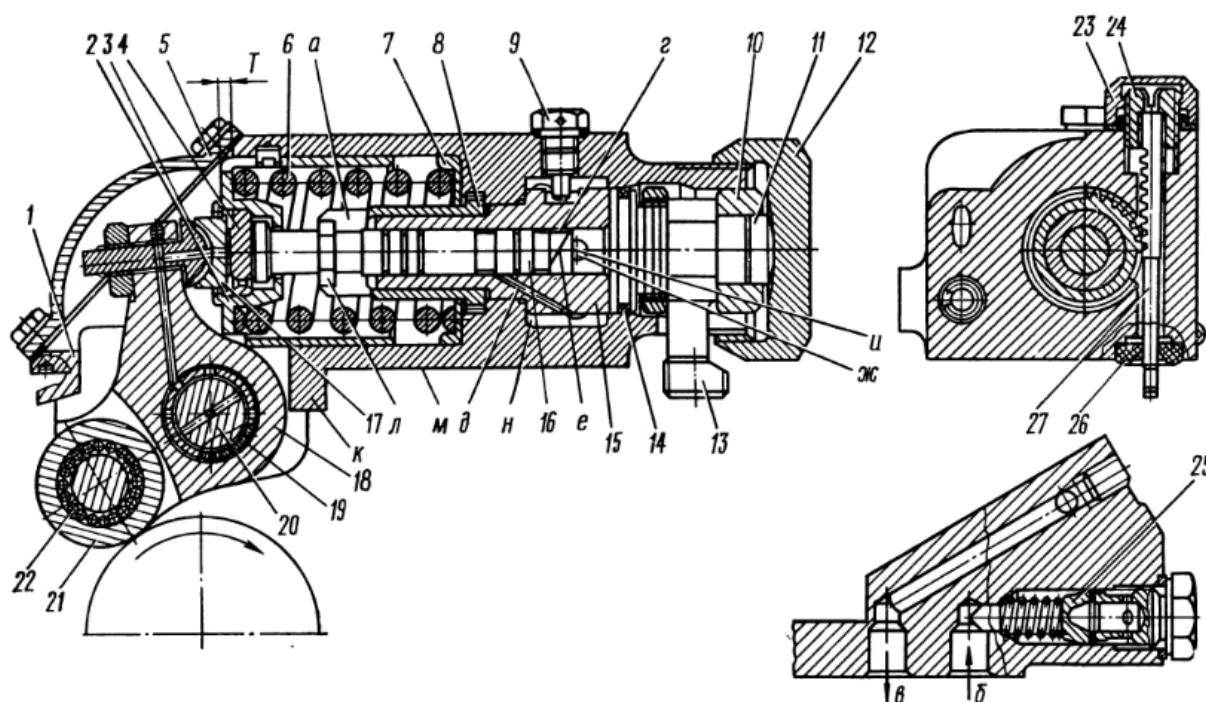


Рис. 5.3. Паливний насос високого тиску

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 кулачка 18. Кулачок 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 паливopідкачувальним насосом;
- з навішаними паливними фільтрами;
- з індивідуальними ПНВТ;
- з чотирма форсунками на кожному циліндрі двигуна.

Паливopідкачувальний 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.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

Системи паливоподачі безпосереднього впорскування з індивідуальними ПНВТ характеризуються наявністю на кожному циліндрі по одному насосу 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.

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. 5.2).

Основні деталі форсунки: розпилювач, сопловий наконечник, штовхач, щілинний фільтр, пружина, стакан пружини монтується в сталевому корпусі 9. Розпилювач складається з корпусу 3, голки 13.

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

Заміна однієї з деталей у цій парі не допускається. Деталі розпилювача виготовляються з високоякісних сталей: корпус розпилювача із сталі 18Х2Н4ВА (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 8 форсунки (див. рис. 5.2) затянута на постійний початковий тиск впорскування палива 210 кг/см², що забезпечує якісне розпилювання

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

палива при подачі в циліндр. Сферичні поверхні штовхача 6 і тарілки 2 забезпечують співвісність деталей, усуваючи поява бічних зусиль на голку розпилювача. Величина затягування пружини форсунки строго контролюється при виготовленні форсунки і в умовах експлуатації.

