

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 СУДНОВОГО ДВИГУНА 16ЧН 17/19
(MTU 16V 4000 M93)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

В. С. Наливайко

Здобувач освіти

Д. І. Воронцов

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

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Воронцову Даніілу Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна 16ЧН 17/19 (MTU 16V 4000 M93)*

2. Керівник роботи к.т.н., професор НУК Наливайко В. С.,
(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 – 3120 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2100 хв⁻¹; ступінь стиснення – 16,5; коефіцієнт надлишку повітря – 2,1.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Загальна конструкція і опис двигуна; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна типу; Розрахунок турбокомпресора; Розробка принципів схем основних систем двигуна; Організація охорони праці.

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)

/Д. І. Воронцов /

(прізвище та ініціали)

/В. С. Наливайко/

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Загальна конструкція і опис двигуна MTU 16V4000 M93.....	7
1.1 Сфера застосування та технічна характеристика двигуна.....	7
1.2 Загальна компоновка двигуна.....	8
1.3 Конструктивні схеми вузлів та деталей руху двигуна.....	9
1.4 Тенденції розвитку двигунів даного типу.....	11
1.5 Висновок по розділу.....	12
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна типу 16ЧН 17/19...	13
2.1 Вступ	13
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	15
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	24
2.5 Висновок по розділу.....	26
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 16ЧН 17/19.....	27
3.1 Кінематичний розрахунок КШМ.....	27
3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	30
3.3 Висновки по розділу.....	36
4 Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 16ЧН 17/19.....	37
4.1 Вибір компресора-прототипу.....	37
4.2 Попереднє визначення колової швидкості	37
4.3 Розрахунок та конструювання вхідної дільниці.....	38
4.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора	40
4.5 Розрахунок та конструювання ділянки безлопаточного дифузора	46
4.6 Розрахунок та конструювання лопаточного дифузора	48
4.7 Розрахунок та конструювання повітрозбірного завитка	53
4.8 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора	54
4.9 Опис спроектованого компресора	55

4.10	Висновок по розділу.....	61
5	Розробка принципів схем основних систем двигуна та розрахунок основних елементів	62
5.1	Паливна система.....	62
5.2	Масляна система.....	66
5.3	Система охолодження.....	70
5.4	Система пуску двигуна	73
6	Організація охорони праці.....	76
6.1.	Загальні питання з охорони праці	76
6.2.	Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал	80
	Висновки.....	81
	Список використаних джерел	82

ВСТУП

Середньо-обертові двигуни займають понад 25% від загальної потужності встановлених на суднах дизелів, в берегових електроенергетичних установках вони грають переважаючу роль.

У процесі вдосконалення їх конструкції двигунобудівні фірми виходили з вимог забезпечити:

- Високу питому потужність (кВт/кг і кВт/л);
- Малі зноси, високу надійність і моторесурс при роботі на високов'язких паливах;
- Чистоту вихлопу, що б задовільнити вимоги конвенції МАРПОЛ;
- Низькі експлуатаційні витрати, які включають вартість витрачається палива і масла, витрати на техобслуговування і запасні частини;
- Низьку вартість і трудомісткість у виробництві, монтажі на судні і в процесі технічного обслуговування.

Реалізація цих вимог призвела практично до створення середньооборотних двигунів нового покоління, що істотно відрізняються від двигунів більш ранніх моделей, як по конструкції, так і по організації робочого процесу.

Була продовжено форсування робочого процесу з використанням газотурбінного наддуву. Сучасний рівень середнього ефективного тиску судових середньооборотних дизелів становить 3,5...4,5 МПа. Фірмою «Вяртсиля» істотно переглянута організація наддуву, що дозволяє одночасно використовувати переваги імпульсного наддуву і наддуву при постійному тиску. Фірма МАН спільно з японським ліцензіатором адаптували широко використовуєму в малооборотних дизелях систему постійного наддуву стосовно до 4-х тактних машин і стала її застосовувати у своїх останніх моделях.

Протягом останнього десятиліття провідними двигунобудівними компаніями велася інтенсивна дослідницька та проектно-конструкторська робота з переходу середньо обертових двигунів на дешеві високов'язкі палива та

					КРБ.142.4221.02.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зниженню примісив вихлопних газів у зв'язку зі зростаючими вимогами захисту навколишнього середовища. Паралельно вирішувалися завдання щодо підвищення надійності та ефективності двигунів, зниження експлуатаційних витрат і підвищення довговічності.

У підсумку, сьогодні на ринку з'явилося принципово нове покоління середньо-обертових двигун, які за багатьма показниками можуть успішно конкурувати з мало-оборотними дизелями. У нових двигунах насамперед були внесені зміни до палевоподачі збільшені тиску впорскування до 1500...1800 бар, забезпечена оптимізація фаз подачі стосовно кожного режиму роботи двигуна. У ряді двигунів (Вяртсиля, Катерпиллар, Мак) впроваджується поділ подачі на дві фази – предвприск і основна подача, серійно випускаються двигуни з електронним управлінням. З метою зниження NO_x здійснюється впорскування в циліндри води (WARTSILA), двигуни переводяться на роботу на водопаливної емульсії. Одночасно вдосконалюється робота систем повітропостачання, особливу увагу тут приділяється проблемам постачання двигунів достатньою кількістю повітря в зоні знижених навантажень і на перехідних режимах. Суттєво збільшено ресурси основних деталей, так не дивлячись на спалювання високовязких палив, термін служби головок поршнів доведений до 60 тисяч годин, втулок циліндрів, підшипників, клапанів – 30 тисяч годин.

					КРБ.142.4221.02.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Загальна конструкція і опис двигуна MTU 16V4000 M93

1.1 Сфера застосування та технічна характеристика двигуна

Двигун даного типу застосовується у сучасних яхтах «S-MOVE Design X-SYM 125» та на «Sunseeker 116», також такі двигуни встановлюються на вантажні автомобілі компаній «Белаз». Основні технічні характеристики двигуна представлені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики двигуна MTU 16V4000 M93

Параметри	MTU 16V4000 M93	
Тип	4-тактний	
Наддув	Газотурбінний	
Число турбокомпресорів (ТК)	2	
Система продувки	Клапанна	
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За годинниковою стрілкою	
Розташування циліндрів	V-подібне	
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-13-5-11-3-10-2-16-8-12-4-14-6-15-7-9	
Кількість циліндрів	16	
Діаметр циліндра, мм	170	
Хід поршня, мм	190	
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2100	
Температура випускних газів за циліндрами	800	
Паливо	ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55	
Масила: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів, системи автономної змазки розподільного валу: для змазки циліндрів, для змазки підшипників ТК, для системи централізованої змазки важелів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості	Фірма	Марка SAE 40
	Castrol	Marine MLC 40
	Chevron	DELO 194 SAE 40
	ExxonMobil	Mobilgard 400
	Shell	Gadina SAE 40
	Total	CAPRANO TD 15W40

Питома витрата масла, г/кВт·год	0,64
Лубрикаторне змащення, г/кВт· год	0,89
Температура мастила °С:	
Вхідного в дизель	37...45
Вихідного з дизеля	63...67
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С:	
на виході з дизеля;	88...85
перепад температури прісної води між і виходу з дизеля	8...10
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤ 3
Система пуск двигуна	Повітряна
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у мажах габаритів дизеля, т	9,5

1.2 Загальна компоновка двигуна

Двигун MTU 16V4000 M93 – 16-ти циліндровий, чотирьохтактний дизель з V-подібним розташуванням циліндрів, з безпосереднім упорскуванням палива та клапанною продувкою (рис. 1.1).

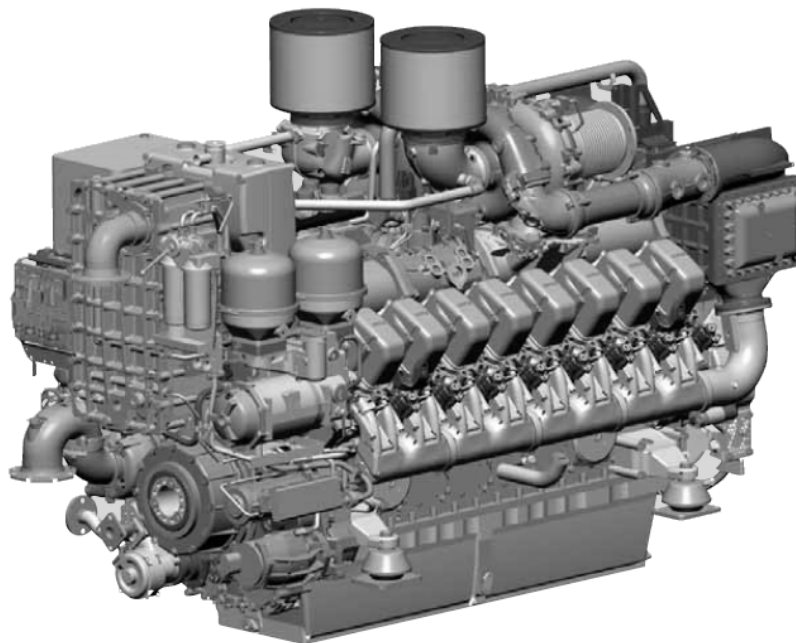


Рис. 1.1. Двигун MTU 16V4000 M93

					КРБ.142.4221.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Блок циліндрів виготовлений з цілісної виливки чавуну, з запресованими втулками циліндрів. Колінчастий вал встановлений в нижній частині блоку двигуна. Кришка корінного підшипника кріпиться обома болтами з гідравлічним затягуванням.

Оглядові кришки картера зроблені з легкого сплаву і посаджені на моноблоці за допомогою гумових ущільнень, та з одної сторони в оглядових кришках встановлений запобіжний клапан.

Змащувальна система включає шестеренчастий насос, автоматичний маслофільтр, відцентровий фільтр для очищення промивного масла, охолоджувач з термостатом і насос попередньої змазки з електроприводом.

Масляний піддон має розміри, відповідні повному об'єму необхідного масла.

1.3 Конструктивні схеми вузлів та деталей руху двигуна

Колінчастий вал (рис. 1.2) кований монолітно і забезпечений противагами, закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів. З передньої сторони колінчастий вал забезпечений кільцем V-подібного перетину для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика і опорно-упорним корінним підшипником, а також рознімною шестернею приводу розподільного вала. На кінці є шестерня для приводу насосів, а також гаситель вібрації.



Рис. 1.2. Колінчастий вал

Шатун (рис. 1.3) штампується з легованої сталі 40Х. Кришку нижньої головки кріплять до шатуна двома болтами з хромонікелевої сталі. Затягувати гайки болтів шатуна необхідно з моментом 9-10 кгм. Остаточну обробку посадочних місць під вкладиші і торців головки шатуна виробляють разом з

					КРБ.142.4221.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

кришкою; тому при знятті і установці кришок не можна міняти їх місцями і перевертати. Щоб не переплутати кришки, на нижніх голівках шатуна і на кришках ставлять мітки.



Рис. 1.3. Шатун

У нижній головці шатуна встановлені біметалеві вкладиші, в верхню запресовані дві втулки з бронзи з гвинтовими канавками на внутрішній поверхні.

Поршень (рис 1.4) має складену конструкцію з юбкою з чавуну і ковану сталеву головку з'єднані між собою різьбовим з'єднанням. У простір між головкою і юбкою подається масло для охолодження головки за рахунок ефекту коктейльного шейкера. Мастило надходить з корінного підшипника через отвір в колінчастому валу на шатунний підшипник, і далі через отвір в шатуні, поршневий палець і спідницю поршня, вгору на охолоджуючу сорочку, звідки потім зливається назад в масляний піддон.



Рис. 1.4. Поршень

					КРБ.142.4221.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Головки блоку циліндрів (рис. 1.5) виготовлені з чавуну з кулястим графітом. Кожна головка має два впускних клапана, два випускних клапана, розміщених по центру форсунці і індикаторний клапан. Головки блоку циліндрів індивідуально кріпляться до гільзи циліндра за допомогою чотирьох шпильок і гайок, які затягуються гідравлічним способом.

