

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.


« ___ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА 4ЧН 7,95/9,55
(VOLKSWAGEN 1.9 TDI)**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



В. С. Наливайко

Здобувач освіти



А. О. Топчий

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий

Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації

Ступінь Бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

(шифр і назва)

Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ

О. А. Гогоренко

« ____ » _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Топчию Андрію Олексійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна 4ЧН 7,95/9,55

(Volkswagen 1.9 TDI)

2. Керівник роботи к.т.н., доцент Наливайко В. С.

(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 – 66 кВт; частота обертання колінчатого валу – 4000 хв⁻¹; ступінь стиснення – 19,5; коефіцієнт надлишку повітря – 1,7.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна типу; Розрахунок відцентрового компресора турбокомпресора; Розробка та розрахунок основних схем систем двигуна; Організація охорони праці.

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

Поперечний переріз двигуна Volkswagen 1.9 TDI;

Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;

Турбокомпресор;

Принципові схеми систем двигуна.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)_____
(підпис)*/А. О. Топчий/*

(прізвище та ініціали)

/В. С. Наливайко/

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
1 Опис конструкції двигуна типу VW 1.9TDI.....	6
1.1 Особливості дизеля типу VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95).....	6
1.2 Технічна характеристика двигуна.....	12
1.3 Висновок по розділу.....	12
2 Моделювання робочого циклу двигуна.....	13
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	13
2.2 Вибір і обґрунтування вхідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.....	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	14
2.4 Розрахунок і побудова індикаторної діаграми.....	17
2.5 Висновок по розділу.....	18
3 Розрахунок динаміки двигуна.....	19
3.1 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	19
3.2 Визначення графічним способом неврівноважених сил і моментів від обертових і поступально-рухливих мас	24
3.3 Розрахунок маховика.....	25
3.6 Висновок по розділу.....	26
4 Розрахунок відцентрового компресора турбокомпресора типу ТКР-8,5.....	27
4.1 Вибір компресора прототипу.....	27
4.2 Попереднє визначення колової швидкості.....	28
4.3 Розрахунок вхідної ділянки	29
4.4 Розрахунок робочого колеса компресора	30
4.5 Розрахунок ділянки безлопаткового дифузора.....	37
4.6 Розрахунок лопаткового дифузора.....	39
4.7 Розрахунок повітрозбірної завитки.....	44

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.ПЗ.

Арк.

3

4.8	Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора.....	45
4.9	Опис спроектованого компресора.....	47
4.10	Висновок по розділу.....	48
5	Розробка та розрахунок основних схем систем двигуна	50
5.1	Паливна система.....	50
5.2	Масляна система.....	57
5.3	Система охолодження	63
5.4	Система повітропостачання та газовідводу.....	70
6	Організація охорони праці.....	76
6.1	Визначення поняття охорони праці та особливості державної політики і контролю в цій галузі	76
6.2	Розрахунок освітлення приміщення майстерні	78
6.3	Розрахунок системи вентиляції приміщення.....	79
6.4	Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал.....	80
6.5	Висновок по розділу.....	80
	Висновок по роботі	81
	Література	82

Вступ

Згідно із завданням на проектування передбачається розгляд чотири-тактного рядного двигуна Volkswagen типу 4ЧН 7,95/9,95, який застосовується на легкових автомобілях.

В кваліфікаційній роботі виконується моделювання робочого циклу двигуна для встановлення основних параметрів робочого процесу, розрахунок і побудова теоретичної індикаторної діаграми, розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна. Частина отриманих при моделюванні параметрів використовується у подальших розрахунках кваліфікаційної роботи.

В спеціальній частині роботи проводиться конструктивний розрахунок відцентрового компресора системи наддуву двигуна.

Також в роботі розроблено схеми основних систем, що обслуговують двигун, і розрахувати їх основні агрегати і апарати.

					КРБ.142.5221з.04.ПЗ.	Арк.
						5
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		

Розділ 1

Опис конструкції двигуна типу VW 1.9TDI

1.1 Особливості дизеля типу VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

З часу створення першого дослідного дизельного двигуна в 1893 р. було потрібно більше 30 років, щоб дизелі стали серійно встановлюватися на легкових автомобілях: перший серійний двигун фірми Benz був передкамерним, фірми MAN з безпосереднім (прямим) уприскуванням. Через 12 років фірма Mercedes-Benz представила перший дизельний двигун для легкових автомобілів, слідом за нею аналогічний двигун був створений фірмою Peugeot. Всі випущені після цього дизельні двигуни для легкових автомобілів були з розділеними камерами, тобто працювали або з передкамерою, або з вихровою камерою, в той час як пряме впорскування використовувався виключно для двигунів вантажних автомобілів. Наддув двигуна за допомогою турбокомпресора, що працює на відпрацьованих газах, також був "привілеєм" великолітражних двигунів, але з 1977 р. фірма Mercedes-Benz почала застосовувати такі компресори і на легкових автомобілях.

У 1989 р. з'явився 5-циліндровий двигун такого ж типу для Audi 100 і через 4 роки, в 1993 р., фірма Volkswagen представила свій 4-циліндровий двигун потужністю 66 кВт, що отримав назву TDI (рис. 1.1, 1.2). Перевага TDI в порівнянні з іншими аналогічними двигунами – в його низькому рівні токсичності відхідних газів. Це перший двигун із прямим впорскуванням, який виконував європейську норму по токсичності Євро II вже в 1993 р., тобто з самого початку свого серійного виробництва.

					КРБ.142.5221з.04.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		6

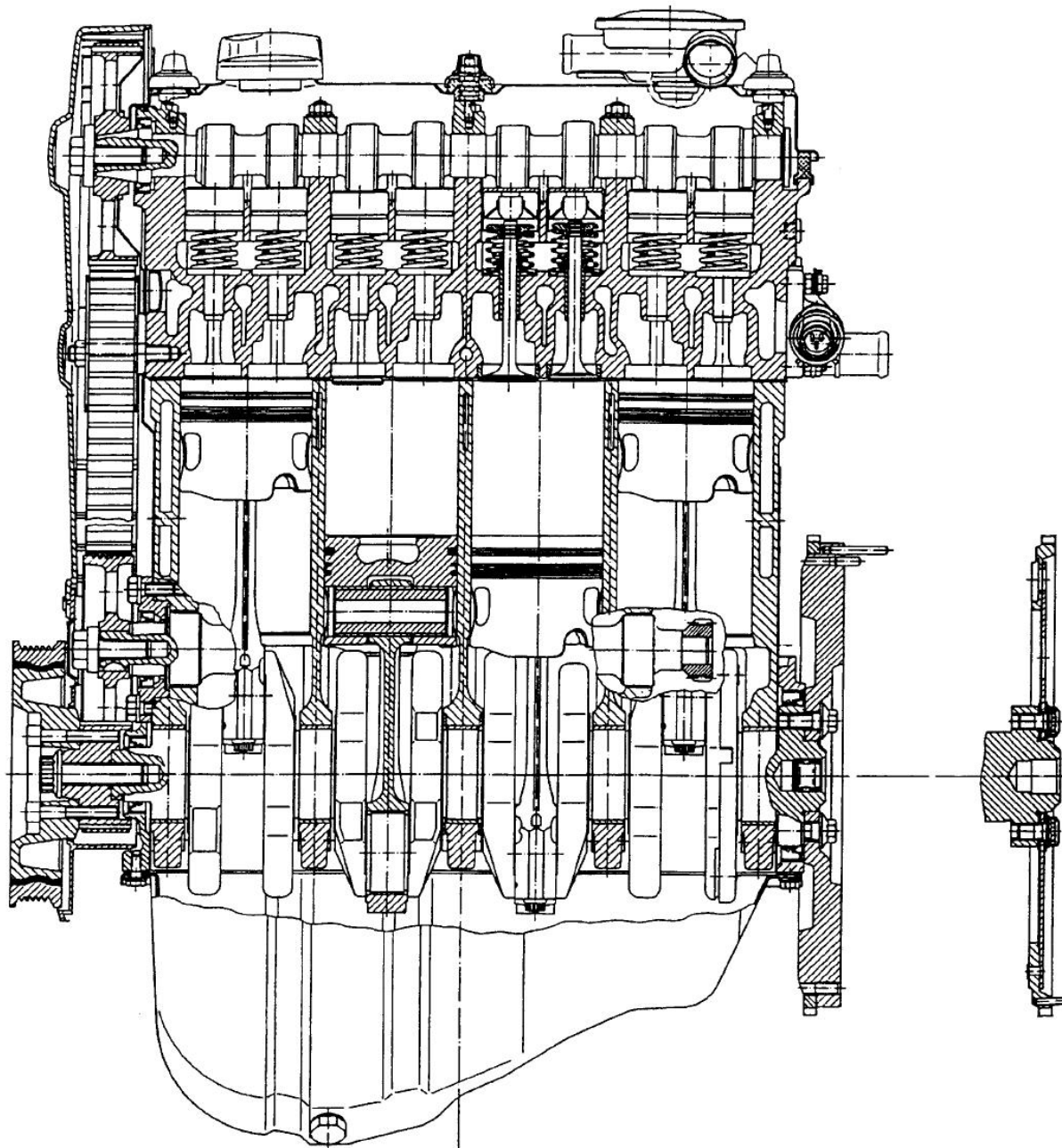


Рис. 1.1. Повздовжній переріз двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.01.ПЗ.

Арк.