Щілинний фільтр 9, що представляє собою сталевий циліндричний стрижень, встановлений в корпусі форсунки з зазором 0,05...0,105 мм.

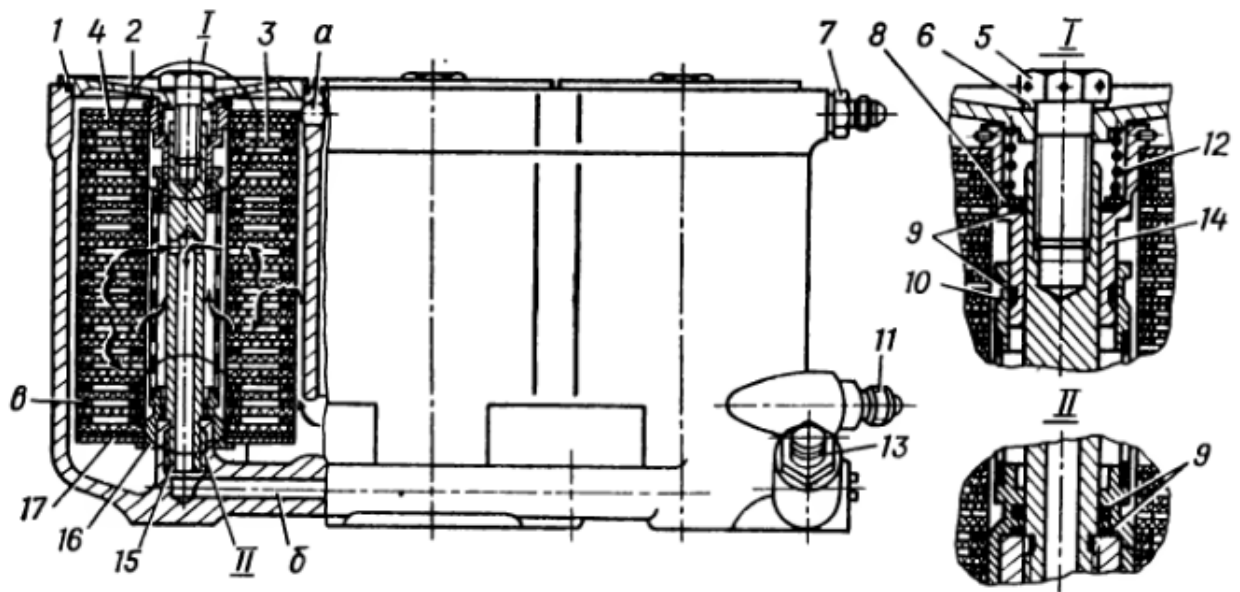


Рис. 5.4. Фільтр тонкого очищення

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 форсунки і під його тиском на поверхню голки долається зусилля затягування пружини і голка підводиться. Впорскування палива відбувається через три отвори розміром 0,56 мм в сопловому наконечнику. Для нормальної роботи форсунки сопловий наконечник повинен виступати над торцем її корпусу на 1,2...2,2 мм. Величина підйому голки розпилювача встановлюється в межах 0,4...0,5 мм, регулюється товщиною обмежувача.

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

Форсунки розраховані на тривалий строк служби, однак у профілактичних цілях необхідно перевіряти їх роботу на стенді через 6...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 слyжить 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 також для забезпечення циркуляції палива в системі. Паливopідкачyючі насоси дизеля типу Д80 представляють собою швидкохідні шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням.