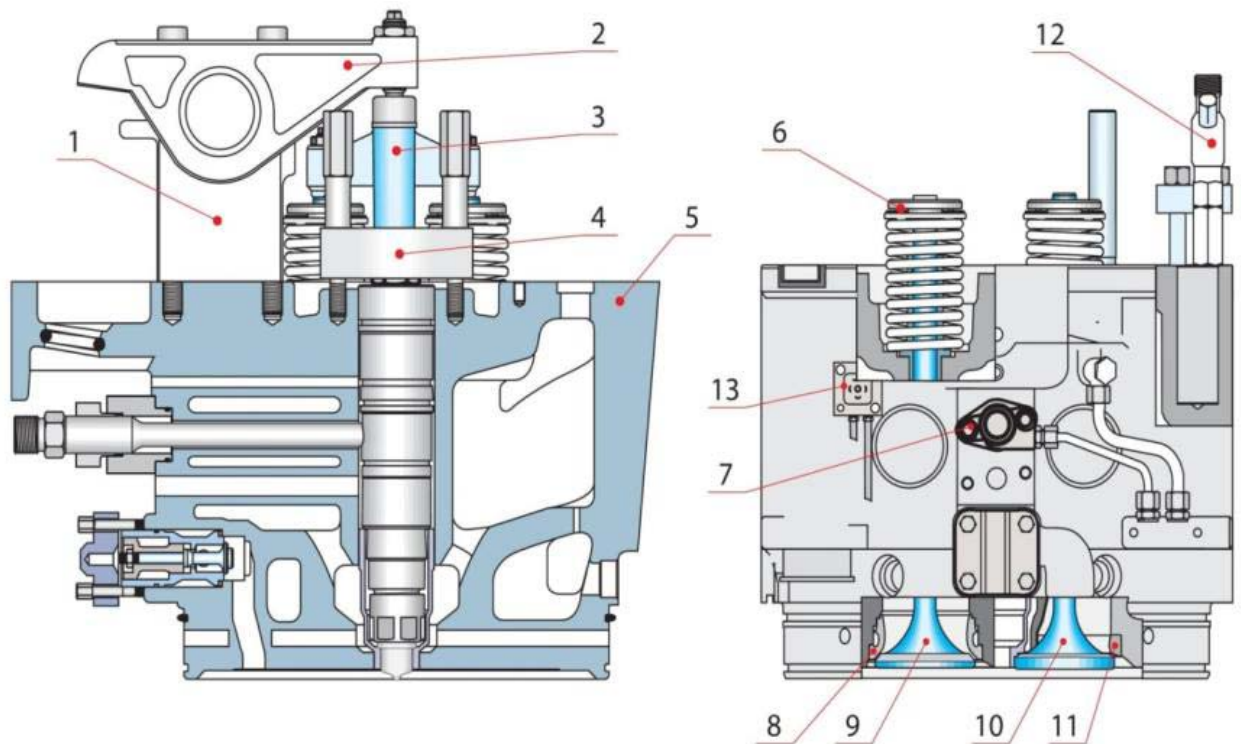


Рис. 1.5. Головка блоку циліндрів: 1 – опірна стійка; 2 – коромисло; 3 – траверса для клапанів; 4 – траверса для форсунки; 5 – корпус головки; 6 – обертаючий пристрій; 7 – гвинти; 8 – сидло випускного клапана; 9 – випускний клапан; 10 – впускний клапан; 11 – сидло впускного клапана; 12 – індикаторний кран; 13 – датчик температури

1.4 Тенденції розвитку двигунів даного типу

Даний тип двигунів зарекомендував себе з кращого боку в плані співвідношення масогабаритних показників та економічності при експлуатації. Двигуни «MTU 16V4000» масово застосовуються як в машинобудуванні, так і суднобудуванні.

1.5 Висновок по розділу

В цьому розділі надано технічну характеристику двигуна, описано загальну конструкцію та визначено сферу його застосування. Також у цьому розділі наведені короткий опис деталей руху двигуна та окремих елементів.

					КРБ.142.4221.02.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна типу 16ЧН 17/19

2.1 Вступ

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

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

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл двигуна MTU 16V4000 M93 проведемо на комп'ютері за методикою, яка основана на методі теплового розрахунку Гринвіцького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Вихідні параметри для розрахунку робочого циклу підбираються за паспортними даними двигуна (у розрахунку на номінальний режим), або вибираються з довідкових даних для заданого типу двигуна, його швидкості і призначення.

Усі додаткові параметри були взяті із підручника Ю. Я. Фомин (Судові двигуни внутрішнього згоряння).

					КРБ.142.4221.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 300$ К (нормальні атмосферні умови).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (нормальні атмосферні умови) [4].

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 \dots 18$ [4]. Приймаємо $\varepsilon = 16,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} < 200$ мм та $\varepsilon = 16,5$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,6$ [4]. Приймаємо $\alpha = 2,1$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$ [4].

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: $\xi_z = 0,80 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$; [4].

Приймаємо $\xi_z = 0,83$; $\xi_b = 0,94$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = (1,2 \dots 1,5)$ [4]. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 \dots 15)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10 \dots 20)$ К – для ДВЗ без наддуву [4].

Приймаємо $\Delta T_a = 5$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,98)$ [4]. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,80 \dots 0,89$ [4]. Приймаємо $\eta_m = 0,8$.

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 [4].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 720$ К [4].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [4]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю;

Н = 0,126 кг – кількість водню;

С = 0 кг – кількість сірки;

О = 0,004 кг – кількість кисню.

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

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

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

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

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

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

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

					КРБ.142.4221.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 3120$
1.2. Частота обертання, хв^{-1}	$n = 2100$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 300$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 4.2$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.15$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.02$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.83$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.94$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{св}} = 16.5$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.2$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 5$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.8$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.74$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 720$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$\text{C}_{\text{св}} = 0.87$ $\text{H}_{\text{св}} = 0.126$ $\text{S}_{\text{св}} = 0$ $\text{O} = 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 16$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.17$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.19$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

					КРБ.142.4221.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.1$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.95$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.78$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.433$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 505.732$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 308.229$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 321.205$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.429$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.416$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.971$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



$$b_c = 0.00251 \quad a_{vc} = 19.271$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.364$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 19.048$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 891.901$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.039$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0304$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0298$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.883$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.026$$

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.78805$$

$$b_z = 0.00298$$

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

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

$$a_{vb} = 19.85455$$

$$b_b = 0.00304$$

					КРБ.142.4221.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

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



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

звідки: $T_z = 1791.831$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 22.857$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.718$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.603$$

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

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



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

$$n_2 = 1.247$$

$$T_b = 1025.343$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.362$$

					КРБ.142.4221.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 3.293$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 3.227$$

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

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

$$b_i = 0.174$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.484$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 2.582$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.387$$

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

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

$$b_e = 0.2179$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 3120.055$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.002 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРБ.142.4221.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 6.536$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 6.725$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.411$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 808.848$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.071$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.371$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.373$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 4.207$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.173 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,247
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	19,048
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	22,857
Ступінь попереднього розширення ρ	1,718
Ступінь стиснення ε	16,5

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	22,86	
1,00	19,05	22,86
1,72	9,10	22,86
2,46	5,59	14,63
3,20	3,90	10,54
3,94	2,94	8,13
4,67	2,32	6,56
5,41	1,90	5,46
6,15	1,60	4,66
6,89	1,37	4,04
7,63	1,19	3,56
8,37	1,05	3,17
9,11	0,94	2,86
9,85	0,84	2,59
10,59	0,76	2,37
11,33	0,70	2,18
12,07	0,64	2,01
12,80	0,59	1,87
13,54	0,54	1,74
14,28	0,51	1,63
15,02	0,47	1,53
15,76	0,44	1,44
16,50	0,42	1,36
16,50		0,42

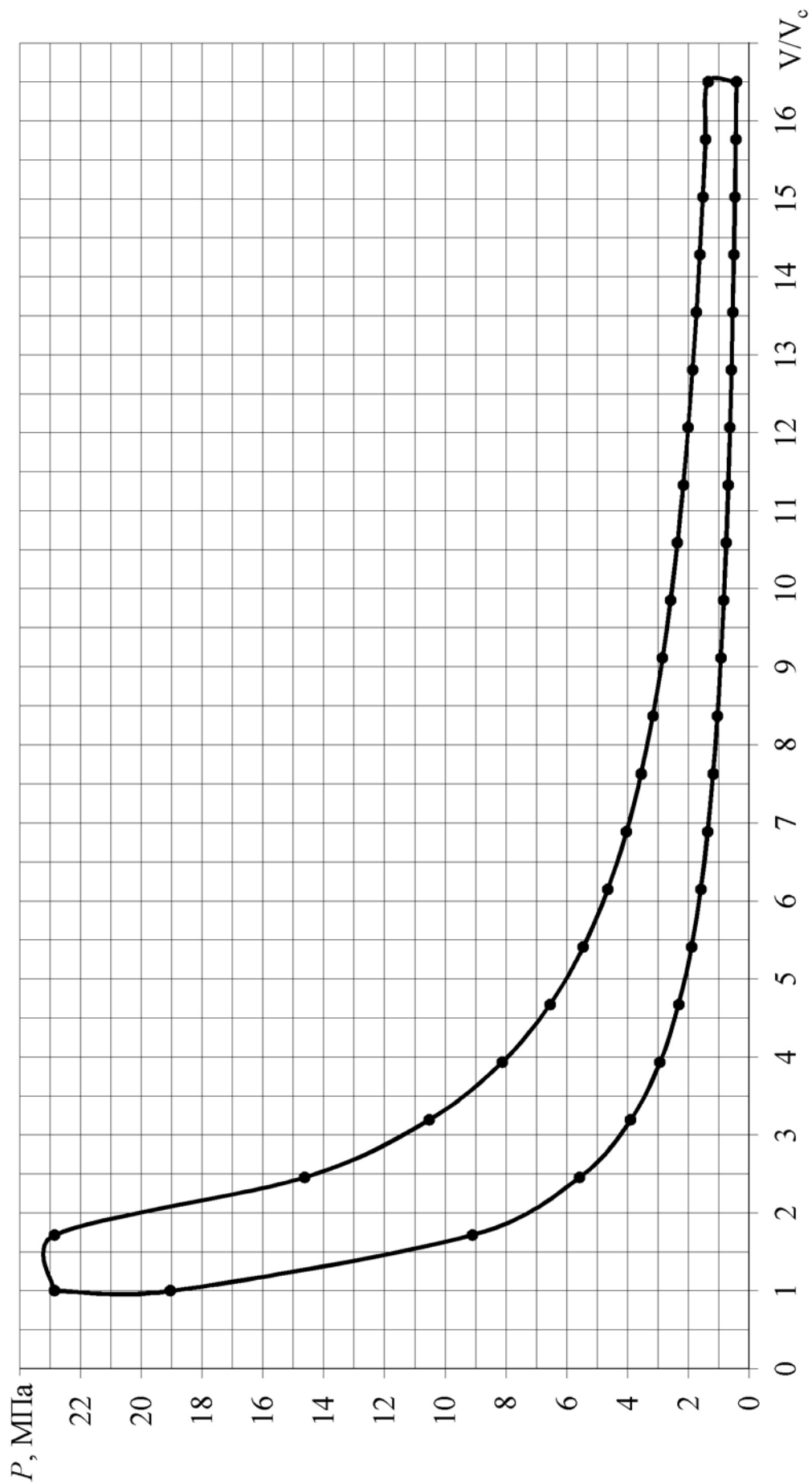


Рис. 2.1.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна MTU 16V4000 M93

2.5 Висновок по розділу

В табл. 2.2 приведено основні параметри розглянутого двигуна MTU 16V4000 M93, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.2. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	3120
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	2100
3.	Ступінь стиску	16,5
4.	Тиск наддуву, кПа	433
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,1
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2582
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,218
8.	Механічний ККД	0,80
9.	Індикаторний ККД	0,484
10.	Ефективний ККП	0,387

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

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,218 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з середнім показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

РОЗДІЛ 3

Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 16ЧН 17/19

3.1 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

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

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,17 / 2 = 0,085$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,28$), м.

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

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

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 219,8$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

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

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 3.1.