7

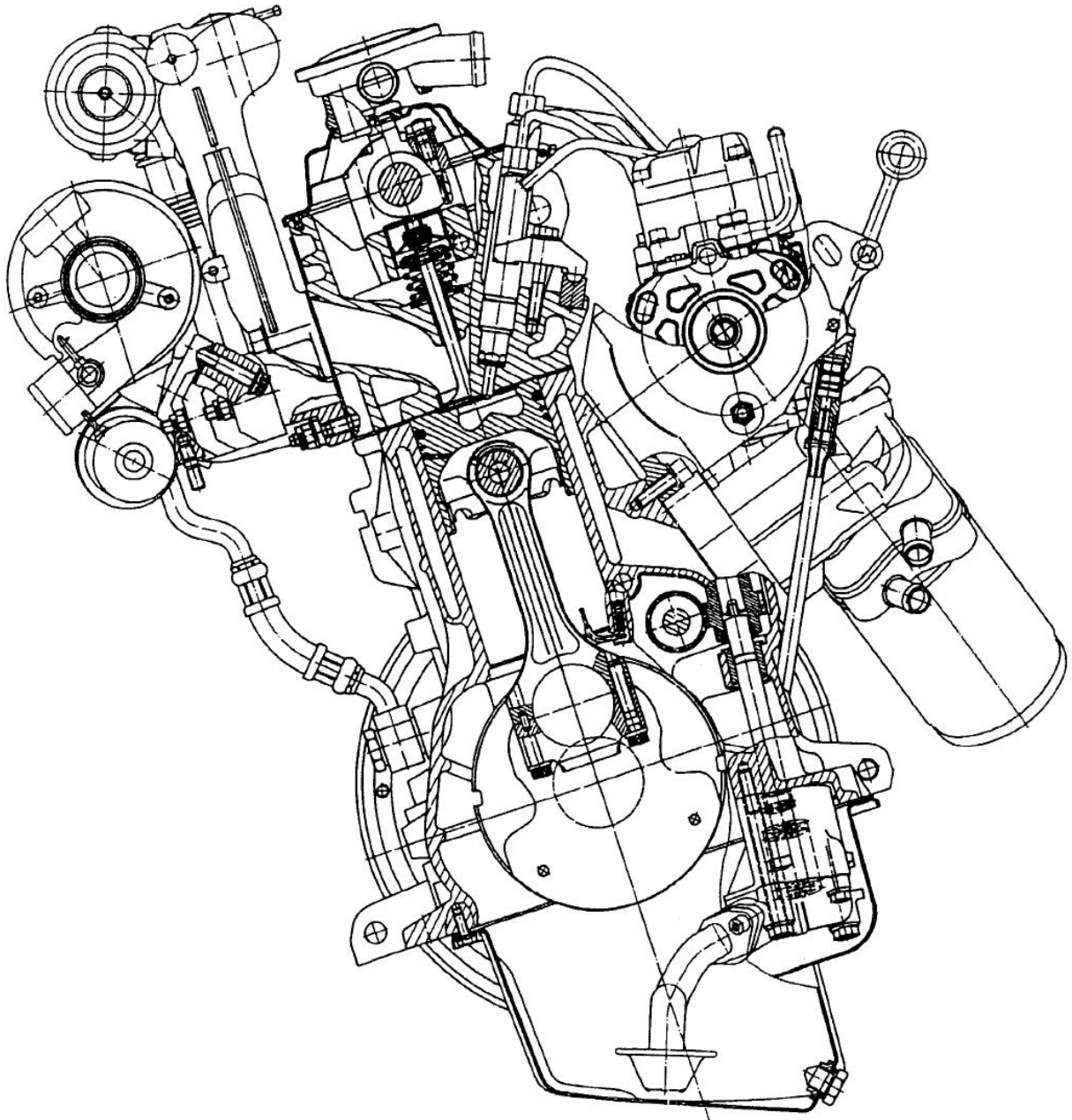


Рис. 1.2. Поперечний переріз двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Питома витрата палива на номінальному режимі роботи становить 197 г/(кВт·год.). Інженери фірми Volkswagen постійно працюють над вдосконаленням двигуна TDI, з тим щоб приблизити його показники до показників головних судових дизельних двигунів.

Всі 4-циліндрові дизельні двигуни з турбокомпресором, який працює за рахунок енергії відхідних газів, і прямим упорскуванням палива мають істот-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.01.ПЗ.

Арк.

8

ний недолік – дуже вузьким корисний діапазон оборотів, що змушує водія часто переключатися з передачі на передачу. 4-циліндровий двигун такого типу за своїми їздовим якостям нічим не поступається 4-циліндровому бензиновому двигуну. З цієї причини в основному використовуються 6-циліндрові двигуни. Проте інженери фірми Volkswagen проводили дослідження навіть 2-циліндрового чотиритактного дизеля (т. зв. «3-літровий автомобіль», тобто автомобіль, витрата палива якого на 100 км не перевищує 3 л), який, однак, через велику ступінь нерівномірності в роботі навряд чи може бути використаний на практиці.

Потім у процесі конструкторської роботи з'явилися двотактні двигуни з поздовжньою продувкою, як бензинові, так і дизелі з прямим уприскуванням палива. Аналогічний по конструкції бензиновому двигуну дизель має 3 циліндра і робочий об'єм 1,3 л. Наддув повітря проводиться за допомогою механічного спірального компресора, передбачено охолодження надувного повітря. Для випуску відпрацьованих газів слугують два випускних клапана, випуск здійснюється через шліци в основі циліндра. При частоті обертання 4000 об/хв такий двигун розвивав потужність 66 кВт, його крутний момент при 1700 об/хв становив 140 Н·м. В порівнянні з 4-циліндровим 4-тактним дизелем їздові якості у цього двигуна були незрівнянно краще. При встановленні цього двигуна на автомобіль марки Polo двигун на 5-ій передачі розганяв автомобіль зі швидкості 25 км/год до максимальної швидкості без ривків.

Однак даний двигун мав істотний недолік. Витрата палива приблизно на 20 % перевищувала витрату палива 4-тактних двигунів, до того ж, занадто високою була витрата масла. Крім того, через дуже високе термічне навантаження поршня, а також несприятливих умов змащення, в яких працюють поршневі пальці, термін служби такого двигуна був явно незадовільним.

Через занадто довгої тронки поршня висота двигуна виходила занадто великою, а наявність спірального компресора зробило б двигун дуже дорогим. Постійні втрати заряду при продувці становили до 20 % від кількості свіжого повітря. Таким чином такий двигун навряд чи є перспективним.

						КРБ.142.5221з.04.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата			9

Конструктивні особливості двигуна TDI. Під час випробувань використовувався блок циліндрів 1,9-л вихрекамерного дизельного двигуна, який, однак, не витримав більш високих вимог турбонаддувного дизеля з прямим упорскуванням. Блок циліндрів був сконструйований заново, причому для отримання високої міцності і мінімального шуму були посилені не тільки картер із корінними підшипниками, а й бічні стінки.

З точки зору технології було прийняте рішення при виготовленні корінних підшипники зберегти основні розміри як і на дизелях з розділеними камерами. Але був змінений матеріал підшипників: замість СЧ 25 був узятий більш міцний сплав чавуну СЧ 40, хоча в цілому для нового блоку циліндрів застосовується СЧ 25. Кований колінчатий вал також має нову конструкцію і по-іншому закріплений в опорах, оскільки колишня конструкція при тривалому навантаженні була схильна до поломки. Критичні крутильний коливання довелося зменшити шляхом встановлення ретельно підібраного гасника крутильних коливань. Також модернізовано кріплення шківа зубчастого ременя на цапфі колінчастого валу.

У той час як у дизелів з розділеними камерами поршневі пальці встановлені безпосередньо в алюмінієвому поршні, для TDI таке рішення не підходить. Тому в отворах для поршневих пальців додатково встановлені вкладиші з бронзи, що виключає утворення тріщин. Оскільки поршень має виїмку камери згоряння, то його поверхня, яка сприймає тепло, має велику площу. Саме тому поршень знизу охолоджується маслом яке розбризкується. Імовірність виникнення по краях виїмки тріщин була виключена додатковим скругленням країв.

Головка блоку циліндрів двигуна типу TDI виконана з алюмінію, в ній встановлений розподільний вал, що має привід через зубчастий ремінь. Застосування ременя більшої ширини до збільшення терміну служби не призвело, довелося використовувати динамічне натяжне пристосування нової конструкції, а також додатково встановити заспокійливий ролик.

					КРБ.142.5221з.04.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		10

Двоступінчате впорскування палива. При запуску в серійне виробництво двигун типу TDI був оснащений системою одноступінчатого впорскування палива, що в порівнянні з двоступінчатим давало менший викид сажі. Зате шум від згоряння був дуже різкий, оскільки паливо, яке впорскувалося в стисле гаряче повітря миттєво згоряло.

Вже після початку серійного виробництва двигунів TDI фірма Bosch випустила нові двухпружинні (двоступеневі) форсунки, в яких здійснено перехід від форсунки з центральним отвором до до форсунки з п'ятьма радіальних отворами, які були отримані методом гідроерозії. Завдяки встановленню таких форсунок не тільки зменшується викид сажі, але і зменшилась витрата палива, а також викид вуглеводнів. Перші двигуни TDI мали питому витрату палива 203 г/(кВт·год.), а після застосування нових двопружинних форсунок витрата палива зменшилася на 6 г становила 197 г/(кВт·год).

У двопружинних форсунках перша ступінь упорскування відкривається при тиску 190 бар. Хід голки при цьому становить всього 0,06 мм; кількість упорскнутого палива обмежується дуже маленьким відкритим поперечним перерізом форсунки. Лише при тиску газу 310 бар долається сила опору другої пружини і голка відкривається на повний хід 0,25 мм.

Чим менша кількість палива на початку займання, тим м'якше наростає тиск у камері згоряння, і тим нижче шум від згоряння. Коли згоряння почалося, залишок циклової дози палива має бути впорснутий по можливості швидше, щоб отримати високий ККД. Однак необхідний для цього високий тиск палива одночасно призводить до стиснення палива і до еластичного розширення нагнітальних трубопроводів, тому ПНВТ повинен подавати більше палива, ніж надходить в камеру згоряння. Наскільки проблематичним є баланс між низькою витратою палива і дотриманням жорстких норм на токсичність є хоча б той факт, що початок упорскування в двигунах TDI було зрушено убік пізнього. Це збільшує витрату палива приблизно на 5 %.

Потенційні можливості двигуна TDI. Фірма Volkswagen продовжує свою роботу над вдосконаленням двигунів TDI. Домагаючись подальшого

						КРБ.142.5221з.04.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документу	Підпис	Дата			11

зниження витрати палива на 15 %. Так, 5 -циліндровий дизель, який встановлюється на Audi A6 доводить, що двигун TDI в змозі навіть з двома клапанами на циліндр досягти питомої потужності кращих дизелів з розділеними камерами. 5-циліндровий двигун Audi при робочому об'ємі 2,5 л має потужність 103 кВт і розвиває максимальний крутячий момент 290 Н·м. При цьому питома потужність становить 41,8 кВт/л, а максимальний середній тиск 14,8 бар.

1.2 Технічна характеристика двигуна

Об'єм двигуна	1896 см ³
Потужність двигуна	48 кВт при 4000 хв ⁻¹
Крутний момент	202 Н·м при 1900 хв ⁻¹
Система подачі палива	NV
Турбонаддув	Турбокомпресор
ГРМ	ОНС
Кількість і розташування циліндрів	4 (Рядний)
Діаметр циліндра	79,5 мм
Хід поршня	99,5 мм
Ступінь стиснення	14
Кількість клапанів	8
Вид палива	дизельне паливо

1.3 Висновок по розділу

Згідно з приведеного опису двигуна VW 1.9 TDI (4ЧН 7,95/9,95) зрозуміло, що не зважаючи на значний термін після проектування двигуна він має досить надійну конструкцію та досить сучасну технічну характеристику. Компанія Volkswagen завжди була і є однією із найкращих машинобудівних компаній Європи та світу. Саме тому двигун VW 1.9 TDI був обраний як базовий для розгляду в кваліфікаційній роботі.