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

Паливо через штуцер надходить у порожнину, заповнює западини між зубцями і при обертанні шестерень за годинниковою стрілкою двома потоками: один між зубами малої шестерні і верхньою поверхнею серповидного виступу з, інший – між нижньою поверхнею виступу з і циліндричною поверхнею розточення корпусу надходить у порожнину, 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. 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 складає 0,09 мм, і

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

Фільтруючий елемент ущільнюється в корпусі пружиною.

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 6ТД-2

Циклова подача палива:

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

де $g_e = 0,250 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 880 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$\tau = 2$ – коефіцієнт тактності;

$n = 2600 \text{ об/хв}$ – частота обертання колінчатого валу;

$i = 6$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = \frac{0,250 \cdot 880 \cdot 2}{120 \cdot 2600 \cdot 6 \times 2} = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл.}$$

Запас палива

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

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

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

$$G_{\text{т}} = [1,1 \cdot (0,250 \cdot 880)] \cdot 10^{-3} = 0,24 \text{ т.}$$

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 захаращення цистерни;

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

$$V = \frac{0,24}{830} \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 0,28 \text{ м}^3.$$

Продуктивність паливопідкачуючого насоса (ППН):

$$W_{\text{пн}} = K_3 N_e g_e / \rho_{\text{п}}, \text{ м}^3 / \text{год},$$

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

$$W_{\text{пн}} = \frac{1,5 \cdot 880 \cdot 0,250}{830} = 0,40 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

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.

$$N = \frac{0,40 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 0,7} \cdot 10^3 = 0,11 \text{ кВт}.$$

Площа поверхні фільтруючих елементів:

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

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.

$$F_{\text{ф}} = \frac{0,40}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 0,026 \text{ м}^2.$$

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

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 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.

5.2.2 Складові системи

Масляний насос. Для циркуляції мастила під тиском у системі дизеля на передній стінці опорної плити насосів встановлений масляний шестерневий насос (рис. 5.5).

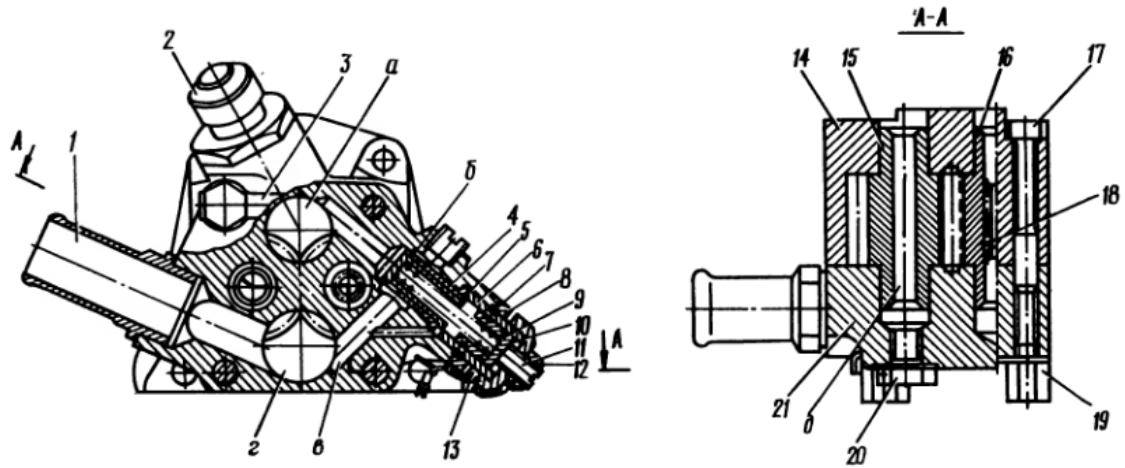


Рис. 5.5. Нагнітальний насос

Насос приводиться в обертання від колінчастого валу через еластичну шестеренну передачу і зубчастий повідець, посаджений на шліцах провідної шестерні.

Масло заповнює западини між зубами шестерень і переноситься при роботі насоса з порожнини усмоктування в порожнину нагнітання, звідки надходить у систему змащення. Розвантажувальний пристрій захищає внутрішній торець плити і торець шестерні від задирака за рахунок розвантаження від осьового зусилля тиску масла, що надходить у порожнину з порожнини нагнітання. Масло, потрапляє в порожнину кришки, зливається по каналу 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 12 м³/год і тиск 0,5 МПа (5 кгс/см²).