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

					КРБ.142.4221.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		27

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	5256,35
15	0,0037	6,0859	4962,38
30	0,0144	11,2298	4131,27
45	0,0308	14,9251	2903,75
60	0,0514	17,1910	1478,35
75	0,0741	18,3404	67,07
90	0,0969	18,6830	-1149,83
105	0,1181	18,3404	-2058,63
120	0,1364	17,1910	-2628,17
135	0,1511	14,9251	-2903,75
150	0,1616	11,2298	-2981,44
165	0,1679	6,0859	-2970,82
180	0,1700	0,0000	-2956,70
195	0,1679	-6,0859	-2970,82
210	0,1616	-11,2298	-2981,44
225	0,1511	-14,9251	-2903,75
240	0,1364	-17,1910	-2628,17
255	0,1181	-18,3404	-2058,63
270	0,0969	-18,6830	-1149,83
285	0,0741	-18,3404	67,07
300	0,0514	-17,1910	1478,35
315	0,0308	-14,9251	2903,75
330	0,0144	-11,2298	4131,27
345	0,0037	-6,0859	4962,38
360	0,0000	0,0000	5256,35

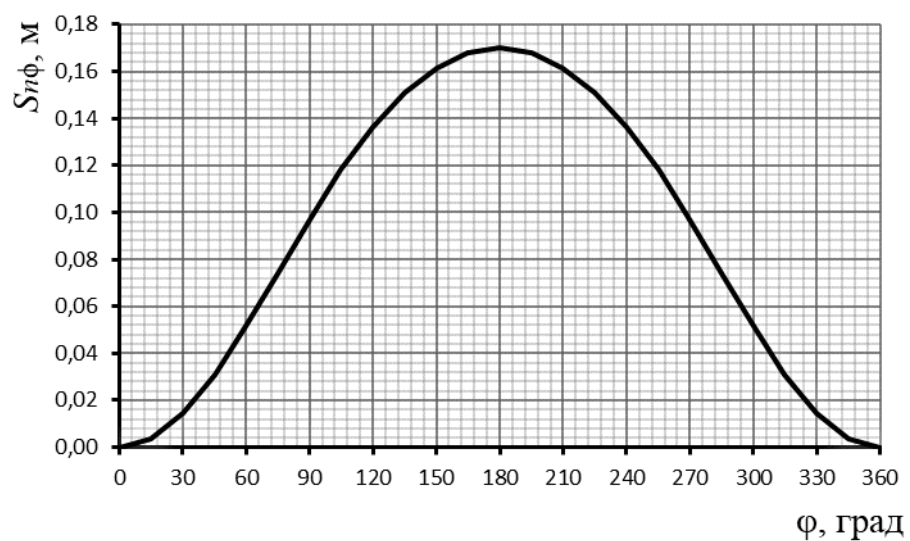


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

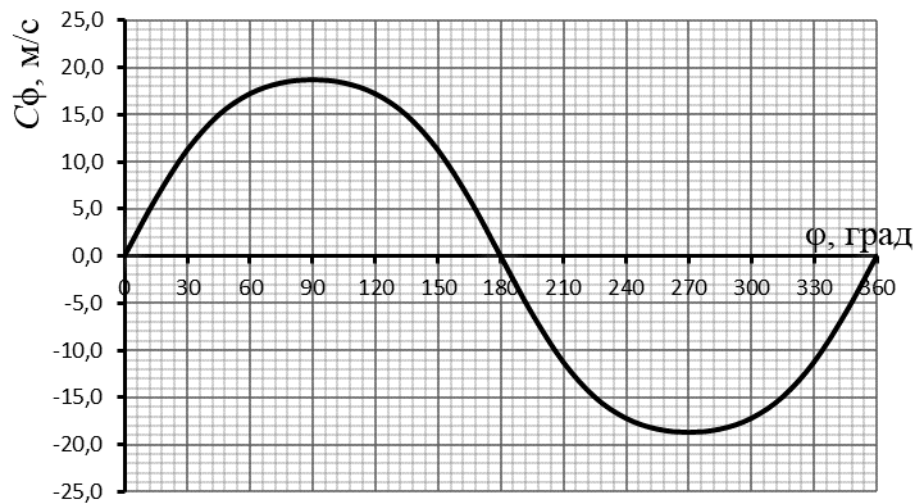


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

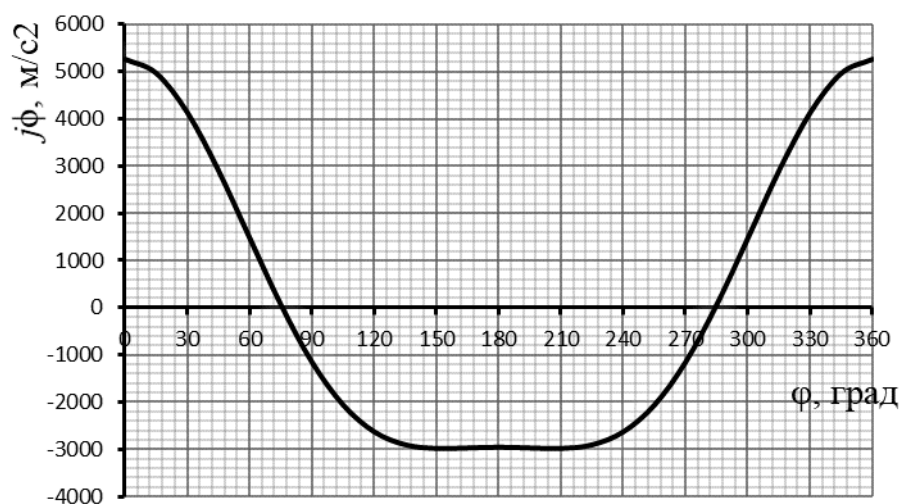


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

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

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

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

3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

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

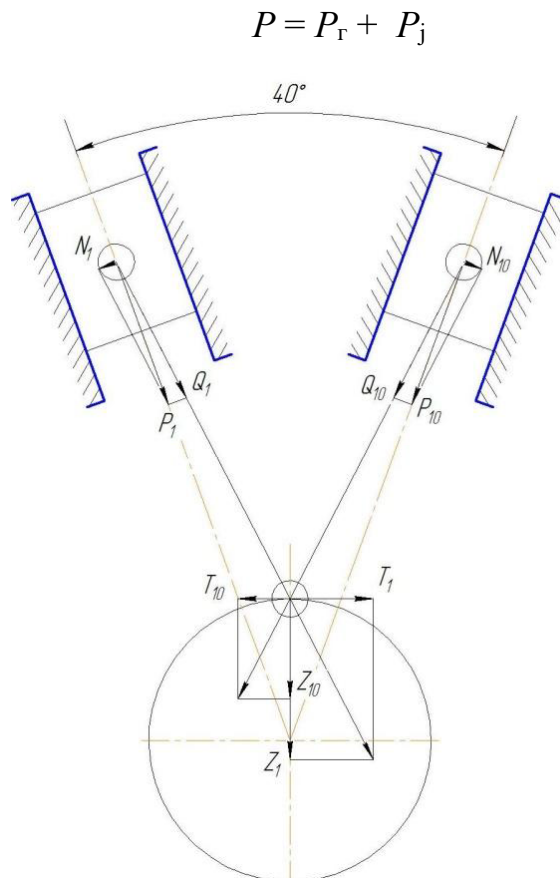


Рис. 3.4. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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

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

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

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

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

Тоді тангенціальна складова:

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

відповідно нормальна:

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

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

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

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

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

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

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

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

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

Як масу m_n обираємо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршне-

					КРБ.142.4221.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

вий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

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

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

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

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

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,280.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n11,2 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК 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. 3.5, 3.6.

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,4290	-2,5950	-2,1660	0,0000	-2,1660	0,0000
15	0,4290	-2,4499	-2,0209	-0,1468	-1,9140	-0,6649
30	0,4290	-2,0395	-1,6105	-0,2277	-1,2809	-1,0025
45	0,4290	-1,4335	-1,0045	-0,2029	-0,5668	-0,8538
60	0,4290	-0,7298	-0,3008	-0,0752	-0,0853	-0,2981
75	0,4290	-0,0331	0,3959	0,1112	-0,0050	0,4112
90	0,4290	0,5677	0,9967	0,2907	-0,2907	0,9967
105	0,4290	1,0163	1,4453	0,4060	-0,7663	1,2910
120	0,4290	1,2975	1,7265	0,4315	-1,2370	1,2794
135	0,4290	1,4335	1,8625	0,3762	-1,5830	1,0510
150	0,4290	1,4719	1,9009	0,2688	-1,7806	0,7177
165	0,4290	1,4667	1,8957	0,1377	-1,8667	0,3576
180	0,4290	1,4597	1,8887	0,0000	-1,8887	0,0000
195	0,4227	1,4667	1,8893	-0,1373	-1,8605	-0,3564
210	0,4439	1,4719	1,9158	-0,2709	-1,7946	-0,7233
225	0,4837	1,4335	1,9173	-0,3873	-1,6296	-1,0819
240	0,5504	1,2975	1,8479	-0,4619	-1,3239	-1,3694
255	0,5596	1,0163	1,5759	-0,4427	-0,8355	-1,4077
270	0,6426	0,5677	1,2102	-0,3530	-0,3530	-1,2102
285	0,8648	-0,0331	0,8317	-0,2336	-0,0104	-0,8638
300	1,3779	-0,7298	0,6480	-0,1620	0,1837	-0,6422
315	2,5689	-1,4335	1,1354	-0,2293	0,6407	-0,9650
330	5,4798	-2,0395	3,4403	-0,4864	2,7361	-2,1414
345	12,6176	-2,4499	10,1677	-0,7388	9,6301	-3,3452
360	22,3570	-2,5786	19,7784	-0,4828	19,6610	-2,2048
375	22,8570	-2,4499	20,4071	1,4828	19,3280	6,7140
390	15,8042	-2,0395	13,7647	1,9462	10,9475	8,5678
405	8,4593	-1,4335	7,0258	1,4191	3,9645	5,9715
420	5,1356	-0,7298	4,4057	1,1012	1,2492	4,3661
435	3,4888	-0,0331	3,4557	0,9708	-0,0433	3,5893
450	2,5948	0,5677	3,1625	0,9224	-0,9224	3,1625
465	2,0745	1,0163	3,0908	0,8683	-1,6387	2,7608
480	1,7580	1,2975	3,0555	0,7637	-2,1892	2,2643
495	1,5624	1,4335	2,9959	0,6051	-2,5463	1,6905
510	1,4443	1,4719	2,9162	0,4123	-2,7317	1,1010
525	1,3810	1,4667	2,8477	0,2069	-2,8042	0,5372
540	1,3611	1,4597	2,8208	0,0000	-2,8208	0,0000
555	0,4110	1,4667	1,8777	-0,1364	-1,8490	-0,3542
570	0,4110	1,4719	1,8829	-0,2662	-1,7637	-0,7109
585	0,4110	1,4335	1,8445	-0,3726	-1,5677	-1,0408
600	0,4110	1,2975	1,7085	-0,4270	-1,2241	-1,2661
615	0,4110	1,0163	1,4273	-0,4010	-0,7567	-1,2749
630	0,4110	0,5677	0,9787	-0,2854	-0,2854	-0,9787
645	0,4110	-0,0331	0,3779	-0,1062	-0,0047	-0,3925
660	0,4110	-0,7298	-0,3188	0,0797	-0,0904	0,3160
675	0,4110	-1,4335	-1,0225	0,2065	-0,5770	0,8691
690	0,4110	-2,0395	-1,6285	0,2303	-1,2952	1,0137
705	0,4110	-2,4499	-2,0389	0,1481	-1,9310	0,6708
720	0,4110	-2,5950	-2,1840	0,0000	-2,1840	0,0000