					КРБ.142.5221з.04.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		12

Розділ 2

Моделювання робочого циклу двигуна

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

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 повинний бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл модернізованого двигуна VW 1.9TDI проведемо на комп'ютері за методикою, яка заснована на методі теплового розрахунку Грінівецького В. І.

2.2 Вибір і обґрунтування вхідних 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 швидкохідності і призначення.

Вихідні параметри представлені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Вихідні параметри для розрахунку робочого циклу

№	Вихідні параметри	Значення
1	Ефективна потужність, кВт	$N_e' = 66$
2	Частота обертання, хв^{-1}	$n = 4000$
3	Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_o = 0.1013$
4	Температура навколишнього середовища, К	$T_o = 303$

5	Тиск повітря за компресором, МПа	$P_k = 0.197$
6	Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.05$
7	Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
8	Коефіцієнт використаної теплоти в точці z	$\xi_z = 0.8$
9	Коефіцієнт використаної теплоти в точці b	$\xi_b = 0.88$
10	Ступінь стиснення	$\varepsilon = 19.5$
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.35$
12	Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 20$
13	Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	$\phi_n = 0$
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
15	Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.77$
16	Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	$\eta_{k.ad} = 0.84$
17	Втрата тиску в охолоджувачі повітря, МПа	$\Delta P_{ox} = 0.004$
18	ККД системи охолодження повітря	$\eta_o = 0.75$
19	Температура залишкових газів	$T_r = 800$
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C = 0,897$ $H = 0,125$ $S = 0$ $O = 0$
21	Нижча теплота згоряння палива, кДж	$Q_H = 43000$
22	Число циліндрів	$i = 4$
23	Діаметр циліндра, м	$D_c = 0.0795$
24	Хід поршня, м	$S_c = 0.095$
25	Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$
26	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	$\alpha = 1.68$
27	Показник адіабати для повітря	$k_B = 1.4$
28	Механічний ККД турбокомпресора	$\eta_{t.m} = 0.97$
29	Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора	$\eta_{t.ad} = 0.75$
30	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	$\xi_a = 0.85$
31	Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором	$\psi_t = 0.79$

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок циклу проводиться за методом Гриневецького-Мазінга з використанням ПК в середовищі MathCAD.

Результатом роботи програми є отримання основних показників роботи двигуна на розрахунковому режимі і зв'язка їх з паспортними даними, при

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

КРБ.142.5221з.04.02.ПЗ.

Арк.

14

зведенні похибки між отриманими та вихідною ефективною потужністю двигуна.

Розрахунок робочого процесу представлений у табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Основні параметри робочого циклу

№	Опис процесу	Значення
Розрахунок процесу наповнення		
1	Температура повітря за компресором, К	$T_k = 378,577$
2	Температура повітря в ресивері, К	$T_s = 321,894$
3	Температура повітря в кінці наповнення, К	$T_a = 359,514$
4	Тиск повітря в ресивері двигуна	$P_s = 0,193$
5	Тиск в кінці наповнення, МПа	$P_a = 0,164$
6	Коефіцієнт наповнення	$\eta_n = 0,771$
Розрахунок процесу стиснення		
7	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К)	$c_v' \leftarrow 19,26 + 0,0025 \cdot T$
8	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К)	$c_v'' \leftarrow 20,47 + 0,0036 \cdot T$
9	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в циліндрі в кінці процесу стиснення	$b_c = 0,002525$ $a_{vc} = 19,288$
10	Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,356$
11	Тиск в кінці стиснення, МПа	$P_c = 9,221$
12	Температура в кінці стиснення, К	$T_c = 1,036 \times 10^3$
Розрахунок процесу згоряння		
13	Кількість повітря, що надходить у циліндр кмоль/кг	$L = 0,833$
14	Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни	$\beta_0 = 1,0375$
15	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	$\beta = 1,0361$
16	Частка палива, що вигоріла до точки z	$\chi_z = 0,909$
17	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	$\beta_z = 1,033$
18	Питома ізохорна середня теплоємність в точці z, кДж/(кмоль·К)	$\Delta M = 0,0313$ $m = 1,063$ $a_{vz} = 19,93486$ $b_z = 0,00311$
19	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для	$a_{vb} = 19,99732$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

КРБ.142.5221з.04.02.ПЗ.

Арк.

15

	теплоємності робочого тіла в точці b кДж/(кмоль·К)	$b_b = 0,00317$
20	Визначення температури в точці z, К	$T_z = 2,069 \times 10^3$
21	Максимальний тиск в циліндрі, МПа	$P_z = 12,448$
Розрахунок процесу розширення		
22	Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1,528$
23	Ступінь подальшого розширення	$\delta = 12,764$
24	Визначення показника політропи розширення та температури робочого тіла в точці b, К.	$n_2 = 1,247$ $T_b = 1,104 \times 10^3$
25	Тиск в кінці процесу розширення, МПа	$P_b = 0,52$
Визначення індикаторних показників циклу		
26	Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа	$P'_i = 1,385$
27	Дійсний середній індикаторний тиск, МПа	$P_i = 1,358$
28	Питома індикаторна витрата палива кг/(кВт·год.)	$g_i = 0,177$
29	Індикаторний ККД	$\eta_i = 0,472$
Визначення ефективних показників		
30	Середній ефективний тиск, МПа	$P_e = 1,045$
31	Ефективний ККД	$\eta_e = 0,363$
32	Питома ефективна витрата палива кг/(кВт·год.)	$g_e = 0,2304$
33	Ефективна потужність двигуна	$N_e = 65,775$
34	Похибка визначення ефективної потужності, %	$\Delta N = -0,342$
Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора		
35	Визначення витрати повітря двигуном, кг/год.	$G = 0,106$
36	Витрата газів через турбіну, кг/год.	$G_t = 0,111$
37	Тиск газів перед турбіною, МПа	$P_r = 0,156$
38	Температура газів, К	$T_t = 863,266$
39	Кількість робочого тіла, кмоль/кг	$M_s = 0,863$
40	Газова стала для відхідних газів	$R_t = 287,041$
41	Показник адіабати для відхідних газів	$k_t = 1,365$
42	Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі	$\Pi_\kappa = 1,955$
43	Розрахунковий тиск наддуву, МПа	$P_{kd} = 0,198$
44	Похибка визначення тиску наддуву, %	$\Delta P_\kappa = 0,5$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.02.ПЗ.

Арк.

16

2.4 Розрахунок і побудова індикаторної діаграми

За результатами розрахунку номінального режиму двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) графічним способом будується індикаторна діаграма в PV координатах.

Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми представлені в табл.

2.3

Таблиця 2.3. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник	Значення
Тиск в кінці стиснення, МПа	$P_c = 9,221$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,356$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,247$
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1,528$
Максимальний тиск згоряння, МПа	$P_z = 12,448$

Точки для побудови кривих стиснення и розширення розраховується по формулам:

- стиснення $P_{ст.} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}}$
- розширення $P_p = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}$

Значення (V/V_c) вибираються від 1 до ступеня стиснення в двигуні. Розрахунок проводиться у табличній формі (табл. 2.4).

Таблиця 2.4. Значення (V/V_c) при різних рівнях ступеня стиску

V/V_c	Стиснення	Розширення
1	9,221	
1,528	5,189276	12,448
2	3,602312	8,898503955
3	2,078747	5,366995087
4	1,407293	3,749148072
5	1,03986	2,838479794
6	0,812091	2,261240697
7	0,658908	1,865795952

8	0,549779	1,579603868
9	0,468625	1,363832367
10	0,406236	1,195917999
11	0,356985	1,061902697
12	0,317255	0,952713652
13	0,284624	0,862211959
14	0,257412	0,786103522
15	0,234422	0,721299452
16	0,214779	0,665524096
17	0,197829	0,617065971
18	0,183075	0,57461451
19	0,170133	0,537150101

Після побудови кривих стиснення и розширення, будуються лінії наповнення и випуску. Вони зображуються у вигляді горизонтальних ліній при відповідних значеннях тиску.

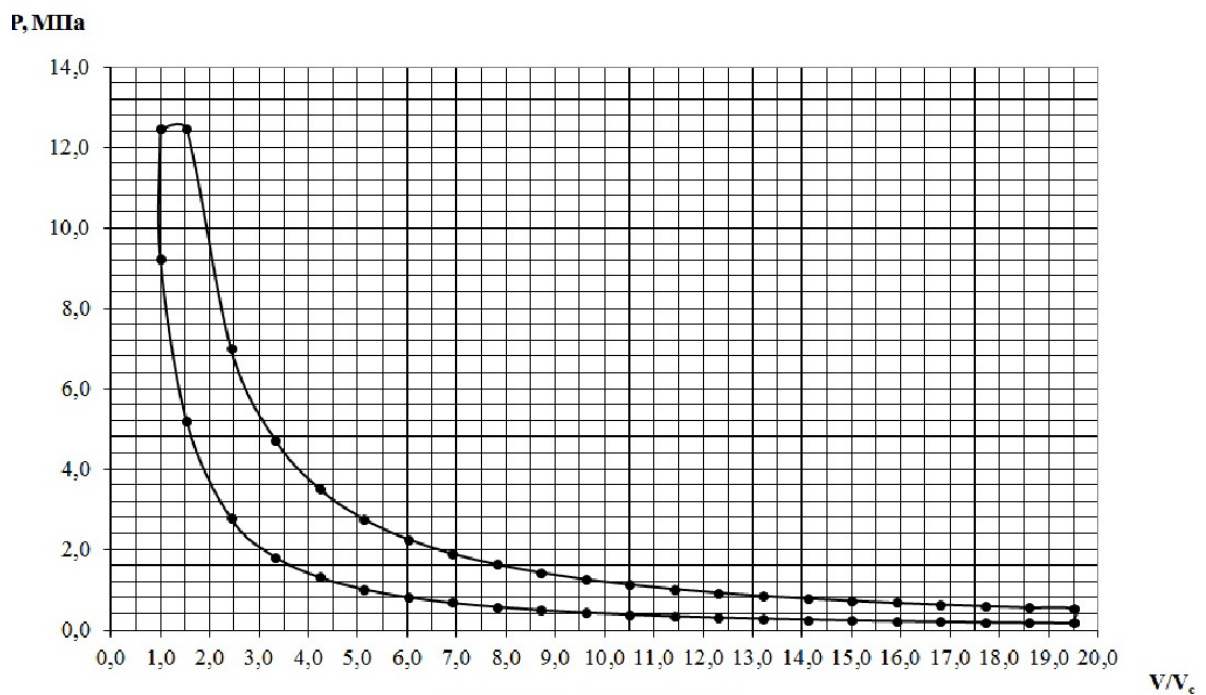


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма

2.5 Висновок по розділу

В результаті розрахунку робочого циклу двигуна VW 1.9TDI були підтвержені паспортні характеристики його економічності та ефективності, а також отримано ряд параметрів: $P_C = 9,221$, $P_Z = 12,448$, $n_1 = 1,356$, $n_2 = 1,247$, $\rho = 1,528$, які лягли в основу для розрахунку динаміки двигуна. Також отримано теоретичну індикаторну діаграму.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