Для запобігання надмірного підвищення тиску масла в системі на внутрішньому торці корпусу насоса встановлений поршень редукційного клапа-

на, притискується до сидла пружиною. Затягування пружини регулюється 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.

Розрахункова частина

1. Потужність головного двигуна, кВт

$$N_e = 880$$

2. Питома витрата палива, кг/(кВт*год)

$$g_e = 0.250$$

3. Кількість теплоти тертя, що відводиться 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

$$\eta_M = 0.81$$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_M} \right) - 1 \right] = 3600 \cdot 0.42 \cdot 880 \cdot \left(\frac{1}{0.81} - 1 \right) = 312107.0$$

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

$$\Delta t_M = 10$$

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{312107.0}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 16.92$$

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 $Q_p=40000-43000$, принимаем

$$Q_p = 42664.4$$

Теплота, отведенная от поршней, кДж/ч

$$Q_{о.п} = \alpha_{о.п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 0.05 \cdot 0.250 \cdot 880 \cdot 42664.4 = 469308.4$$

$$W_2 = \frac{Q_{о.п}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{469308.4}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 25.44$$

6. Подача циркуляционного масляного насоса, м³/ч

Коэффициент запаса подачи

$$k_w = 1.53$$

$$W_{MH} = k_w \cdot (W_1 + W_2) = 1.53 \cdot (16.92 + 25.44) = 64.81$$

7. Необходимый запас циркуляционного масла, кг

Кратность циркуляции, 1/ч

$$K_{ц} = 72$$

Подача циркуляционного насоса, м³/ч

$$G_{\text{сист}} = \frac{W_{\text{МН}}}{K_{\text{ц}}} = \frac{64.81}{72} = 0.9$$

$$G_{\text{цм}} = G_{\text{сист}} \cdot \rho_{\text{м}} = 0.9001 \cdot 900 = 810.09$$

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

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{цм}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_{\text{м}}} = \frac{810.09 \cdot 1.04 \cdot 1.05}{900} = 0.983$$

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

$$W_{\text{пзс}} = \frac{V_{\text{м}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K = \frac{0.983}{10} \cdot 2 = 0.197$$

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

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{пзс}} \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}) \cdot \rho_{\text{м}}}{K_{\text{тп}} \cdot \Delta t_{\text{м}} \cdot n_{\text{с}}} \cdot k_3 = \frac{0.197 \cdot 2.05 \cdot (85 - 45) \cdot 900}{500 \cdot 105} \cdot 1.2 = 0.332$$

11. Мощность, потребляемая насосом, кВт

Напор насоса, м

$$H_H = 4$$

К.П.Д насоса

$$\eta_H = 0.75$$

$$N_{цн} = 0.272 \cdot \frac{W_{мн} \cdot H_H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5} = 0.272 \cdot \frac{64.81 \cdot 4 \cdot 900}{0.75} \cdot 10^{-5} = 0.846$$

12. Площадь фильтрующей поверхности фильтра грубой очистки, м²

Скорость фильтрации, м/с

$$v_M = 0.05$$

Коэффициент живого сечения

$$K_{жс.} = 0.2$$

$$F_{фго} = \frac{W_{мн}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{жс.}} = \frac{64.81}{3600 \cdot 0.05 \cdot 0.2} = 1.8$$

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

$$q_{\phi} = 1.2$$

Площадь поверхности фильтра тонкой очистки, м²

$$F_{фто} = \frac{W_{мн}}{q_{\phi}} = 54.008$$

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

$$k_{тп} = 1400$$

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

$$F_M = \frac{Q_{тр} + Q_{о.п.}}{k_{тп} \cdot \Delta t_H} \cdot k_3 = 9.238$$

5.3 Система охолодження

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

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.