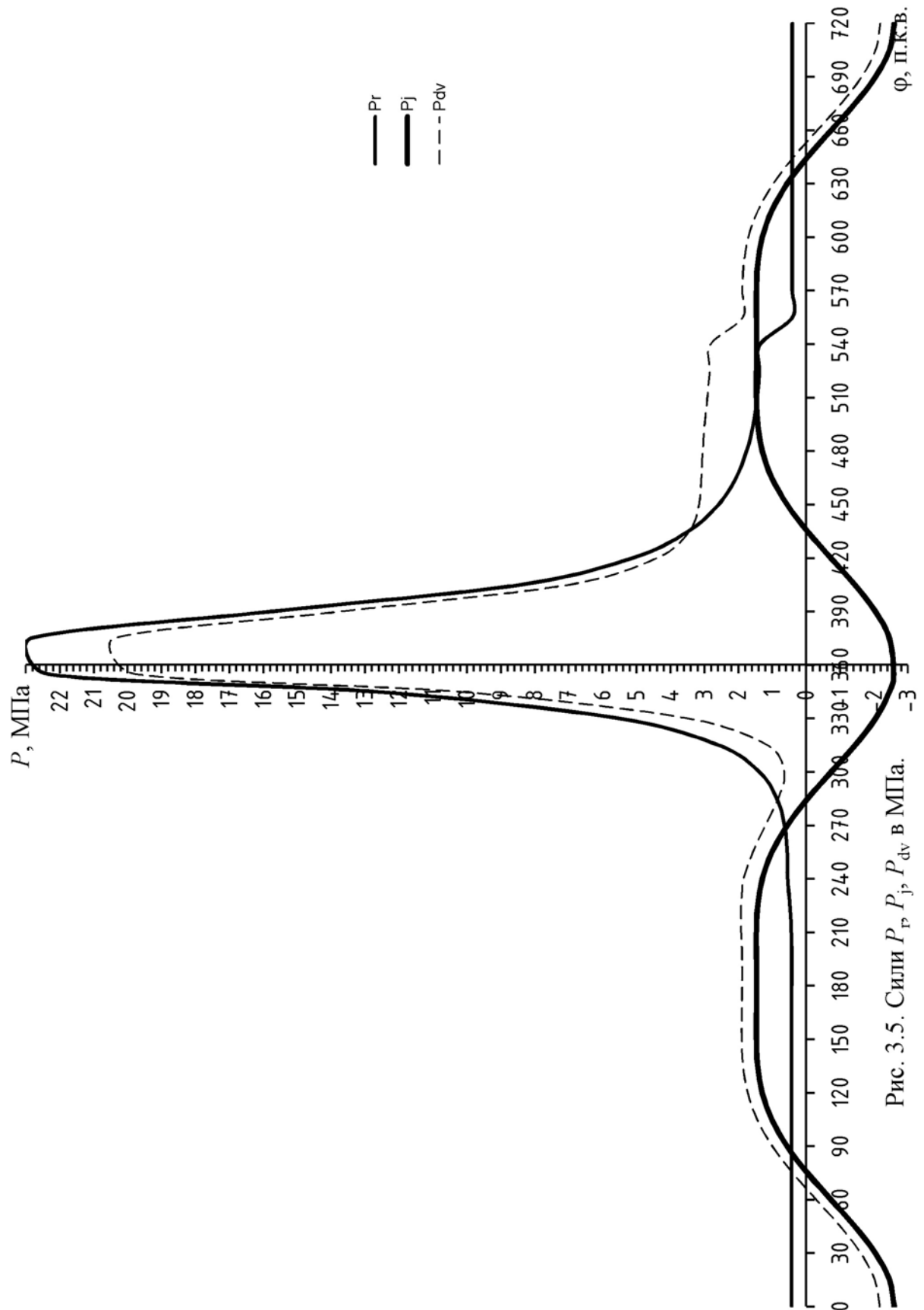


Рис. 3.5. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

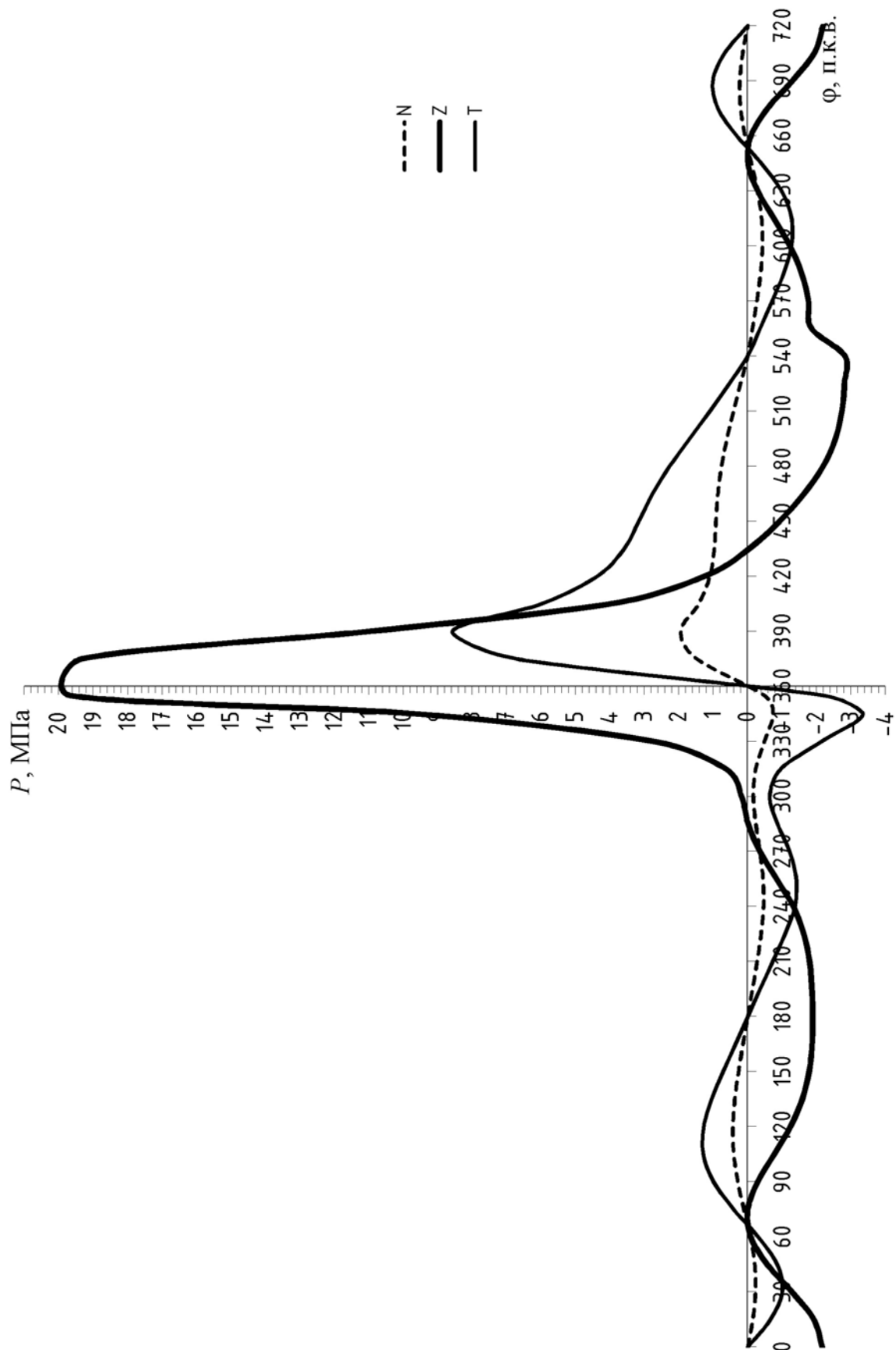


Рис. 3.6. Сили N , Z , T в МПа

3.3 Висновки по розділу

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про невірноваженість моменту другого порядку для двигуна MTU 16V4000 M93. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

					КРБ.142.4221.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		36

РОЗДІЛ 4

Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 16ЧН 17/19

4.1 Вибір компресора-прототипу

За результатами розрахунку робочого циклу визначено необхідну кількість наддувного повітря для ефективної роботи двигуна та ступніть підвищення тиску в компресорі для забезпечення необхідної потужності.

Приймаємо в якості прототипу два турбокомпресор типу ТКР23, кожен з них забезпечить для двигуна MTU 16V4000 M93 (16ЧН 17/19) витрату повітря в кількості $G = 3,268$ кг/с ($Q = 2,73$ м³/с) та степні підвищення тиску $\Pi_k = 4,2$, відповідно до положення точки на рис. 4.1.

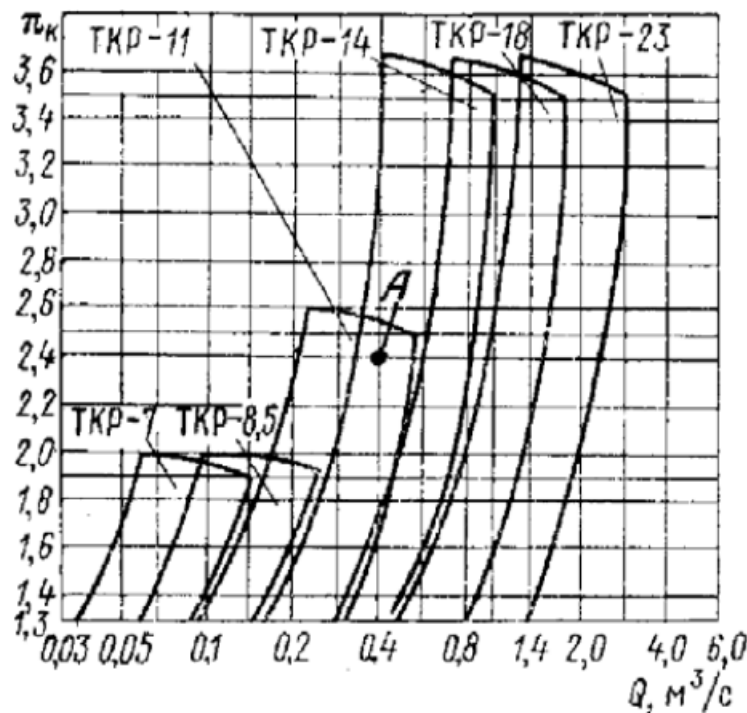


Рис. 4.1. Область застосування турбокомпресора ТКР23

4.2 Попереднє визначення колової швидкості

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 P_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів ступені. Проте існує приблизна залежність між P_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 $L_{ад}$, 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:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{H_K}}, \text{ м/с,}$$

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

H_K – коефіцієнт напору компресора. Приймаємо $H_K = 1,3$ [3, табл. 1].

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

де: k – показник адіабати для повітря; $k = 1,41$ [3].

$$L_{ад} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287 \cdot 300 \cdot (4,2^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1) = 150079,5 \text{ Дж / кг .}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 150079,5}{1,3}} = 480,51 \text{ м / с .}$$

Отже колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 становитиме 480,51 м/с, а адіабатна робота стиску компресора $L_{ад}$ буде дорівнювати 150 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 та конструювання вхідної дільниці

Вхідна дільниця компресора називається вхідним патрубком, який часто поєднується з шумоглушником та повітряним фільтром. На турбокомпресорі типу ТКР23 встановлено вхідний патрубок радіально-колового типу. Ціллю даного розділу є визначення зміни основних параметрів потоку повітря після його проходження через вхідну дільницю, а також встановлення

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

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 $T_a = 305 \text{ К}$;

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 $C_a = 40 \text{ м/с}$;

$C_p = 1005 \text{ Дж/(кг·К)}$ – 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 $\bar{C}_m = 0,35$

$$C_1 = 0,35 \cdot 480,51 = 168,2 \text{ м/с}.$$

$$T_1 = 300 - \frac{168,2^2 - 40^2}{2 \cdot 1005} = 291,7 \text{ К}.$$

Тиск повітря перед колесом визначається за формулою:

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

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

Приймаємо $P_a = 100000 \text{ Па}$;

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

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

$$P_1 = 100000 \cdot \left(\frac{291,7}{300} \right)^{\frac{1,39}{1,39-1}} = 85332,7 \text{ Па}.$$

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 291,7 К і 85,3 кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 5,6 рази і становитиме 168,2 м/с.

4.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Робоче колесо – основний елемент ступені, з допомогою якого повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу ТКР23 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 осьовій 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:

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

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря;

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

$\alpha_{\text{вт}}$ – 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 $\varphi_{2r} = 0,41$.

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 $z_k = 12$.

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 $D_0 = 0,052$ 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

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

$$\rho_1 = \frac{85332,7}{287 \cdot 291,7} = 1,0192 \text{ кг/м}^3.$$

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

$$f_1 = \frac{3,268}{168,2 \cdot 1,0192} = 0,0191 \text{ м}^2.$$

$$D_H = \sqrt{0,052^2 + 4 \cdot \frac{0,0191}{3,14}} = 0,1643 \text{ м}.$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,052^2 + 0,1643^2}{2}} = 0,1218 \text{ м}.$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,1218}{0,23} \right)^2 \right]}} = 0,8048.$$

$$T_2 = 291,7 + \frac{480,51^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,8048 + 0,04) - 0,8048^2 - 0,41^2 + 0,35^2] = 406,17 \text{ К}.$$

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 $\eta_2 = 0,9$.

Визначення комплексу:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,9 = 3,1.$$

$$P_2 = 85332,7 \cdot \left(\frac{406,17}{291,7} \right)^{3,1} = 237678,61 \text{ Па}.$$

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

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

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

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

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

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

$\beta_{1л}$ – 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 $i_1 = 5^\circ$.