Розділ 3

Розрахунки динаміки двигуна

3.1 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

При вивченні динамічних явищ в ДВЗ, перш за все розглядають сили від тиску газів P_{Γ} та сили інерції P_j . Запишемо, що сумарна сила, яка діє на поршень буде дорівнювати:

$$P = P_{\Gamma} + P_j$$

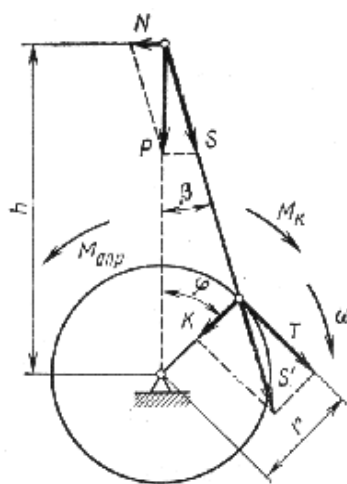


Рис. 3.1. Схема сил, які діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить на поршень вниз і лінія дії збігається із віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну із яких S направимо по осі шатуну, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до однієї із стінок циліндру

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

Сила S діє по шатуну розтягуючи або стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

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

Перенесемо силу S по лінії її дії і припустимо, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R – по його радіусу. Тоді тангенціальна складова визначається з рівняння:

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

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

відповідно нормальна складова визначається з рівняння

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

Сила T створює крутний момент в двигуні, який через колінчатий вал передається споживачу. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

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

$$MO_{\text{пр}} = -N h,$$

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

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотнім знаком

$$\begin{aligned} MO_{\text{пр}} &= -Nh = -P \operatorname{tg} \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta \\ &= -Pr \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_{\text{кр}}. \end{aligned}$$

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

Напрямки сил і крутного моменту за годинниковою стрілкою прийнято вважати зі знаком $+$. Зворотні ним – від'ємними.

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

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння

$$J = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi).$$

В якості маси m_n берем масу всіх деталей, що разом із поршнем здійснюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, поршневий палець, кільця, деталі, що обмежують поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

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

									Арк.
									20
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата	КРБ.142.5221з.04.03.ПЗ.				

лентних. Як правило, число маси системи, що заміщається, ділять навпіл. 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 вказує, що на частку маси, яка відноситься до осі поршневого пальця, приходиться 0,25...0,33 загальної маси деталей шатунної групи, а 0,75...0,67 приходиться на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем визначається з рівняня:

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

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

Таблиця 3.1. Розрахунок мас та додаткових величин

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	Спосіб визначення	Значення
1.	Маса поршня	$M_{\text{п}}$	кг	-	0,8
2.	Маса шатуна	$M_{\text{ш}}$	кг	-	2,6
3.	Маса шатунної шийки	$M_{\text{ш.ш}}$	кг	-	2,8
4.	Маса щоки	$M_{\text{щ}}$	кг	-	1,4
5.	Загальна маса поступ. рухомих частин	M_s	кг	$M_{\text{п}} + 0,3M_{\text{ш}}$	1,84
6.	Загальна маса обер. рухомих частин	M_r	кг	$M_{\text{ш.ш}} + 2 \cdot 0,5 \cdot M_{\text{щ}} + 0,7 \cdot M_{\text{ш}}$	6,26
7.	Площа поршня	$F_{\text{п}}$	м^2	$\pi \cdot (D/2)^2$	0,01986
8.	Кутова швидкість кривошипа	ω	с^{-1}	$\pi \cdot n/30$	418,67
9.	Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda_{\text{ш}}$	-	$r/L_{\text{ш}}$	0,199
10.	Довжина кривошипа	r	м	$S/2$	0,12
11.	Відносне значення маси ПРД	-	-	$M_s/F_{\text{п}}$	92,716
12.	Відносне значення маси ОРД	-	-	$M_r/F_{\text{п}}$	315,435

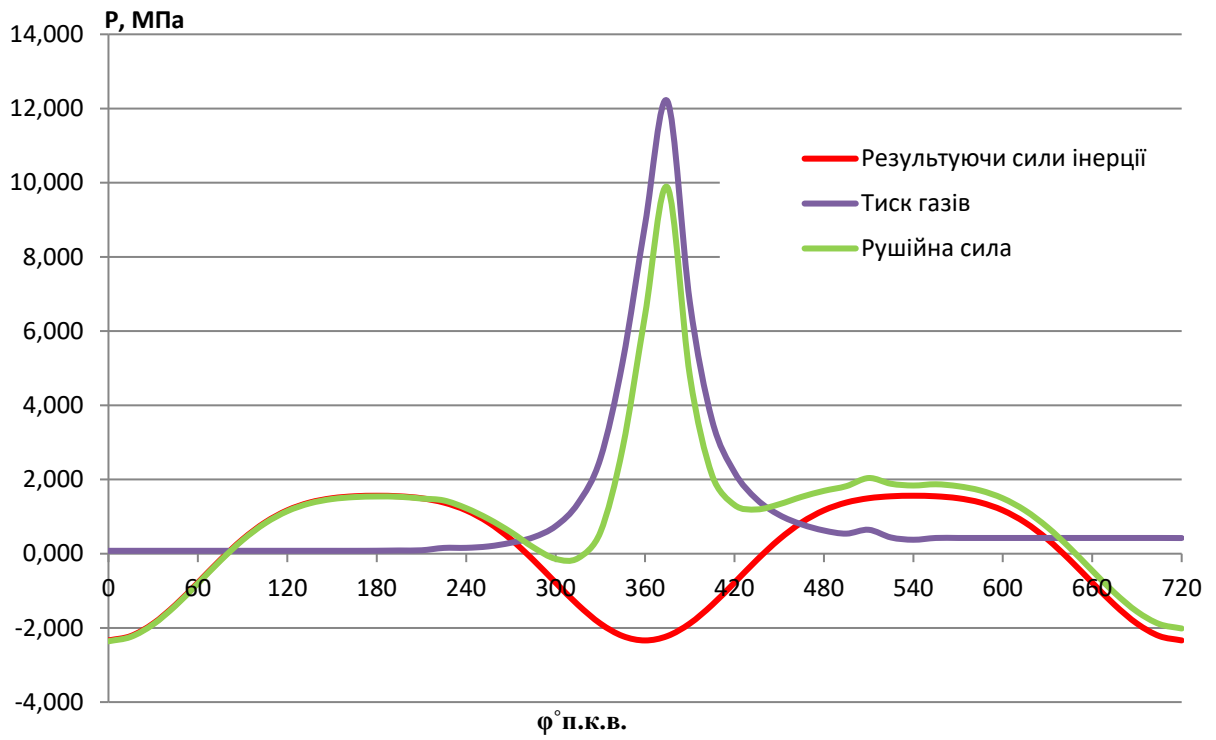


Рис. 3.2. Залежність сили тиску газів в циліндрі, сили інерції ПРМ і рушійної сили від кута повороту колінчатого валу

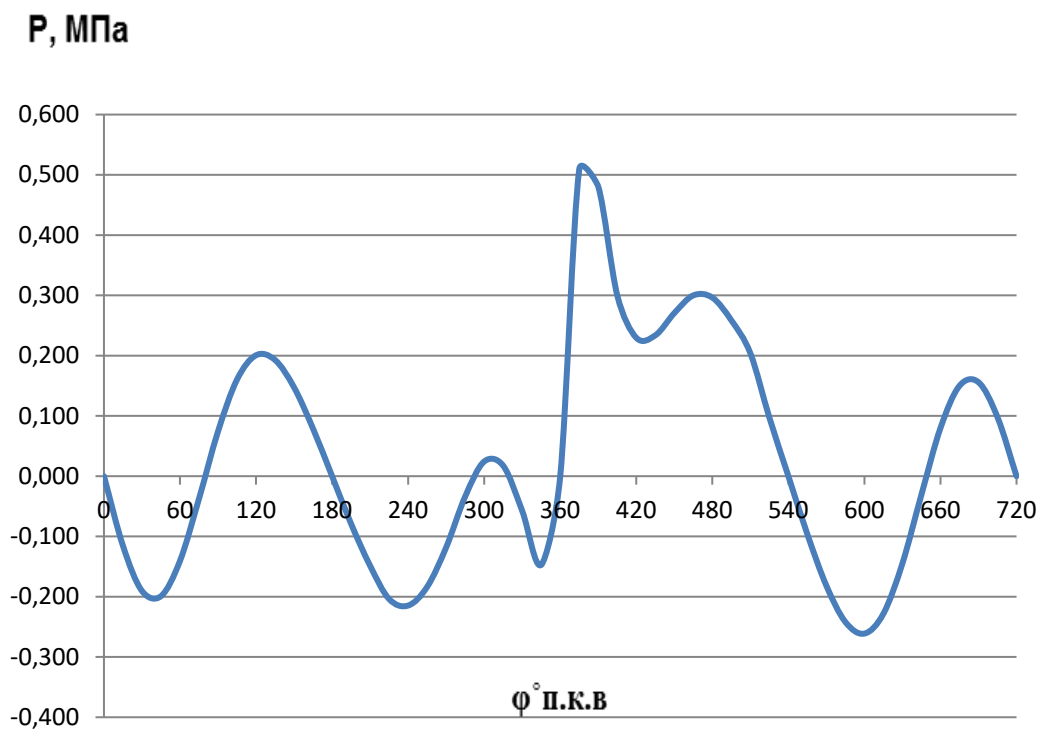


Рис. 3.3. Залежність бокової сили N від кута повороту колінчатого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.03.ПЗ.

Арк.