					КРБ.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункова частина

1. Загальна кількість води в системі, м³

$$V_v := 0.2$$

Коефіцієнт температурного розширення води в межах температур від 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

$$V_{pб} := 2V_v \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot k_3 = 0.024$$

2. Эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e := 880$$

Доля теплоты, отводимой в охлаждающую воду от рабочих цилиндров

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

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

$$g_e := 0.250$$

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$Q_{np} := 42664.4$$

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

$$Q_{nv} := \alpha_{nv} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np} = 0.13 \cdot 0.250 \cdot 880 \cdot 42664.4 = 1220201.84$$

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

$$\Delta t_{nv} := 8$$

Коэффициент запаса подачи насоса

$$K_{п} := 1.15$$

Подача циркуляционного насоса пресной воды, м³/ч

$$W_{nv} := \frac{Q_{nv} \cdot K_{п}}{c_{nv} \cdot \rho_{nv} \cdot \Delta t_{nv}} = 41.863$$

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, кДж/(м²*ч*К)

$K_B := 4000$

Площадь теплопередающей поверхности водо-водяного теплообменника, м²

$$F_{ov} := \frac{Q_{nv}}{K_B \cdot \Delta t_{cp}} = 13.558$$

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.142.2227ст.11.05.ПЗ	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	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 газу 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, $D = 0,12$ м – діаметр циліндра;

$S = 0,12 \times 2$ м – хід поршня;

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

$i = 6$ – кількість циліндрів;

$\chi = 2$ – коефіцієнт тактності;

$n = 2600 \text{ об/хв.}$ – 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;

$T_s = T_{\text{к}} - \eta_{\text{ох}}(T_{\text{к}} - T_{\text{wl}}) \text{ К}$ – 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;

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_{\text{н}} i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi) = 1,694 \text{ кг/с.}$$

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 $g_e = 0,250 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ – питома витрата палива;

$N_e = 880 \text{ кВт}$ – 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: $p_{\text{г}} = 0,107 \text{ МПа}$, $v_{\text{г}} = 50 \text{ м/с}$.

$$d_{\text{г}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,250 \cdot 880 \cdot (2 \cdot 14,3 + 1) \cdot 647}{0,107 \cdot 50}} = 0,28$$

Розрахунок ізоляції

$$d_{\text{из}} = \chi d_{\text{н}} \text{ м,}$$

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 совеліту 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:

$$x = 1,029,$$

$$d_{из} = 1,029 \cdot (0,28 + 0,006) \approx 0,29 \text{ м.}$$

5.5 Висновок 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 для розміщення самих систем і їх елементів.

РОЗДІЛ 6

Охорона праці при проведенні випробувань турбокомпресорів

6.1 Аналіз стійкості роботи технічних систем

Повсякденна діяльність людини є потенційно небезпечною, так як є процесом використання техніки, а останнє пов'язане з виробленням, зберіганням і перетворенням хімічної, електричної та інших видів енергії в умовах впливу зовнішнього середовища.

Небезпека з'являється в результаті неконтрольованого виходу енергії, накопиченої в обладнанні і матеріалах, безпосередньо в людину і навколишнє середовище і супроводжується виникненням подій із загибеллю людей або погіршенням їх здоров'я, забрудненням матеріальних і природних ресурсів.

Наявність потенційної небезпеки в системі не завжди супроводжується її негативним впливом на людину. Для реалізації такого впливу необхідно виконати три умови: небезпека (шкідливість) реально існує; людина знаходиться в зоні дії небезпеки; людина не має достатніх засобів захисту.

Під стійкістю будь-якої технологічної системи слід розуміти можливість збереження нею працездатності при позаштатному зовнішньому впливі, а також пристосованість системи до відновлення в разі пошкодження.