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

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

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{168,2 \cdot 0,23}{480,51 \cdot 0,1218}\right) = 33,5^\circ.$$

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

$40^\circ \geq 33,7^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

$$\beta_{1л} = 33,5 + 5 = 38,5^\circ.$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,0003 \cdot 12}{3,14 \cdot 0,1218 \cdot \sin 38,5^\circ} = 0,992.$$

$$C_1^1 = \frac{168,2}{0,992} = 169,46 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку у колесо з урахуванням захащення лопатками ОСА:

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

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{169,46 \cdot 0,23}{480,51 \cdot 0,1218}\right) = 33,7^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

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

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{169,46 \cdot 0,23}{480,51 \cdot 0,1643}\right) = 26,3^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

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

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{169,46 \cdot 0,23}{480,51 \cdot 0,052}\right) = 57,3^\circ.$$

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

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

$$w_H^1 = \frac{169,46}{\sin 26,3} = 382,7 \text{ м/с.}$$

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.

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

$$\lambda_{Hw} = \frac{382,7}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 305}} = 1,20.$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значень $1,1 \dots 1,2$ [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.

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

$$C_{2u} = 0,8048 \cdot 480,51 = 386,70 \text{ м/с.}$$

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

$$C_{2r} = 0,41 \cdot 480,51 = 197,01 \text{ м/с.}$$

$$C_2 = \sqrt{386,70^2 + 197,01^2} = 433,99 \text{ м/с.}$$

Кут потоку повітря на виході з колеса:

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

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

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{197,01}{386,70}\right) = 27,00^\circ.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

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

$$M_{C_2} = \frac{433,99}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 406,17}} = 1,070.$$

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/м^3

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

$$\rho_2 = \frac{237678,61}{287 \cdot 406,17} = 2,039 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{3,268}{3,14 \cdot 2,039 \cdot 197,01 \cdot 0,23} = 0,011 \text{ м}.$$

Визначимо відносну швидкість повітря аналітичним шляхом:

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

$$w_2 = \sqrt{(480,51 - 386,70)^2 + 197,01^2} = 218,21 \text{ м/с}.$$

При взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась на 114°C і стала дорівнювати $406,17 \text{ К}$. Відбулося і збільшення тиску повітря в 2,8 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме $237,7 \text{ кПа}$. Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку повітря, яка збільшилась майже в 2,5. Розраховані данні зовнішнього 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

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

колеса компресора, яке цілком задовольнить параметрам оптимального режиму течії потоку повітря.

4.5 Розрахунок та конструювання ділянки безлопаточного дифузора

З ціллю 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]. $D_3 = 0,274$ м.

b_3 – ширина БЛД на виході, м. $b_3 = y b_2$, де: $y = 0,77 \dots 0,80$ [3]. $b_3 = 0,009$ м.

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

де: P_3 – тиск повітря за БЛД, Па

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

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

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 $\eta_3 = 0,8$.

$$k_{n3} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,8 = 2,8,$$

$$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1} = 1,57,$$

$$P_3 = 237678,61 \cdot \left(\frac{436,46}{406,17} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 289693,35 \text{ Па,}$$

$$\rho_3 = \frac{289693,35}{287 \cdot 436,46} = 2,313 \text{ кг/м}^3,$$

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

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

Приймаємо $\lambda_{БЛД} = 0,01$.

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

$$a_3 = \arctg \left[\frac{0,011 \cdot 2,039}{0,009 \cdot 2,313} \cdot \left\{ \operatorname{tg} 27 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 27} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{0,009} \cdot (0,137 - 0,115) \cdot \left[1 + \frac{1,41-1}{1,57-1} \cdot \frac{1,070^2}{2} \left(1 - \frac{0,115}{0,137} \right) \right] \right\} \right] = 30,70^\circ$$

$$C_3 = \frac{3,268}{3,14 \cdot 2,313 \cdot \sin 30,70^\circ \cdot 0,274 \cdot 0,009} = 357,02 \text{ м/с,}$$

$$T_3 = 406,17 + \frac{433,99^2 - 357,02^2}{2 \cdot 1005} = 436,46 \text{ К.}$$

Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД:

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

$$M_{C_3} = \frac{357,02}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 436,46}} = 0,85$$

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

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

4.6 Розрахунок та конструювання лопаточного дифузора

Лопаточний дифузор (ЛД) 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 ціллю досягнення максимально можливого тиску за дифузором P_4 , мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД c_4 , 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 установок 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.

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

Швидкість повітря на виході з лопаточного дифузору обчислюється за формулою:

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

де: D_4 – діаметр на виході з ЛД, м. $D_4 = (1,6 \dots 1,8) \cdot D_2$ [3]. Приймаємо $D_4 = 0,38$ 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 $\delta_m = 6^\circ$.

$$b_4 = 0,009 + \frac{0,38 - 0,274}{2} \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 0,015 \text{ м},$$

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

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 $\Delta\alpha = 16^\circ$.

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

де: i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0 \dots 5^\circ$ [3]. Приймаємо $i_3 = 2^\circ$.

$$\alpha_{3л} = 30,70^\circ + 2^\circ = 32,70^\circ,$$

$$\alpha_{4л} = 32,70^\circ + 16^\circ = 48,70^\circ,$$

$$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin 48,70^\circ}{1,05} \right) = 38,51^\circ,$$

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

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 $\eta_4 = 0,85$.

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,85 = 2,92,$$

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

$$C_4 = 357,02 \cdot \frac{0,009 \cdot 0,274 \cdot \sin 30,70^\circ}{0,015 \cdot 0,38 \cdot \sin 38,51^\circ} \cdot \left(\frac{436,46}{494,65} \right)^{1,92} = 102,51 \text{ м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

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

де: τ_3 – коефіцієнт захарашення на вході в ЛД;

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

f – дифузорність ЛД;

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

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

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

Приймаємо $\delta_3 = 0,008$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,008 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,274 \cdot \sin 32,70^\circ} = 0,398;$$

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

де: τ_4 – коефіцієнт захарашення на виході з ЛД

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

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

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

Приймаємо $\delta_4 = 0,002$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,002 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,38 \cdot \sin 48,70^\circ} = 0,922 ;$$

$$f = \frac{0,38 \cdot 0,015 \cdot 1,05 \cdot 0,922 \cdot \sin 38,51^\circ}{\sin 30,70^\circ \cdot 0,274 \cdot 0,009} = 2,65 ;$$

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

$$\alpha_{CP} = \frac{48,70^\circ + 32,70^\circ}{2} = 40,70^\circ ;$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,009 \cdot 0,398 \cdot \sin 32,70^\circ}{0,274 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{3,14 - 1}}{\frac{0,38}{0,274} - 1} \cdot 2 \cdot \sin 40,70^\circ \right) = 7,05^\circ .$$

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

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$T_4 = 436,46 + \frac{357,02^2 - 102,51^2}{2 \cdot 1005} = 494,65 \text{ К}.$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$P_4 = 289693,35 \cdot \left(\frac{494,65}{436,46} \right)^{2,92} = 417647,14 \text{ Па} ;$$

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.

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

$$P_K = 4,2 \cdot 100000 = 420000 \text{ Па} ;$$

$$\left| \frac{420000 - 417647,14}{420000} \right| = 0,035 \leq 0,05 .$$

Умова виконується.

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

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

$$R_{\text{Л}} = \frac{0,38^2 - 0,274^2}{4 \cdot (0,38 \cdot \cos 48,70^\circ - 0,274 \cdot \cos 32,70^\circ)} = 0,856 \text{ м}.$$

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

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

$$R_{\text{Ц}} = \sqrt{0,856^2 + 0,137^2 - 0,856 \cdot 0,274 \cdot \cos 32,70^\circ} = 0,745 \text{ м}.$$

Густина повітря за ЛД:

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

$$\rho_4 = \frac{417647,14}{287 \cdot 494,65} = 2,942 \text{ кг/м}^3.$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{0,38}{0,23} = 1,65.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у меридіальному перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,015}{0,009} = 1,62.$$

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 дифузор його швидкість знизиться і становитиме 102,5 м/с. При цьому тиск повітря збільшиться і становитиме 417,6 кПа.

4.7 Розрахунок та конструювання повітрозбірного завитка

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 дифузора. 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 $A = 0,98$

$$C_5 = 102,51 \cdot 0,98 = 100,46 \text{ м/с}$$

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

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

$$\left| \frac{100,46 - 102,51}{102,51} \right| = 0,02 \leq 0,03,$$

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:

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

$$P_5 = P_4 e^{-\xi \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{ Па,}$$

$$P_5 = 417647,14 e^{-0,2 \frac{102,51^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 494,65}} = 414567,04$$

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

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

$$\left| \frac{420000 - 414567,04}{420000} \right| = 0,042 \leq 0,05$$

Умова виконується.

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

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

$$T_5 = 494,65 + \frac{102,51^2 - 100,46^2}{2 \cdot 1005} = 494,85, \text{ К.}$$

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 414,6 кПа.

4.8 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:

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		54

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a},$$

$$\eta_{AD} = \frac{305 \cdot \left[\left(\frac{414567,04}{100000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{494,85 - 305} = 0,823.$$

Середні значення адиабатного ККД сучасного турбокомпресора, такого ж типорозміру як і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,77 до 0,85 [3, табл. 1].

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

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

$$N_K = \frac{3,268 \cdot 150079,5}{0,823 \cdot 1000} = 596,15 \text{ кВт}.$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень P_K на сучасних турбокомпресорах знаходяться в межах від 500 до 700 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.

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 480,51}{3,14 \cdot 0,23} = 39900 \text{ об/хвил}$$

4.9 Опис спроектованого компресора

Спроекований турбокомпресор маркується як ТКР23 (рис. 4.2) в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та степеня підвищення тиску. Він має осьову турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

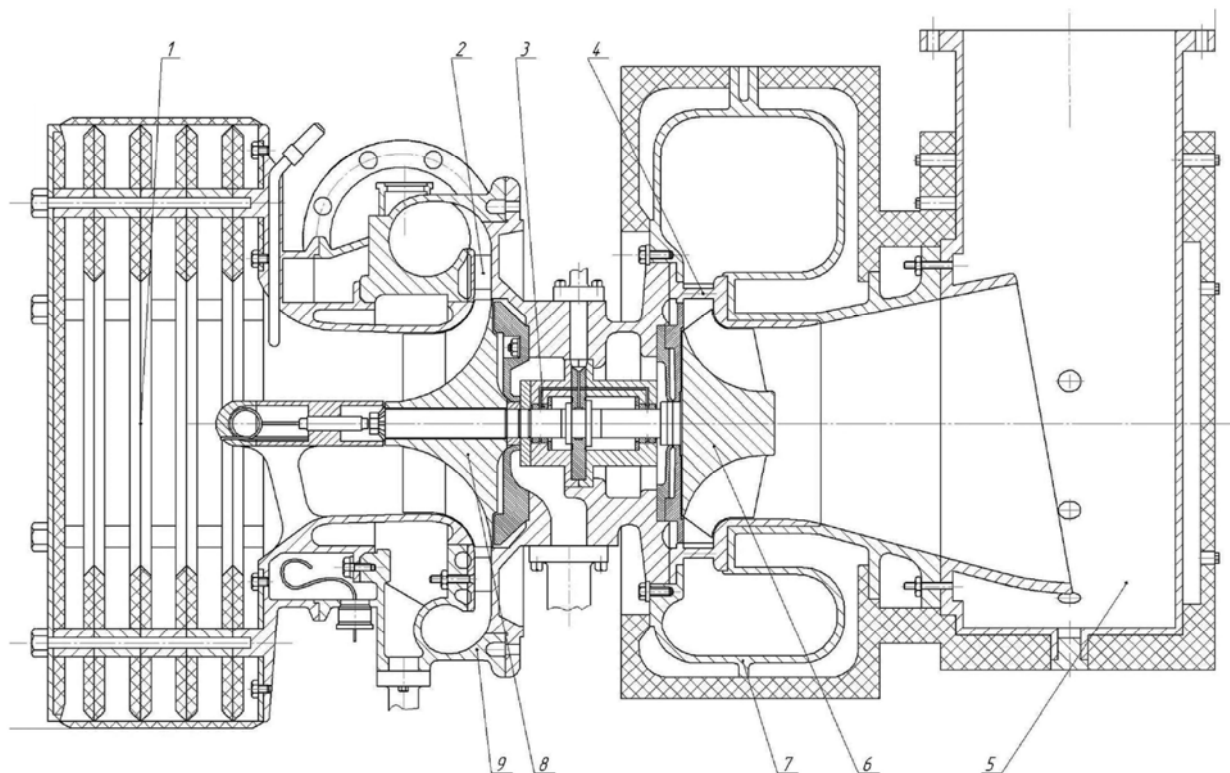


Рис. 4.2. Турбокомпресор ТКР23

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням коліс.