22

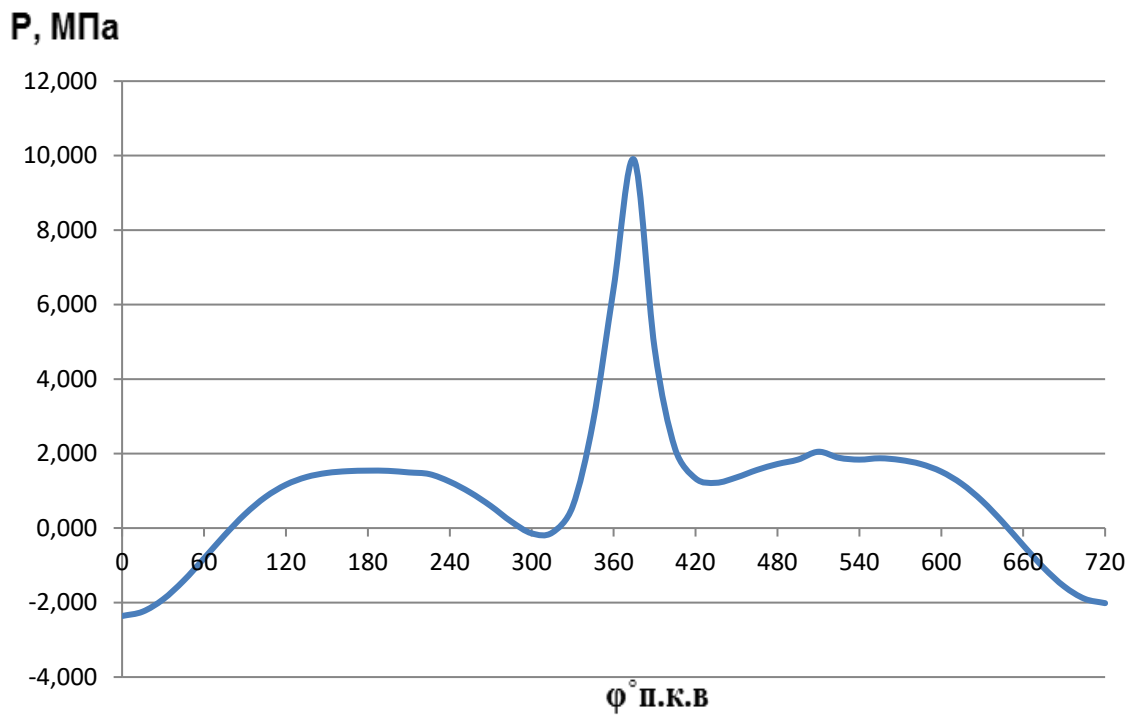


Рис. 3.4. Залежність сили діючої по осі шатуна S від кута повороту колінчатого валу

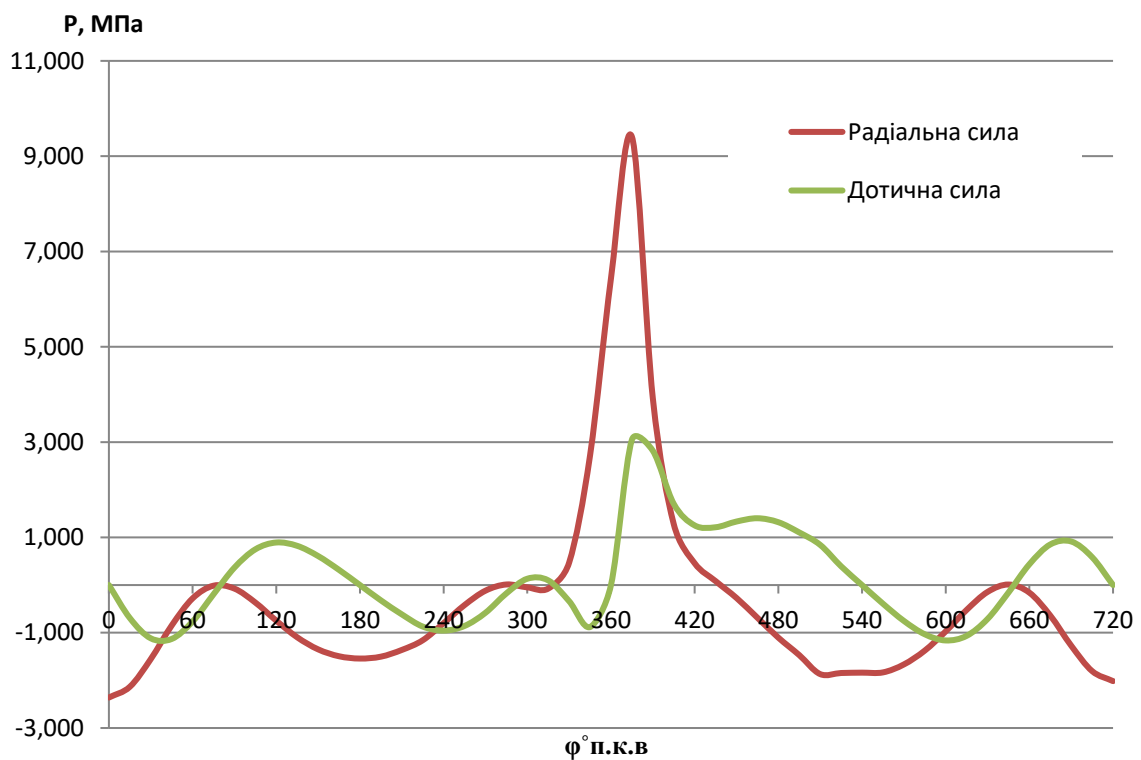


Рис. 3.5. Залежність радіальної сили і дотичної сили від кута повороту колінчатого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.03.ПЗ.

Арк.

23

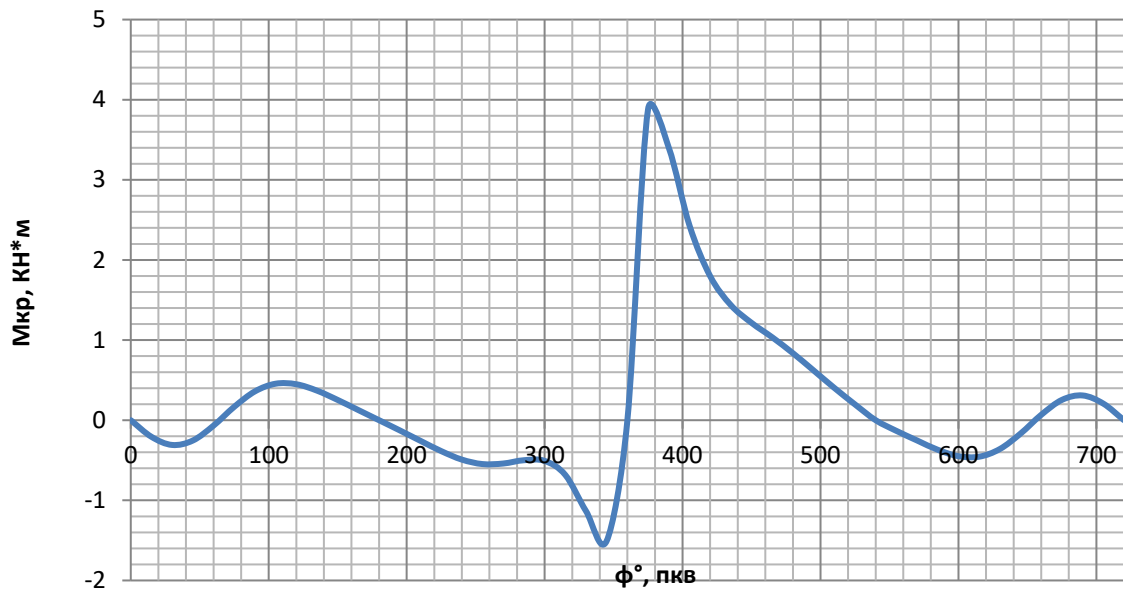


Рис. 3.6. Залежність обертового моменту від кута повороту колінчатого валу

3.2 Визначення графічним способом невірноважених сил і моментів від обертових і поступально-рухливих мас