Підвищення стійкості технічної системи і об'єктів досягається за рахунок проведення організаційно-технічних заходів, яким передують завжди дослідження стійкості роботи конкретного об'єкта (аналіз відмов технічних систем і можливих помилкових дій обслуговуючого персоналу), а саме, оцінка небезпеки виходу з ладу або руйнування окремих елементів або всього об'єкта в цілому.

Використовуючи діючі ГОСТи системи ССБТ, проведемо конкретний аналіз небезпечних і шкідливих факторів, які можуть мати місце в ході виконання випробувань турбокомпресорів.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори (ГОСТ 12.0.003-74) поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

У нашому випадку до шкідливих для здоров'я фізичних факторів належать:

- підвищена температура повітря робочої зони (внаслідок присутності камери згоряння безпосередньо на столі стенда);
- підвищені рівні шуму і вібрації (внаслідок високих частот обертання валу турбокомпресора, а також закінчення і засмоктування повітря на установці з великими швидкостями);
- запиленість та загазованість робочої зони (пов'язано з наявністю виходу швидкісного потоку повітря з установки на режимах пуску, а також наявності камери згоряння в якій утворюються шкідливі для здоров'я і навколишнього середовища відпрацьовані гази);

До хімічно небезпечних факторів при роботі на стенді відносяться:

- наявність парів палива (надає загальнотоксичну і подразнюючу дію на організм людини);
- наявність масла (є ймовірність виникнення канцерогенного впливу на організм);
- наявність відпрацьованих газів (також надають загальнотоксичний і канцерогенний вплив).

До психофізичних небезпечних і шкідливих факторів відносяться фізичні перевантаження (статичні і динамічні) і нервовопсихічні перевантаження (розумове напруження, перенапруження аналізаторів слуху, зір та ін.). З урахуванням глибокого ступеня автоматизації стенду, а також автоматизації проведення випробувань на ньому, психофізичні небезпечні і шкідливі фактори зводяться до мінімуму, тому далі ми їх не враховуємо.

У зв'язку з застосуванням на стенді легкозаймистих і горючих рідин (паливо і масло), існує ймовірність виникнення пожежі. Внаслідок виникнення пожеж, робітник може отримати сильні опіки, травми дихальних шляхів, а також отруєння токсичними продуктами згоряння.

Вибухонебезпечна зона, згідно з ПУЕ 7.3.22. – це приміщення або обмежений простір в приміщенні або зовнішній установці, в якій є або можуть

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
						88
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

утворюватися вибухонебезпечні суміші, в межах до 5 м по горизонталі і вертикалі від апарата. До вибухонебезпечній зоні, в нашому випадку, відноситься кімната де знаходиться експериментальна установка. Це пов'язано з тим, що на ній є баки з паливом і маслом для проведення випробувань турбокомпресора.

Вибухонебезпечні зони поділяються на шість класів. Стосовно до нашого випадку підходить клас В-Ia – зони, в яких при нормальній експлуатації вибухонебезпечні суміші горючих газів або парів ЛЗР не утворюються з повітрям, а можливі тільки при аваріях або несправності.

6.2 Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду

Проаналізувавши всі можливі небезпечні і шкідливі фактори, що мають місце при роботі на стенді для випробування турбокомпресора, можна зробити висновок про те, що найбільш ефективним заходом щодо підвищення безпеки буде видалення робочого місця від випробувальної установки. Причому мається на увазі повна ізоляція робочого місця від стенду під час проведення випробувань. У цьому випадку пропонується використовувати стенд в спеціальному боксі, що складається з двох кімнат (рис. 6.1) розділених між собою стіною.