Остов турбокомпресора ТКР23 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 4.2), газовідвідний корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора слугує для утворення його проточної частини, в тому числі передньої частини каналу колеса, для створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та завитки-повітрозбірника. Крім того в ньому є порожнина для розміщення та закріплення опорно-упорного підшипника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Газовідвідний корпус слугує для відведення газів після їх роботи у турбіні.

Корпус турбіни слугує для створення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. В ньому розташовується нерухомий сопловий апарат турбіни, а також газоприйомна завитка, до якої під'єднуються випускні трубопроводи двигуна. Для зменшення тепловіддачі в машинне відділення частини газовідвідного та турбінного корпусів, які

контактують з ним, мають водяні порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження. Крім того водяні порожнини робляться для охолодження підшипникових вузлів. Корпуси мають свердловини для підведення повітря високого тиску до ущільнювальних вузлів. Обидва корпуси виготовлюються з ливарної сталі.

Корпуси компресора, турбіни та газовідвідний з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно вісі обертання ротору.

Турбокомпресор кріпиться на кронштейні за допомогою приливу в нижній частині газовідвідного корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора та турбіни. Ротор жорсткий, кований з нержавіючої сталі 2Х13.

Складові ротору.

Колесо компресора з'єднується з ротором з допомогою шпонки і для забезпечення центрівки посаджено на гладку шийку валу з натягом, а також закріплюється гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має численні гребінці. Вони зроблені як відповідна частина безконтактного ущільнення, яке створюється з одного боку гребінцями колеса, а з другого боку – гребінцями на корпусній вставці. Ще один гребінець відносно великої товщини використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни радіального типу з'єднано з ротором через зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною рекомендовано замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни, які виготовлялись зі сталі ЄІ69, на жароміцний сплав типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		57

Підшипники. Ротор спирається на два підшипники ковзання. Один з підшипників є опорним, другий – упорно-опорним. До підшипників по спеціальних каналах підводиться масло, яке після змащення відводиться також по каналах.

Вузли ущільнення. У турбокомпресорі є кілька вузлів ущільнення. Два з них забезпечують непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни. Третій забезпечує зменшення осьового зусилля на колесі компресора. Четвертий зменшує небажані перетікання газу вздовж осі ротору. До вузлів ущільнення підходять канали, що забезпечують подачу до них повітря зі збільшеним тиском.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з двох пружних кілець типу поршневих (контактних) і лабіринтових (безконтактних) ущільнень, утворених гребінцями, що вальцюють у канавках ротору. У проміжок між двома групами безконтактного ущільнення через дросель підводиться повітря з повітрозбірної завитки по каналу для того, щоб запобігти розповсюдженню масляних аерозолів вздовж валу. Кільця під час обертання ротора за рахунок своєї пружності притискаються до корпусної втулки і залишаються нерухомими.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворюватися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене двома пружними кільцями і групою лабіринтів, подібно описаному ущільненню з боку компресора.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться з системи змащення двигуна через штуцери на корпусах підшипників.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора виглядає як система порожнин, каналів та елементів з'єднання. Завдяки порожнинам у кор-

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

пусах турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні цих корпусів, зменшується підведення теплоти до компресорної частини та до опорного підшипника. У турбокомпресорі виконується охолодження газоприймальної завитки. Це запобігає її передчасної руйнації за рахунок теплового навантаження. У той самий час сучасні турбокомпресори виконуються без такого охолодження, бо воно приводить до зниження енергії газів, що надходять до турбіни. Для цього завитка повинна бути виконана з більш жаростійкого матеріалу.

При роботі турбокомпресора газ з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до соплового апарату турбіни, де статична енергія газів частково перетворюється на кінетичну. Далі газ надходить до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротору з великою частотою. Після робочого колеса газ відходить у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесо. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього повітря та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносній течії, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

кінетична енергія (пов'язана з високою, звичайно надзвуковою швидкістю) та потенційна енергія (пов'язана з підвищеним статичним тиском). Після колеса повітря надходить до щільного дифузору. Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім може незначно розширюватися. Рух часток повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу – зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня. Інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або викличе його помпаж. Друге призначення – вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення. Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового. Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш круті траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати

ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика або з розподільчого ребра). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіального зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетрич-

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

ного відносно осі обертання потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії

4.10 Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування двох турбокомпресорів ТКР23 для двигуна MTU 16V4000 M93 (16ЧН 17/19). На підставі розрахунку визначені його основні конструктивні розміри з такими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочних побудов.

Спроектований відцентровий компресор має ступінь підвищення тиску $P_k = 4,2$ при цьому температура повітря на виході з компресора становитиме $T_k = 494,85 \text{ K}$ ($221,85 \text{ }^\circ\text{C}$). Компресор має не гірший адіабатний ККД $\eta_{ад} = 0,823$ ніж у подібних сучасних компресорних машинах такого ж класу.

Зроблені розрахунки свідчать, що два спроектованих турбокомпресора мають параметри, які спроможні забезпечити ефективну роботу двигуна MTU 16V4000 M93 при заданих степені підвищення тиску та обертах колінчастого валу, що відповідають потужності двигуна 3120 кВт.

					КРБ.142.4221.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

РОЗДІЛ 5

Розробка принципів схем основних систем двигуна та розрахунок основних елементів

Система – це одна із найважливіших складових дизельної установки. Від її конструкції, технології виготовлення і якості монтажу залежить ефективність використання установки і безпека роботи.

Системою ДВЗ називається сукупність трубопроводів, механізмів, апаратів, приладів, ємностей, призначених для виконання визначених функцій по забезпеченню експлуатації ДВЗ.

5.1 Паливна система

Паливна система (рис. 5.1) призначена для прийому, зберігання, перекачування, очищення, підігріву й подачі палива до головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння й парогенераторів, а також для передачі його на берег або на інші судна.

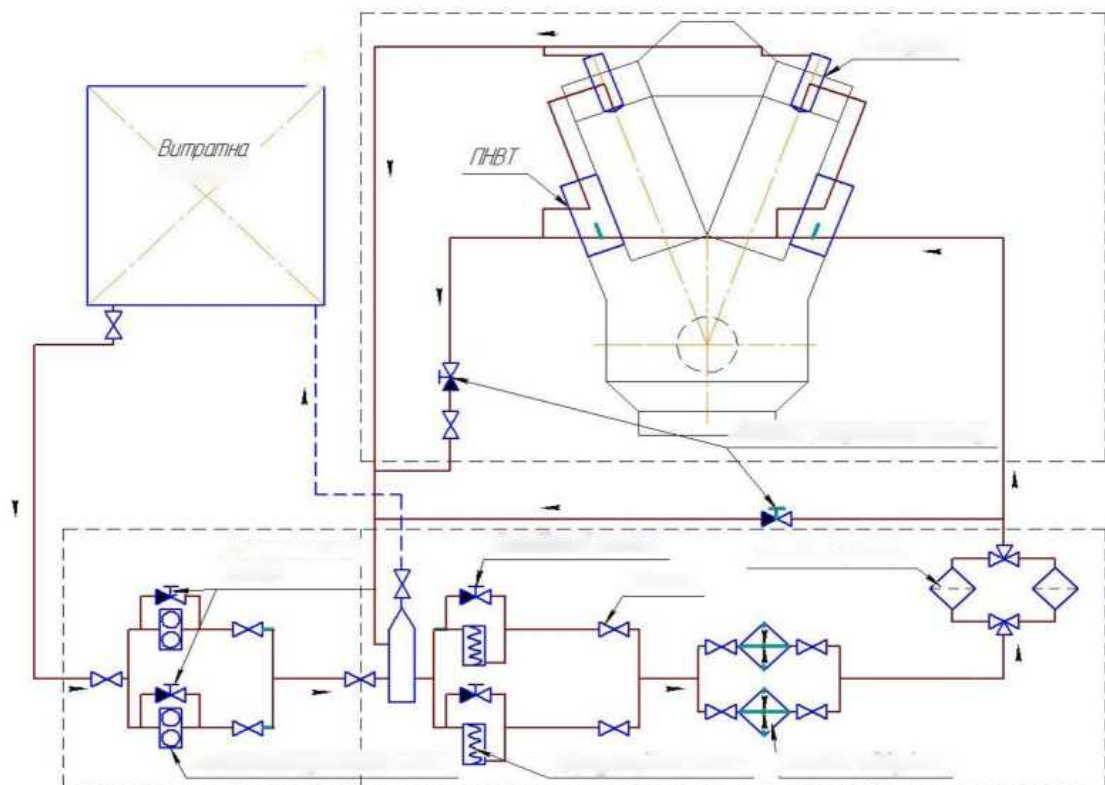


Рис. 5.1. Схема паливної системи

Більшість дизелів транспортних теплоходів на основних режимах плавання працюють на важких сортах палива. При запуску, на перехідних режимах і перед зупинкою використовують легкі (мало в'язкі) палива. Тому в складі СДУ необхідна наявність обох паливних систем важкого і легкого палива. Перша забезпечує також роботу допоміжного парогенератора а друга – роботу допоміжних двигунів.

Витратні цистерни розташовують на верхніх площадках машинного відділення. Запас палива в цих цистернах повинен забезпечити роботу головних двигунів протягом 8 годин. Для важкого палива цистерна має змішувач для підігріву. Цистерна повинна також мати вентиляційну трубу, що виходить на палубу, трубу для переливу палива в одну із цистерн основного запасу на випадок переповнень й горловину для огляду й очищення.

Паливоперекачуючі насоси подають паливо у відстійні цистерни, звідки воно надходить до сепараторів, включених послідовно. Сепаратор працює як пурифікатор (із безперервним виділенням води) та як класифікатор. Очищене від води й механічних домішок паливо надходить у видаткову цистерну. Паливопідкачуючий насос через фільтр приймає паливо із цистерни і нагнітає його через підігрівач і фільтр до ПНВТ.

Пуск двигуна й робота при маневруванні здійснюються на дизельному паливі або на моторному паливі типу ДТ. Воно зберігається в цистерні. За допомогою роз'єднувальних клапанів можна переводити двигун на роботу на пусковому паливі.

При використанні високов'язких палив передбачається паровий підігрів палив у міждонних цистернах до 35...50 °С електрообігрівання перед сепараторами до 85 °С, у видаткових цистернах до 45...50 °С. Після видаткових цистерн у підігрівачі паливо підігрівається до температури, при якій в'язкість його перед форсунками буде не вище 2,5 ВУ.

Надлишки палива від ПНВТ повертаються в цистерну. Повернення гарячого палива (80...85 °С) у спеціальну цистерну невеликого обсягу дозволяє підтримувати у видатковій цистерні (обсяг якої досягає 8...10 м³) порівняно

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

невисоку температуру (40...50 °С) що сприяє зниженню температури в машинному відділенні.

Розрахунок ПНВТ

Циклова об'ємна подача палива

$$V_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot N_e}{i \cdot 60 \cdot n \cdot \gamma_m}$$

де $g_e = 0,244$ кг/кВт – питома ефективна витрата палива;

$N_e = 3120$ кВт – потужність двигуна;

$i = 16$ – кількість циліндрів;

$n = 2100$ хв⁻¹ – кількість обертів колінчатого валу;

$z = 0,5$ – коефіцієнт тактності;

$\gamma_m = 0,85$ г/см³ – питома вага палива.

$$V_{\text{ц}} = \frac{0,224 \cdot 3120}{16 \cdot 60 \cdot 2100 \cdot 0,5 \cdot 0,85} = 0,008 \text{ м}^3 / \text{цикл}$$

Хід плунжера

$$h_z = \frac{c_m \cdot \varphi_z}{6 \cdot n}$$

де $c_m = 1,5$ м/с – середня швидкість плунжера;

$\varphi_z = 40$ – геометрична тривалість впорскування.

$$h_z = \frac{1,5 \cdot 40}{6 \cdot 2100} = 0,0047 \text{ м}$$

Діаметр плунжера

$$d_n = \frac{h_z}{1,95}$$

$$d_n = \frac{0,0047}{1,95} = 0,0024 \text{ м}$$

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

Перевірка правильності розрахунку ходу і діаметру плунжера здійснюється шляхом порівняння циклової об'ємної подачі палива та об'єму, який відповідає ходу плунжера.

Об'єм, який відповідає ходу плунжера

$$V_z = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot h_z$$

$$V_z = \frac{3,14 \cdot 0,0024^2}{4} \cdot 0,0047 \cdot 10 = 0,0021 \text{ м}^3$$

Розрахунок виконано правильно, оскільки об'єм, який відповідає ходу плунжера, дорівнює цикловій подачі палива.