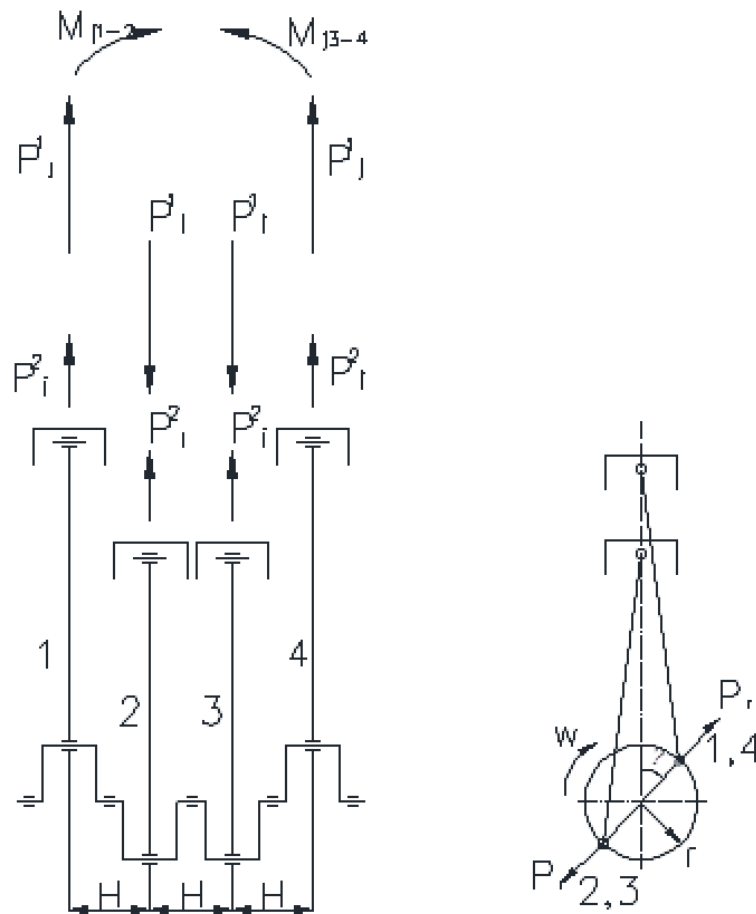


Рис. 3.7. Врівноваження двигуна

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

3.3 Розрахунок маховика

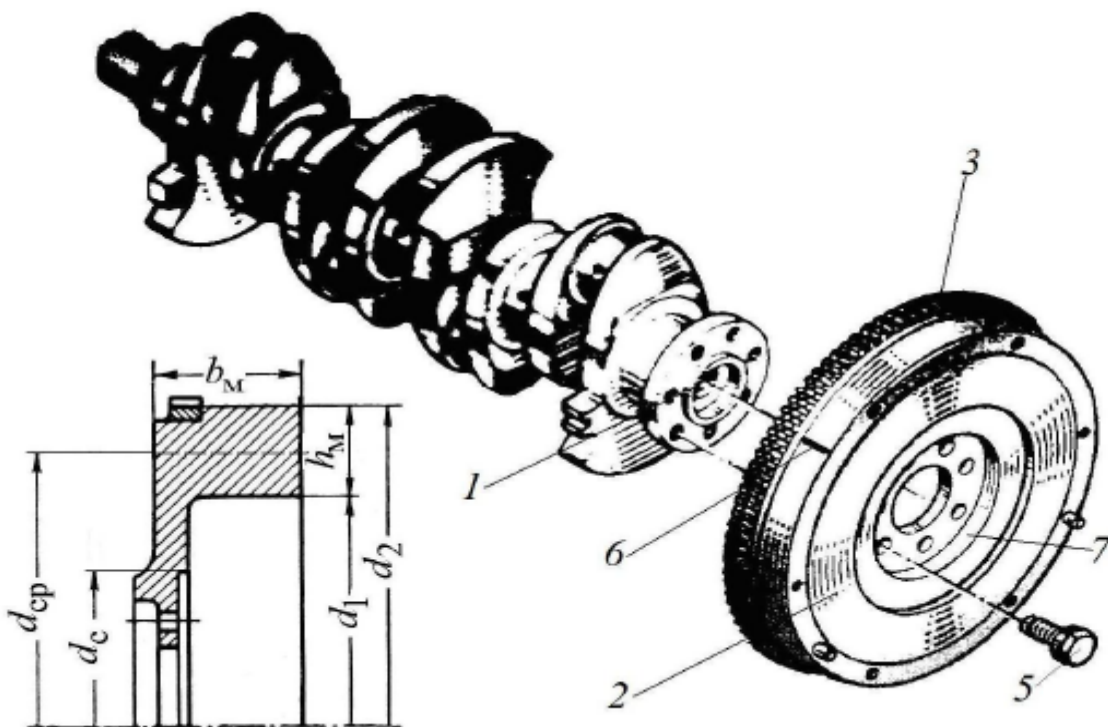


Рис. 3.8 Маховик

Ступінь нерівномірності обертання:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}}$$

$$\omega_{\text{cp}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$$

Для двигуна 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,55) δ прийемо рівним 0,2, входячий у рамки рекомендацій

$$\omega_{\text{cp}} = 418,6 \text{ c}^{-1}$$

Надлишкову роботу знаходимо з графіка сумарного крутного моменту:

$$A = 32,60 \text{ кДж}$$

Момент сили інерції:

$$\theta = \frac{A}{\delta * \omega_{\text{cp}}^2} = \frac{32,60}{0,2 * 418,6^2} = 0,38 \text{ кг/м}^2$$

Момент інерції маховика:

$$\theta_M = 0,75 * \theta = 0,75 * 0,38 = 0,285 \text{ кг/м}^2$$

Середній діаметр:

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

$$d_{\text{cp}} = 2,5 * 0,0955 = 0,239 \text{ м}$$

Маса маховика:

$$m_{\text{м}} = \frac{4 * \theta_{\text{м}}}{d_{\text{cp}}} = \frac{4 * 0,285}{0,239} = 4,95 \text{ кг}$$

Щільність матеріалу, приймаємо матеріал маховика - сталь, тому

$$\rho = 7850 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Розміри маховика прямолінійного перерізу.

Приймаємо:

$$a_{\text{м}} = 1,20$$

$$b_{\text{м}} = \sqrt{\frac{m_{\text{м}} * a_{\text{м}}}{\pi * d_{\text{cp}} * \rho}} = \sqrt{\frac{4,96 * 1,20}{3,14 * 0,23 * 7850}} = 0,032 \text{ м}$$

$$h_{\text{м}} = \frac{b_{\text{м}}}{a_{\text{м}}} = \frac{0,032}{1,20} = 0,026 \text{ м}$$

$$d_2 = h_{\text{м}} + d_{\text{cp}} = 0,026 + 0,23 = 0,256 \text{ м}$$

$$d_1 = d_{\text{cp}} - h_{\text{м}} = 0,23 - 0,032 = 0,204 \text{ м}$$

3.4 Висновок по розділу

В результаті розрахунку динаміки двигуна були отримані дані для побудови діаграм динаміки, визначені сили інерції, рушійна сила. Графічним способом визначені невірноважені сили та моменти від поступово-рухливих мас та мас що обертаються. Для зменшення ступені невірноваженості двигуна визначені конструктивні розміри маховика.

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.03.ПЗ.

Арк.

26

Розділ 4

Розрахунок відцентрового компресора турбокомпресора типу ТКР-8,5

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. Цих параметрів достатньо для обрання з полів застосування турбокомпресорів саме того компресора, який і забезпечить ці параметри. З урахуванням розходу повітря $G = 0,12$ кг/с та степні підвищення тиску $\Pi_k = 1,8$ визначаємо положення точки в координатах $\Pi_k - Q$. Відповідно положенню точки А визначаємо, що турбокомпресор має належати до типорозміру ТКР-8,5, бо точка знаходиться в зоні відповідної фігури поля розходу (або так званої області застосування турбокомпресору).

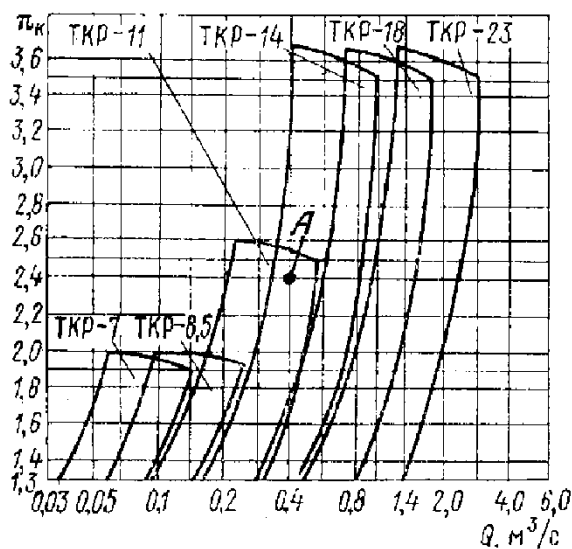


Рис. 4.1. Область застосування турбокомпресорів ТКР

Таким чином, на підставі виконаних вище розрахунків приймаємо за прототип турбокомпресор типу ТК-8,5, який здатен забезпечити для двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,55) необхідний розхід повітря в кількості $G = 0,12$ кг/с з $\Pi_k = 1,8$.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.

Арк.

27

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 степенем підвищення тиску ступеня Π_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів ступеня. Проте існує приблизна залежність між Π_k , U_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами, а також наявність проміжних факторів, головним чином пов'язаних з чисельними втратами енергії у газодинамічних процесах протягом усього робочого тракту компресорного ступеня. Саме вплив цих факторів на початку розрахунків можна визначити дуже приблизно, на підставі адіабатного коефіцієнту напору компресора H_k , який обирається орієнтовно та забезпечує функціонування приблизної залежності між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорного ступеня $L_{ад}$, яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступеня.

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 $H_k = 1,4$

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

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

$$L_{ад} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot (1,8^{\frac{1,4}{1,4-1}} - 1) = 59492,5, \text{ Дж/кг}$$

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		28

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 59492,5}{1,4}} = 284,08, \text{ м/с.}$$

Отже на зовнішньому діаметрі робочого колеса колова швидкість U_2 становитиме 329,02 м/с, а адіабатна робота стиску компресора $L_{ад}$ буде дорівнювати 67,66 кДж/кг. Знання колової швидкості дасть нам змогу встановити швидкість потоку повітря перед колесом компресора, а також визначити кут входу потоку повітря до нього.

4.3 Розрахунок вхідної ділянки

Вхідна ділянка компресора називається вхідним патрубком, який часто поєднується з повітряним фільтром та шумоглушником. Турбокомпресор типу ТКР-8.5 обладнаний вхідним патрубком конусоподібного типу. Ціллю даного розділу є визначення зміни основних параметрів потоку повітря після його проходження через вхідну ділянку, а також встановлення конструктивних параметрів об'єкту, котрі забезпечать відповідність отриманих параметрів заданим. До основних параметрів потоку повітря відносять: швидкість, температуру та тиск. Величина зміни саме цих параметрів після проходження вхідної ділянки є предметом розгляду розділу 4.3.

Температура повітря перед колесом визначається через відношення:

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

де: T_a – температура повітря після глушника (на вході у вхідний патрубок), К. Приймаємо $T_a = 318$ 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. Приймаємо $C_a = 30$ м/с; $C_p = 1005$ 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:

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

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						29
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

де: C_m – коефіцієнт розходу ступеня компресора. Лежить в межах 0,2...0,35.

Приймаємо $C_m = 0,28$

$$C_1 = 0,28 \cdot 284,08 = 79,5, \text{ м/с}$$

$$T_1 = 318 - \frac{79,5^2 - 30^2}{2 \cdot 1005} = 315,3, \text{ К.}$$

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 $P_a = 98000$ Па; n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці 1. Звичайно лежить в інтервалі 1,35...1,39. Приймаємо $n_1 = 1,35$.

$$P_1 = 98000 \cdot \left(\frac{315,3}{318}\right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 94829,2, \text{ Па}$$

З метою забезпечення найменшого значення втрат енергії в патрубку та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (для підвищення ефективності роботи останнього) вхідному патрубку надають форму конфузора (каналу, що звужується вздовж по потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає прискорення вздовж осі каналу 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 315,3 К і 94,829 кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 2,5 рази і становитиме 79,5 м/с.

4.4 Розрахунок робочого колеса компресора

Робоче колесо – основний елемент ступеня, аз допомогою якого повітря передається енергія. В турбокомпресорі типу ТКР-8.5 встановлено напіввідкрите колесо типу радіальної зірки, яке складається з системи робочих лопаток, що мають вигляд плоских радіальних пластин, та поєднаного з лопат-

									Арк.
									30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.				

ками 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:

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot [2 \cdot (\mu + \alpha_{вт}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2] K,$$

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря; $\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Лежить в межах від 0,04 до 0,08. Приймаємо $\alpha_{вт} = 0,04$; φ_{2r} – коефіцієнт розходу робочого колеса. Лежить в межах від 0,16 до 0,22. Приймаємо $\varphi_{2r} = 0,35$.