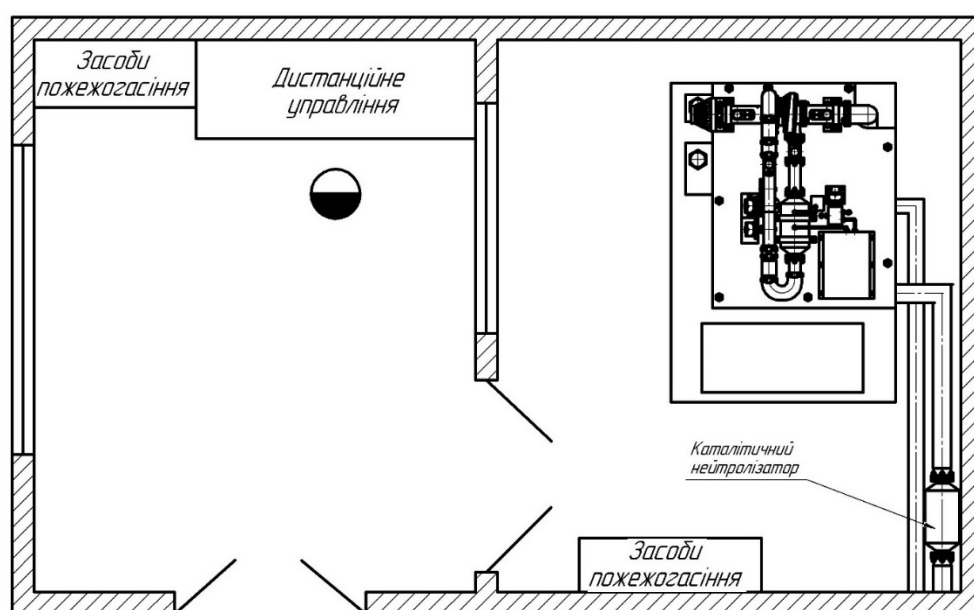


Рис. 6.1. Дослідницький бокс

У цій стіні є двері і оглядове вікно. В ході випробувань робочий знаходиться в кімнаті з дистанційним управлінням і має можливість візуально спостерігати за ходом випробувань через оглядове вікно. Під час випробувань двері між кімнатами повинна бути замкнена. У цьому випадку людина захищена від фізичних і хімічних небезпечних факторів.

Однак не застосовувати більш ніяких засобів захисту від небезпечних і шкідливих факторів не можна. Це пов'язано з тим, що перед випробуваннями та після них, є необхідність присутності людини в зоні випробувальної установки. У цьому випадку людина знаходиться в середовищі з підвищеними температурами, запиленість і загазованість, а також буде схильний до всіх небезпечних і шкідливих хімічних факторів, перерахованих вище. У зв'язку з цим, розглянемо заходи по забезпеченню безпеки людини при роботі зі стендом.

6.3 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів

Важливим засобом забезпечення нормальних санітарно-гігієнічних і метеорологічних умов в приміщеннях є вентиляція – це організований і регульований повітрообмін, що забезпечує видалення з приміщення забрудненого промисловими шкідливостями повітря.

За способом подачі в приміщення повітря і видалення його, вентиляцію ділять на

- природну;
- механічну;
- змішану.

За призначенням вентиляція буває загальнообмінною і місцевою.

Природна вентиляція створює необхідний повітрообмін за рахунок різниці щільності теплого і холодного повітря, що знаходиться всередині приміщення і більш холодного зовні, а також за рахунок вітру. У нашому випадку для природної вентиляції передбачений віконний отвір в кімнаті, де знаходиться робоча зона.

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Механічна вентиляція складається з повітроводів і побудників руху (механічних вентиляторів або ежекторів). Обмін повітря здійснюється незалежно від зовнішніх метеорологічних умов, при цьому вступник повітря може підігріватися або прохолоджуватися, піддаватися зволоженню або осушенню. Викиди повітря піддається очищенню.

Механічна загально обмінна вентиляція може бути:

- а) припливна;
- б) витяжна;
- в) припливно-витяжна.

Припливна система вентиляції виробляє забір повітря через повітрозабірні пристрій, потім повітря проходить через калорифер, де повітря нагрівається і зволожується і вентилятором подається по повітропроводів в приміщення через насадки для регулювання припливу повітря. Забруднене повітря витісняється через двері, вікна, ліхтарі, щілини. Витяжна вентиляція видаляє забруднене і перегрітий повітря через повітропроводи і очищувач, а свіже повітря надходить через вікна, двері і нещільності конструкцій. Припливно-витяжна система вентиляції складається з припливної та витяжної, що працюють одночасно.