Розрахунок форсунки

Час впорскування палива

$$\tau = \frac{\varphi_d}{6 \cdot n}$$

де $\varphi_d = 25^\circ$ – тривалість подачі палива в циліндр

$$\tau = \frac{25}{6 \cdot 2100} = 0,00198 \text{ с}$$

Середня швидкість впорскування палива через соплові отвори

$$v_m = \mu_c \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_\phi - P_\psi)}{\gamma_m}}$$

де $\gamma_m = 0,00085 \text{ кг/см}^3$ – питома вага палива;

$P_\phi = 100 \text{ МПа}$ – середній тиск палива;

$P_\psi = 13,26 \text{ МПа}$ – середній тиск газів в циліндрі;

$\mu_c = 0,9$ – коефіцієнт течії з соплових отворів.

$$v_m = 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(100 - 13,26)}{0,00085}} = 287,5 \text{ м/с}$$

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

Сумарна площа соплових отворів

$$f_c = \frac{V_u}{V_m \cdot \tau}$$

$$f_c = \frac{0,006 \cdot 10^3}{303,86 \cdot 0,0134} \text{ г} 10^{-3} = 0,00058 \text{ м}^2$$

Діаметр соплового отвору

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m \cdot e}}$$

де $m = 6$ – число соплових отворів;

$e = 1$ – кількість форсунок на один циліндр

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,58}{3,14 \cdot 6 \cdot 1}} \text{ г} 10^{-3} = 0,00064 \text{ м}$$

Довжина соплового отвору

$$l_c = (3...4) d_c$$

$$l_c = 0,00064 \cdot 3,5 = 0,00224 \text{ м}$$

5.2 Масляна система

Система змащення (рис. 5.2) забезпечує подачу масла до поверхонь тертя з метою зменшення їхнього тертя, відводу теплоти, що виділяється при терті, а також для очищення поверхні тертя від продуктів зношування, нагару й інших сторонніх часток. Оскільки масло часто використовується для гідроприводу і як охолоджуюча рідина для відводу теплоти від інших деталей, наприклад від головки поршня, то поряд з першим "система змащення" широко використовується термін "масляна система". У першому випадку підкреслюється основна функція системи – змащення поверхонь, а в другому – вид рідини без вказівки її призначення.

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

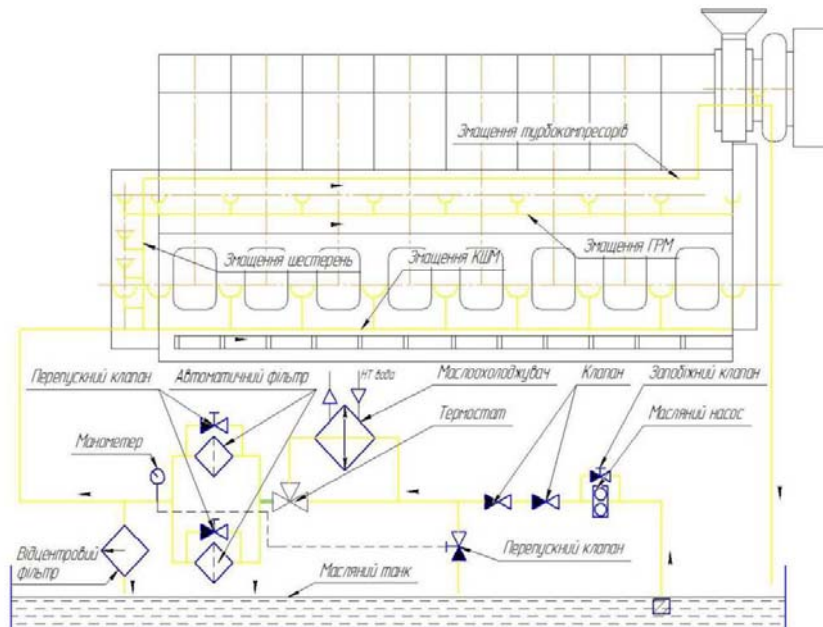


Рис. 5.2. Схема системи змащення двигуна

Система змащення містить у собі масляні фільтри, охолоджувачі масла, масляні цистерни, мастилопроводи. Масляні насоси служать для безпосередньої або періодичної подачі певної кількості масла в нагнітальний трубопровід, масляні фільтри – для очищення масла від сторонніх включень (нагару, відкладень металевих часток). В охолоджувачах масло віддає теплоту, відведену ним від гарячих поверхонь деталей двигуна.

Масло перебуває в циркуляційній цистерні, розташованій нижче двигуна. Один з насосів (другий – резервний) через прийомний фільтр приймає масло із цистерни, подає через фільтр грубого очищення, терморегулятор й охолоджувач масла у магістраль.

Частина масла після фільтра грубого очищення надходить у фільтр тонкого очищення і повертається в цистерну. Масло, що стікає з поверхонь тертя в картер, зливається по трубі у цистерну. Це масло що відробило, має підвищену температуру, насичене парами, повітрям і газами, містить багато піни. У цистерні воно відстоюється, пари конденсуються, повітря й гази виокремлюються і йдуть по вентиляційній трубі.

Фільтр тонкого очищення на багатьох двигунах встановлюється в системі не паралельно фільтру грубого очищення, а послідовно. У такому випадку він називається повноцінним.

Розрахункова частина

1. Мощность главного двигателя, кВт

$$N_e = 3120$$

2. Удельный расход топлива, кг/(кВт*ч)

$$g_e = 0.224$$

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

Доля теплоты трения, принята маслом

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

$$\alpha_{тр} = 0.42$$

Механический КПД двигателя

$$\eta_M = 0.8$$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_M} \right) - 1 \right] = 3600 \cdot 0.42 \cdot 3120 \cdot \left(\frac{1}{0.8} - 1 \right) = 1.17936e6$$

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, °С

$$\Delta t_M = 7$$

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{1.17936e6}{2.05 \cdot 900 \cdot 7} = 91.32$$

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

$$Q_{о.п} = \alpha_{о.п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 0.05 \cdot 0.224 \cdot 3120 \cdot 42664.4 = 1.490865e6$$

$$W_2 = \frac{Q_{о.п}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{1.490865e6}{2.05 \cdot 900 \cdot 7} = 115.4$$

6. Подача циркуляционного масляного насоса, м³/ч

Коэффициент запаса подачи

$$k_W = 1.53$$

$$W_{МН} = k_W \cdot (W_1 + W_2) = 1.53 \cdot (91.32 + 115.4) = 316.3$$

7. Необходимый запас циркуляционного масла, кг

Кратность циркуляции, 1/ч

$$K_{ц} = 72$$

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

Подача циркуляционного насоса, м³/ч

$$G_{\text{сист}} = \frac{W_{\text{мн}}}{K_{\text{ц}}} = \frac{316.3}{72} = 4.393$$

$$G_{\text{цм}} = G_{\text{сист}} \cdot \rho_{\text{м}} = 4.393 \cdot 900 = 3953.7$$

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

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{цм}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_{\text{м}}} = \frac{3953.7 \cdot 1.04 \cdot 1.05}{900} = 4.8$$

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

$$W_{\text{пзс}} = \frac{V_{\text{м}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K = \frac{4.8}{10} \cdot 2 = 0.96$$

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

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{пзс}} \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}) \cdot \rho_{\text{м}}}{K_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_{\text{м}} \cdot n_{\text{с}}} \cdot k_3 = \frac{0.96 \cdot 2.05 \cdot (85 - 45) \cdot 900}{500 \cdot 105} \cdot 1.2 = 1.619$$

11. Мощность, потребляемая насосом, кВт

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

Напор насоса, м

$$H_H = 4$$

К.П.Д насоса

$$\eta_H = 0.75$$

$$N_{\text{цн}} = 0.272 \cdot \frac{W_{\text{мн}} \cdot H_H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5} = 0.272 \cdot \frac{316.3 \cdot 4 \cdot 900}{0.75} \cdot 10^{-5} = 4.13$$

12. Площадь фильтрующей поверхности фильтра грубой очистки, м²

Скорость фильтрации, м/с

$$v_M = 0.05$$

Коэффициент живого сечения

$$K_{\text{жс.}} = 0.2$$

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{мн}}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{\text{жс.}}} = \frac{316.3}{3600 \cdot 0.05 \cdot 0.2} = 8.786$$

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

$$q_{\text{ф}} = 1.2$$

Площадь поверхности фильтра тонкой очистки, м²

$$F_{\text{фто}} = \frac{W_{\text{мн}}}{q_{\text{ф}}} = 263.583$$

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

$$k_{\text{ТП}} = 1400$$

Коэффициент загрязнения холодильника

$$k_3 = 1.2$$

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

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

Температурный напор, °С

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

Площадь теплопередающей поверхности маслоохладителя, м²

$$F_M = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{о.п.}}}{k_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_H} \cdot k_3 = 31.569$$

5.3 Система охлаждения

Система охлаждения (рис. 5.3) використовується для охолодження деталей, що нагріваються від згоряння палива й від тертя, для відводу теплоти

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		70

від робочих рідин (масла, палива, води) і наддувочного повітря. Охолоджувати деталі двигуна необхідно з різних причин: кришку циліндра – для зниження температури вогневого днища й температурних напруг до значень, що забезпечують збереження механічних властивостей і тривалу міцність деталі; втулку циліндра – для зниження температури дзеркала до значень, що забезпечують збереження масляної плівки; поршень – для зниження температурних напруг і забезпечення правильної роботи поршневих кілець; корпус турбіни турбокомпресора – для зменшення підігріву повітря в компресорі; випускний колектор або його кожух – для запобігання опіків обслуговуючого персоналу й зменшення виділення теплоти в машинному відділенні судна. Система охолодження складається з водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, терморегуляторів, трубопроводів. Водяні насоси забезпечують безперервний рух охолоджуючої води в системі.

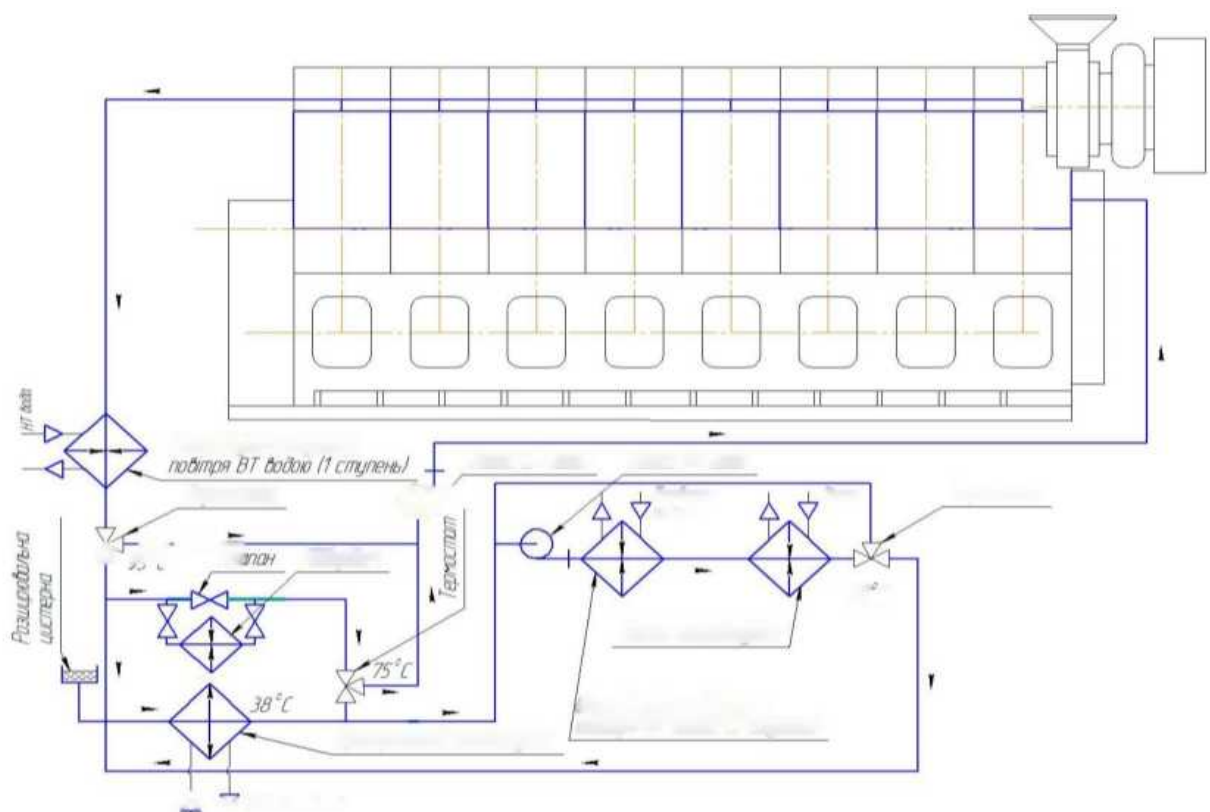


Рис. 5.3. Схема системи охолодження двигуна

Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бак) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її темпе-

ратури, для заповнення втрат води в системі через виток й випар, а також видалення із системи повітря й водяної пари. В одноконтурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр й усмоктувальну трубу приймає забортну воду й подає її в нагнітальну магістраль, прокачуючи через маслоохолоджувач. Після проходження через двигун вода, що нагрілася, зливається за борт. У двоконтурній системі охолодження насос прісної води нагнітає воду у двигун через магістраль. Вихідна гаряча вода по трубопроводу направляється в охолоджувач прісної води повертається до насоса.