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. Приймаємо $Z_k = 13$; D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо визначається за формулою:

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

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 ТКН з консольними колесами $D_0 = (0,22 \dots 0,35) \cdot D_2$.

Приймаємо $D_0 = 0,025$ м.

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

де: f_1 – площа на вході в колесо, м²

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

де: ρ_1 – густина повітря перед входом в колесо, кг/м³

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

$$\rho_1 = \frac{94829,2}{287 \cdot 315,3} = 1,0479 \text{ кг/м}^3$$

$$f_1 = \frac{0,12}{79,5 \cdot 1,049} = 0,0014 \text{ м}^2$$

$$D_H = \sqrt{0,025^2 + 4 \cdot \frac{0,0014}{3,14}} = 0,0490 \text{ м}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{13 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,0389}{0,085} \right)^2 \right]}} = 0,8307$$

$$T_2 = 315,3 + \frac{284,08^2}{2 \cdot 1005} \cdot \left[2 \cdot (0,8307 + 0,04) - 0,8307^2 - 0,35^2 + 0,28^2 \right] = 355,74 \text{ К}$$

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.

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

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.

Арк.

32

де: η_2 – політропний ККД. Має наступні інтервали значень: 0,82...0,92.
 Приймаємо $\eta_2 = 0,9$.

Визначення комплексу:

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

$$P_2 = 94829,2 \cdot \left(\frac{355,74}{315,3}\right)^{3,1} = 137771,9 \text{ Па.}$$

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.

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1Л}},$$

де: δ_1 – товщина лопаті на вході в колесо. Лежить в межах від 0,0003 до 0,002 м. Приймаємо $\delta_1 = 0,001$ м; $\beta_{1Л}$ – кут установки лопаті на діаметрі D_1 , град.

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

де: β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо компресора. Повинен знаходитись в межах 30...40°; i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА. Коливається від 1 до 10°. Приймаємо $i_1 = 2^\circ$.

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

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

$$\beta_{11} = \text{arctg}\left(\frac{79,5 \cdot 0,085}{284,08 \cdot 0,0389}\right) = 31,5^\circ$$

Оцінка величини β_{11} за рекомендованим допуском:

$40^\circ \geq 31,5^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

$$\beta_{1Л} = 33,5 + 2 = 33,5^\circ$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 13}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0389 \cdot \sin 33,5} = 0,904$$

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						33
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_1^1 = \frac{79,5}{0,904} = 88,04 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарашення лопатками ОСА:

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

$$\beta_{11}^1 = \text{arctg}\left(\frac{88,04 \cdot 0,085}{284,08 \cdot 0,0389}\right) = 34,1^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

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

$$\beta_{1H} = \text{arctg}\left(\frac{88,04 \cdot 0,085}{284,08 \cdot 0,0490}\right) = 28,3^\circ$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

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

$$\beta_{10} = \text{arctg}\left(\frac{88,04 \cdot 0,085}{284,08 \cdot 0,025}\right) = 46,5^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

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

$$w_H^1 = \frac{88,4}{\sin 28,3} = 185,9 \text{ м/с}.$$

За обчисленими даними кутів потоку повітря на вході в ОСА робочого колеса компресора на різних діаметрах будуємо трикутники швидкостей (див. та за їх допомогою визначаємо профіль лопатки ОСА. 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, $L_{\text{ОСА}}$, повинна складати $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$.

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

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						34
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$\lambda_{Hw} = \frac{185,9}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 318}} = 0,57.$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значення 0,95. 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.

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

$$C_{2u} = 0,8307 \cdot 284,08 = 235,99 \text{ м/с}$$

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

$$C_{2r} = 0,35 \cdot 284,08 = 99,43 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{235,99^2 + 99,43^2} = 256,08 \text{ м/с}.$$

Кут потоку повітря на виході з колеса:

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

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{99,43}{235,99}\right) = 22,85^\circ$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

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

$$M_{C_2} = \frac{256,08}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 355,74}} = 0,675.$$

Значення числа $M < 1$ свідчить, що швидкість повітря не перевищує звукову, тож не буде потреби знижувати її до дозвукової у безлопатковому

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.

Арк.

35

дифузори, відповідно його можна буде робити максимально коротким з урахуванням тільки необхідності вирівнювання поля швидкостей перед лопатковим дифузором.

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

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_2 = \frac{137771,90}{287 \cdot 355,74} = 1,349 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{0,12}{3,14 \cdot 1,349 \cdot 99,43 \cdot 0,085} = 0,003 \text{ м.}$$

За результатами розрахунків абсолютної швидкості потоку повітря та її складових на виході з колеса будемо трикутник швидкостей, на підставі якого можна графічним способом визначити відносну швидкість повітря w_2 . Вона також може бути обчислена аналітичним способом.

Аналітичним шляхом маємо:

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

$$w_2 = \sqrt{(284,08 - 235,99)^2 + 99,43^2} = 110,45 \text{ м/с.}$$

При взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась майже на $60 \text{ }^\circ\text{C}$ і стала дорівнювати $365,37 \text{ К}$. Відбулося і збільшення тиску повітря майже в 1,6 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме $153,6 \text{ кПа}$. Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку повітря, яка збільшилась майже в 2,5 рази і стала рівною $214,99 \text{ м/с}$.

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 колеса компресора, яке цілком за-

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						36
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

довольнить параметрам оптимального режиму течії потоку повітря.

4.5 Розрахунок ділянки безлопаткового дифузора

З ціллю зниження швидкості потоку на вході в лопатковий дифузор та її вирівнювання між робочим колесом та лопатковим дифузором робиться кільцевий простір з радіальним зазором і паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаткового дифузора(БЛД). Режим течії 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 – отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і, водночас, встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили такі значення цих параметрів.

Розрахунок компресорного ступеня 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.

Температуру потоку повітря за БЛД визначаємо 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 на виході з робочого колеса, кг/м³; α_3 – кут виходу потоку повітря з БЛД, град; D_3 - діаметр на виході з БЛД, м; $D_3 = (1,1 \dots 1,4) \cdot D_2$. $D_3 = 0,13$ м; b_3 – ширина БЛД на виході, м. $b_3 = y \cdot b_2$, де: $y = 0,72 \dots 0,80$. $b_3 = 0,003$

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

де: P_3 – тиск повітря за БЛД, Па.

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

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де: n_3 – показник політропи стиску повітря на ділянці БЛД

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

де k_{n3} – комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 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 0,6...0,8. Приймаємо $\eta_3 = 0,8$.

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

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

$$P_3 = 137771,90 \cdot \left(\frac{365,37}{355,74} \right)^{\frac{1,57}{1,57 - 1}} = 148277,71 \text{ Па,}$$

$$\rho_3 = \frac{148277,71}{287 \cdot 365,37} = 1,414, \text{ кг/м}^3,$$

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{array}{l} \left[\begin{array}{l} \text{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} \times \\ \times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \end{array} \right] \end{array} \right\} \right]$$

де $\lambda_{\text{БЛД}}$ – коефіцієнт тертя в БЛД. Має межі від 0,0075 до 0,01 [3]. Приймаємо $\lambda_{\text{БЛД}} = 0,01$; R_2 і R_3 – радіуси колеса компресора і БЛД відповідно, м.

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,003 \cdot 1,349}{0,002 \cdot 1,414} \cdot \left\{ \begin{array}{l} \left[\begin{array}{l} \text{tg} 22,85 + \sqrt{1 + \text{tg}^2 22,85} \cdot \frac{0,01}{0,002} \times \\ \times (0,1 - 0,085) \cdot \left[1 + \frac{1,41 - 1}{1,57 - 1} \cdot \frac{0,675^2}{2} \left(1 - \frac{0,085}{0,1} \right) \right] \end{array} \right] \end{array} \right\} \right] = 30,46^\circ$$

$$C_3 = \frac{0,12}{3,14 \cdot 1,141 \cdot \sin 30,46 \cdot 0,1 \cdot 0,002} = 214,99 \text{ м/с,}$$

$$T_3 = 355,74 + \frac{256,08^2 - 214,99^2}{2 \cdot 1005} = 365,37^\circ$$

Число Маха для швидкості потоку за БЛД:

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						38
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$M_{C_3} = \frac{214,99}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 365,37}}$$

Число Маха для потоку за БЛД не повинно перевищувати 0,8...0,85. Умова виконується. Безлопатковий дифузор має довжину 10 мм, відповідно співвідношення D_3/D_2 становить 1,182 (повинно бути не менше 1,16...1,2)

Цього достатньо для вирівнювання структури потоку.

4.6 Розрахунок лопаткового дифузора

Лопатковий дифузор (ЛД) встановлюють за ділянкою БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну. Лопатки ЛД скеровують потік по такій траєкторії, яка забезпечує збільшення кута α_2 на виході з ЛД порівняно з кутом виходу для дифузора таких самих розмірів, але без лопаток. Це значно скорочує шлях руху часток повітря порівняно з шляхом у БЛД тої ж радіальної довжини. Водночас збільшується і відношення площ 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 гозодинамічних втрат, якщо дифузорність не перевищує припустимих меж, до того ж наявність лопаток позитивно впливає на особливості режиму течії, стримуючи 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 дифузорі з однаковою довжиною, але без лопаток, буде інтенсивно зростати порівняно з довжиною руху у дифузорі з лопатками, отож сенс застосування ЛД відповідно зростає. Звичайно ЛД застосовують, коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З ціллю досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузору його основні конструктивні параметри мають бути оптимізовані. Це пов'язано з вибором кількості лопаток Z_d , кутами установки лопаток на вході

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						39
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$, співвідношенням діаметрів D_4/D_2 та співвідношенням ширин радіального перетину каналу на вході та виході b_4/b_3 . Вибір робиться на підставі відповідних рекомендацій. та урахування параметрів повітря за дифузором. Взагалі оптимальний дифузор повинен забезпечити швидкість потоку на виході, наближену до швидкості на вході, а тиск за дифузором повинен бути незначно більшим, ніж заданий тиск на виході з компресора.

Швидкість повітря на виході з ЛД 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. $D_4 = (1,6...1,8) \cdot D_2$. Приймаємо $D_4 = 0,18$ м; b_4 – ширина дифузору на виході, м; a_4 – кут виходу потоку повітря з ЛД, град; T_4 – температура повітря на виході з ЛД, К; n_4 – показник політропи стиску на дільниці 4 (ЛД);

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

де: δ_m – оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині $\delta_m = 6...12^\circ$. Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$

$$b_4 = 0,002 + \frac{0,14 - 0,1}{2} \cdot \text{tg} 6 = 0,005 \text{ м,}$$

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

де: $\alpha_{4л}$ – кут установки лопатки ЛД на виході, град; k_α – коефіцієнт відставання швидкості в ЛД. Лежить в межах $1,05...1,07$. 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. $\Delta\alpha = 12...18^\circ$. Приймаємо $\Delta\alpha = 15^\circ$.