У лабораторії для випробування турбокомпресорів передбачена витяжна механічна вентиляція з кімнати, де знаходиться стенд. Справа в тому, що при роботі камери згоряння утворюється тепло, що передаються в навколишнє атмосферу і для нормальних умов роботи як стенду, так і робітника, недостатньо просто природної вентиляції. До того ж під час проведення випробувань турбокомпресора, двері між кімнатами з вікном і стендом знаходиться в закритому стані.

6.4 Висновок по розділу

В даному розділі кваліфікаційної роботи було розглянуто питання охорони праці під час проведення випробувань турбокомпресорів. В ході роботи над цим розділом були передбачені заходи захисту робітника від небезпечних і шкідливих факторів під час випробувань турбокомпресорів.

					КРБ.142.2227ст.11.06.ПЗ	Лист
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В кваліфікаційній роботі розглядається двигун 6ТД2 (6ДН 12/2×12). Він є представником серії двигунів 6ТД – це двотактні, багатопаливні дизелі, з високим наддувом, рідинним охолодженням, безпосереднім уприскуванням палива, протилежно рухомими поршнями, горизонтальним розташуванням циліндрів (діаметр циліндра 120 мм, хід поршня 2×120 мм), 6-ти циліндрові, що мають потужність 1000...1500 к.с.

У першому розділі в якості об'єкту де буде встановлено двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12) обрано танк Т-80УД. Наведено загальну характеристику танку Т-80УД, його масогабаритні показники. В цьому ж розділі виконано обґрунтування відповідності двигуна вимогам танку, розглянуто особливості експлуатації дизеля та тенденції розвитку двигунів даного типу.

У другому та третьому розділах виконано основні розрахунки по двигуну, а саме: розрахунок робочого процесу двигуна; розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторної діаграми; розрахунок динаміки двигуна з визначенням сил, які діють на деталі КШМ.

У четвертому розділі виконаний перевірочний розрахунок відцентрового компресора системи наддуву двигуна. Визначено необхідну витрату повітря і ступінь підвищення тиску, та на підставі цих параметрів виконано підбір турбокомпресору.

В п'ятому розділі було розроблено принципові схеми систем що обслуговують двигун та розраховані їх основні елементи.

Таким чином, завдання кваліфікаційної роботи з танковим двигуном типу 6ДН 12/2×12 виконано в повному обсязі.

					КРБ.142.2227ст.11.ПЗ	Лист
						92
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигатель 6ТД-2 техническое описание. Москва военное издательство – 1988. –144 с.
2. 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.
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. Моргулис Ю. Б. Двигатели внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет. Изд. 2-е. М. : Машиностроение, 1972. – 336 с.
5. Кошкин В. К. Методика и результаты экспериментального исследования турбокомпрессора на безмоторной установке / В. К. Кошкин, А. Ф. Волкова, Г. М. Поветкин / Труды государственного союзного научно-исследовательского тракторного института, М. : Машиностроение, 1960. – 68 с.
6. Матвеев В. Н. Методика определения погрешности измерения параметров при статических продувках элементов микротурбин / В. Н. Матвеев, Д. В. Сивиркин, Н. Т. Тихонов / Сборник научных трудов «Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление» / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1995. 80 с.
7. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества / П. П. Кремлевский. – М.: Машиностроение, 1975, 776 с.
8. Шнацкий В. А. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика / В .А. Шнацкий, Л.: Судостроение, 1976.
9. Жидецкий В. Ц., Джигерей В. С., Мельников О. В. Основи охорони праці. – Львів: Афіша, 2000. – 350 с.
10. Корчагин В. А. Расчет экономической эффективности новой техники на машиностроительных предприятиях / В. А. Корчагин. К.: Техника, 1980. – 104 с.