Таким чином, система прісної води виявляється замкнутою й вода в цій системі циркулює безупинно. До цього замкнутого кільця підключені труби, що виходять на розширювальний бачок, у ньому завжди повинна бути вода. Труба підключається до усмоктувального патрубку насоса й служить для заповнення витоків води й компенсації зміни обсягу води в замкнутому контурі (при пуску й прогріві двигуна вода нагрівається й частина її виходить у бачок, при остиганні води після зупинки двигуна її об'єм зменшується й частина води з бачка надходить у циркуляційний контур.

Розрахункова частина

1. Общее количество воды в системе, м³

$$V_v := 28$$

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

$$\beta := 0.00043$$

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

$$\Delta t := 70$$

Коэффициент запаса

$$k_3 := 2$$

Объем расширительного бака, м³

$$V_{p6} := 2V_v \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot k_3 = 3.371$$

2. Эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e := 3120$$

Доля теплоты, отводимой в охлаждающую воду от рабочих цилиндров

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

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

$$g_e := 0.224$$

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$Q_{np} := 42664.4$$

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

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

$$Q_{nv} := \alpha_{nv} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np} = 0.13 \cdot 0.224 \cdot 3120 \cdot 42664.4 = 3876248.463$$

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

$$K_{\Pi} := 1.15$$

Подача циркуляционного насоса пресной воды, м³/ч

$$W_{nv} := \frac{Q_{nv} \cdot K_{\Pi}}{c_{nv} \cdot \rho_{nv} \cdot \Delta t_{nv}} = 132.986$$

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

$$F_{ov} := \frac{Q_{nv}}{K_B \cdot \Delta t_{cp}} = 43.069$$

5.4 Система пуска двигателя

Пусковая система стисненого повітря складається з наступних пристроїв: балонів стисненого повітря, трубопроводів високого тиску, головного пускового клапану, повітрярозподільників, допоміжних компресорів і пускових клапанів робочих циліндрів. На рис. 5.4 зображена принципова схема системи стисненого повітря за допомогою компресорів з повітрязберігачем. За правилами реєстра енергетична установка повинна обладнатися не менш ніж двома головними компресорами й аварійними (первинними) дизель-компресором з ручним пуском. Кожен компресор повинен мати таку продук-

тивність, при якій один з балонів головного двигуна заповнюється повітрям від тиску 0,5 МПа до робочого тиску 2,5...3,0 МПа не довше ніж протягом однієї години.

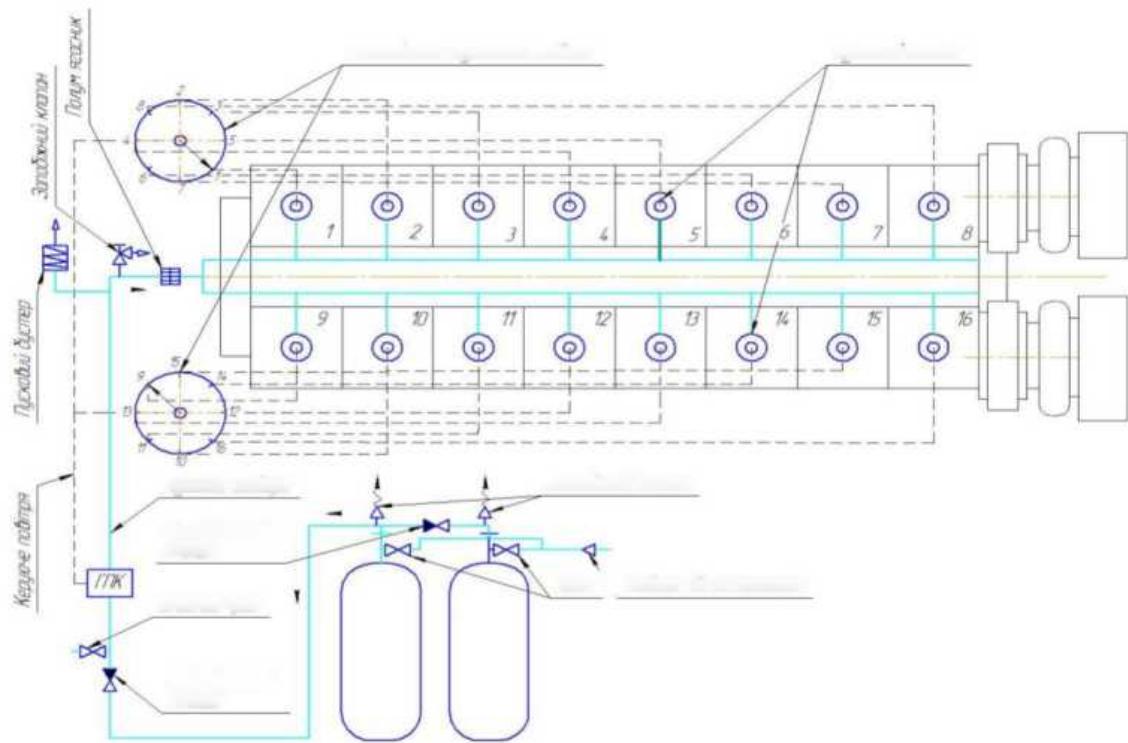


Рис. 5.4. Схема системи пуску двигуна

Ємність кожного повітрязберігача повинна бути достатньою для дванадцяти пусків реверсивного або шести пусків неревверсивного дизеля з холодного стану, без додавання повітря. Енергетична установка обладнується двома повітрязберігачами для головних дизелів і двома балонами для допоміжних. Між компресором і балонами встановлюють вологовідділювач, що відокремлює не тільки воду, але й масло, що потрапило в повітря в циліндрах компресора.

Робота пускової системи полягає в наступному. З балона пускового повітря, повітря надходить через безповоротний клапан до головного пускового клапана (ГПК), що розміщений на двигуні й управляє подачею повітря до двигуна. Його робота може керуватися або з місцевого поста керування або із центрального поста керування. Після відкриття ГПК повітря одночасно надходить до повітророзподільника (ПР) (називається керуюче повітря) і до пускових клапанів (ПК) (називається силове повітря).

Повітророзподільник приводиться в рух від розподільного вала двигуна (або окремим електричним двигуном) й залежно від положення колінчатого вала подає керуюче повітря на той пусковий клапан циліндра, поршень якого перебуває в положенні такту «робочий хід». Керуюче повітря відкриває пусковий клапан циліндра й силове повітря діє на поршень, приводячи в обертання колінчатий вал. Не доходячи до половини ходу поршня подача пускового повітря в даний циліндр припиняється й починається подача в інший циліндр відповідно до порядку роботи циліндрів. Розподільник управляє подачею пускового повітря відповідно до порядку їхньої роботи, забезпечуючи необхідну швидкість обертання колінчатого вала. При досягненні пускових обертів колінчатого вала подача пускового повітря припиняється й двигун переводиться в роботу на паливі.

					КРБ.142.4221.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

РОЗДІЛ 6

Організація охорони праці

6.1 Загальні питання з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По СНіПу 245-71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в

					КРБ.142.4221.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

					КРБ.142.4221.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		77

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а додатково на 20 дБ і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

					КРБ.142.4221.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		78

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4...30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Шум і вібрація, присутня двигунам внутрішнього згоряння впливає на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15...20 дБ.

					КРБ.142.4221.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		79

6.2 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

					КРБ.142.4221.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		80

ВИСНОВКИ

У даній випускній кваліфикаційній роботі було розглянуто двигун MTU 16V4000 M93 (16ЧН 17/19) який використовується у якості головного суднового двигуна.

У даній роботі було розглянуто загальну будову, технічні характеристики, вимоги, яким повинен відповідати двигун. Проведено тепловий розрахунок робочого процесу ДВЗ, визначення індикаторних та ефективних показників, розрахунок динаміки двигуна. Вибір та розрахунок елементів агрегату надуву, опис та розрахунок систем і їх елементів обслуговуючих двигун, описано теоретичні данні охорони праці в машинному цеху.

У першому розділі приведено технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування. Приведено конструктивні особливості, компоновка двигуна та його окремих вузлів.

У другому розділі було проведено основні розрахунки по двигуну. Такі, як розрахунок робочого процесу двигуна, визначення середнього індикаторного тиску та розрахунок динаміки двигуна і тощо.

У третьому розділі було проведено вибір марки та необхідної кількості турбокомпресорів та проведено їх розрахунок з метою визначення конструктивних параметрів проточної частини компресора і основних параметрів робочого тіла.

У четвертому розділі була проведена розробка принципів схем основних систем двигуна та розраховано системи двигуна згідно з завданням.

Останній розділ роботи містить у собі теоретичні дані з охорони праці у машинобудівному відділенні судна.

					КРБ.142.4221.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		81

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Двигатели модельного ряда MTU. Конструкция, эксплуатация, техническое обслуживание / Возницкий И. В. – М.: Моркнига, 2008 — 264 с, ил.
2. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей / В.А. Ваншейдт – Л.: Судостроение 1969.
3. Мошенцев Ю. Л., Жуков Д. О., Борозенец В. Г. Розрахунок ступені відцентрового наддувочного компресора: Методичні вказівки. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 76 с.
4. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин. А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. - Судостроение 1989.
5. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей/В.А. Ваншейдт – Л.: Судостроение 1969, 639с.
6. Судовые системы/И.А. Чиняев – М.: Транспорт 1984, 216с.
7. Судовые системы/Б.С. Епифанов – Л.: Судостроение 1980, 176с.
8. Системы СЭУ / Г.А. Артемов, В.П. Волошин, А.Я. Шквар, В.П. Шостак – Л.: Судостроение 1990, 376с.
9. Системы судовых дизельных установок. Учебное пособие / А.И. Лукин, С.Г. Ткаченко.: Н. 1990, 78с.
10. Системи двигунів внутрішнього згорання / В.С. Наливайко, Г.О. Степанов, С.Г. Ткаченко
11. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. / Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П. В. Иванов, Р. С. Дейч. – Л.: Машиностроение, 1975. - 200 с.
12. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А. Э. Симпсон, В. Н. Каминский, Ю. Б Моргулис. и др. – М. «Машиностроение», 1976. - 288 с.
13. Моргулис П. С., Перфилов В. Г. Турбокомпрессоры тепловозных двигателей. – М.: Машиностроение, 1965. – 147 с.

14. Селезнев К. П., Подобуев Ю. С., Анисимов С. А. Теория и расчет турбокомпрессоров. – Л: Машиностроение, 1968. – 408с.

15. Гофлин А. П., Шилов В.Д. Судовые компрессорные машины. - Л.: Судостроение, 1977. – 270 с.

16. Расчет двигателей внутреннего сгорания: Метод. Указания / С.Г. Ткаченко, Н.И. Хоменко, В.С. Наливайко - Н.: НКИ. – 2000.

17. Карпов Л. Н., Лютов И. Л., Гаврилов В. С. Двигатели с турбонаддувом (Эксплуатация). – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.

18. Аболтин, Б. С. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.

19. Корнилов Э. В., Бойко П. В. Системы газотурбинного наддува судовых дизелей. – Одесса: Студия "Негоциант", 2006. – 224 с.

20. Шостак. В.П. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт. Навчальний посібник / В.П. Шостак, В.І. Гершанік, В.П. Кот, М.С. Бондаренко.

21. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці. Підручник. – Львів : Афіша, 2004. – 320 с.