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

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

$$\alpha_{3л} = 30,46 + 0 = 30,46^\circ$$

									Арк.
									40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.				

$$\alpha_{4,l} = 30,46 + 15 = 45,46^\circ$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 45,46}{1,05}\right) = 36,72^\circ$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

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

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

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

Приймаємо $\eta_3 = 0,85$.

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

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

$$C_4 = 214,99 \cdot \frac{0,002 \cdot 0,1 \cdot \sin 30,46}{0,005 \cdot 0,14 \cdot \sin 36,72} \cdot \left(\frac{365,37}{386,44}\right)^{\frac{1}{1,92-1}} = 62,32, \text{ м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

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

де: τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в ЛД; Z_d – число лопаток дифузору.

Звичайно лежить в межах 13...35. Приймаємо $Z_d = 31$; f – дифузорність ЛД;

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

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3,l}},$$

де: δ_3 – товщина лопаті ЛД на вході, м. Лежить в межах 0,5...8,0 мм. Приймаємо

ємо $\delta_3 = 0,003$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,003 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,1 \cdot \sin 30,46} = 0,341$$

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

де τ_4 – коефіцієнт захарщення на виході з ЛД;

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

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

Приймаємо $\delta_4 = 0,001$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,001 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,14 \cdot \sin 45,46} = 0,888$$

$$f = \frac{0,14 \cdot 0,005 \cdot 1,05 \cdot 0,888 \cdot \sin 36,72}{\sin 30,46 \cdot 0,1 \cdot 0,002} = 2,89$$

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

$$\alpha_{\text{CP}} = \frac{45,46 + 30,46}{2} = 37,96^\circ$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,002 \cdot 0,341 \cdot \sin 30,46}{0,1 \cdot 35} \cdot \frac{\sqrt{2,89 - 1}}{0,14 - 1}} \cdot 2 \cdot \sin 37,96 \right) = 5,27^\circ$$

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

Температура потоку повітря на виході з ЛД

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

$$T_4 = 365,37 + \frac{214,99^2 - 62,32^2}{2 \cdot C_p} \cdot 1005 = 386,44 \text{ К;}$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$P_4 = 148277,71 \cdot \left(\frac{386,44}{365,37} \right)^{2,92} = 174675,38 \text{ Па;}$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з лопаткового дифузора за рекомендованим допуском.

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						42
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

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

де: P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_0, \text{ Па,}$$

$$P_K = 1,8 \cdot 100000 = 180000 \text{ Па;}$$

$$\left| \frac{180000 - 174675,38}{180000} \right| = 0,030 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки лопаткового дифузора.

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

$$R_{Л} = \frac{0,14^2 - 0,1^2}{4 \cdot (0,14 \cdot \cos 45,46 - 0,1 \cdot \cos 30,46)} = 0,200 \text{ м,}$$

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток лопаткового дифузора.

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

$$R_{Ц} = \sqrt{0,200^2 + 0,1^2 - 0,200 \cdot 0,11 \cdot \cos 30,46} = 0,159 \text{ м.}$$

Густина повітря за лопатковим дифузором:

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

$$\rho_4 = \frac{174675,38}{287 \cdot 386,44} = 1,575 \text{ кг/м}^3,$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{0,14}{0,085} = 1,647.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у радіальному (меридіональному) перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,005}{0,002} = 2,5.$$

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						43
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

4.7 Розрахунок повітрозбірної завитки

Повітрозбірна завитка застосовується для збирання повітря, яке виходить із кільцевої щілини попередньої дялянки. Незалежно від форми зовнішнього контуру завитки або закону зміни перетину камери від кута θ , витрата повітря через щілину дифузора в секторі з довільним кутом θ буде пропорційна значенню цього кута. В кожному перетині завитки забезпечується середня інтегральна швидкість потоку, яка дорівнює швидкості на виході з дифузору. У такому випадку зміна тиску в завитці не відбудеться і вона працюватиме як звичайний повітрозбірник. Метою даного розділу є отримання конструктивних параметрів завитки 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 $A = 0,5 \dots 0,99$. Приймаємо $A = 0,98$.

$$C_5 = 62,32 \cdot 0,98 = 61,08 \text{ м/с.}$$

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

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

$$\left| \frac{61,08 - 62,32}{62,32} = 0,02 \right| \leq 0,03$$

Умова виконується, тому наша завитка працює просто як повітрозбірник.

ККД завитки:

$$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2},$$

де: ξ_5 – коефіцієнт втрат. Для завитки колової форми $\xi_5 = 0,2 \dots 0,25$. Приймаємо $\xi_5 = 0,2$.

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		44

$$\eta_s = 1 - \frac{0,20 \cdot 61,08^2}{61,08^2 - 62,23^2} = 0$$

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

$$P_5 = P_4 e^{-\zeta_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{Па},$$

$$P_5 = 174675,38 e^{-0,2 \frac{62,32^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 386,44}} = 174064,68 \text{ Па}.$$

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

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

$$\left| \frac{180000 - 174064,68}{180000} = 0,033 \right| \leq 0,05$$

Умова виконується.

Температура потоку повітря в завитці на виході залишатиметься майже такою ж як і на вході у випадку постійної швидкості руху повітря:

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

$$T_5 = 386,44 + \frac{62,32^2 - 61,08^2}{2 \cdot 1005} = 386,51 \text{ К}.$$

Спроектована завитка має сталу швидкість потоку повітря, тому температура потоку на виході залишатиметься майже такою ж як і на вході, а падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя

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.

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
						45
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$$
$$\eta_{AD} = \frac{318 \cdot \left[\left(\frac{174064,68}{100000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{386,51 - 318} = 0,844$$

Середні значення адіабатного ККД сучасного турбокомпресора, такого ж типорозміру як і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,72 до 0,76.

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}, \text{кВт},$$
$$N_K = \frac{0,12 \cdot 56492,5}{0,72 \cdot 0,970 \cdot 1000} = 9,12 \text{ кВт}.$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень Π_K на сучасних турбокомпресорах знаходяться в межах від 10 до 100 кВт.

Частота обертів ротора турбокомпресора визначається за формулою:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}, \text{об/хв},$$

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

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 284,08}{3,14 \cdot 0,085} = 63831 \text{ об/хв}.$$

На підставі вищезазначеного робимо висновок, що спроектована ступень компресора цілком відповідає сучасним зразкам турбокомпресорів і має досить непогані параметри адіабатного ККД та потужності на привод компресора.

4.9 Опис спроектованого компресора

Спроекований турбокомпресор маркується як ТКР-8.5 і в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та степеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

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

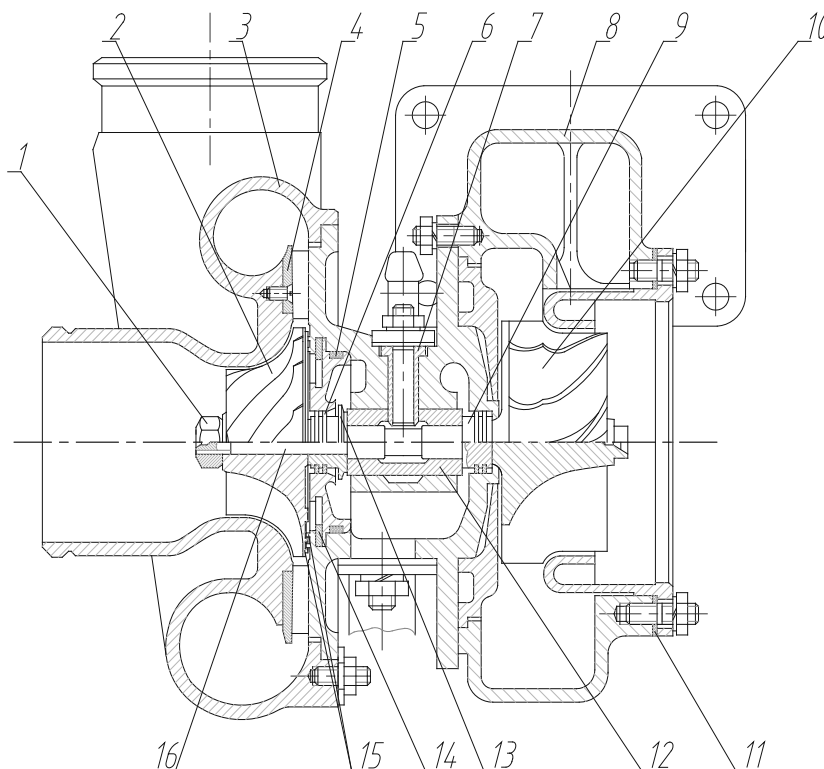


Рис. 4.2. Турбокомпресор ТКР 8,5

- 1 – спеціальна гайка; 2 – колесо компресора; 3 – равлик; 4 – дифузор;
5 – середній корпус; 6 – ущільнювальне кільце; 7 – фіксатор;
8 – корпус турбіни; 9 – вал ротора; 10 – колесо турбіни; 11 – прокладка;
12 – підшипник; 13 – масловідбивач; 14 – стопорне кільце;
15 – лабіринтне ущільнення; 16 – втулка

З одного боку до середнього корпусу 5 (рис. 4.2), відлитому з алюмінієвого сплаву, прикріплений корпус 8 турбіни, на якому є фланець для приєднання до випускного колектора, а з другої – корпус 7 компресора.

Корпус турбіни відлитий з чавуну, і в ньому виконаний канал відводу газів (равлик). В корпусі компресора є центральний вхідний патрубок і спіральний ка-

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.

Арк.

47

нал, а також встановлений і закріплений двома гвинтами алюмінієвий дифузор 4, створюючий з каналом равлика проточну частину компресора на виході з робочого колеса.

В середньому корпусі встановлений вал 9 турбіни з підшипником 12 і газомасляним ущільненням.

Підшипник ковзання знаходиться між колесами турбокомпресора, має велику опорну поверхню і упорну з боку колеса турбіни. Мастило на змащення підшипників подається від головної магістралі дизеля. Підшипник виконаний з бронзи і встановлений в центральній бобищі із зазором 0,06...0,10 мм, від осевого переміщення утримується фіксатором 7 в якому є канал для підведення мастила. Велика частота обертання валу турбіни (720000 хв^{-1}) вимагає високої точності балансування, яке в поєднанні з пружною підвіскою підшипника 12 в бобищі середнього корпусу дозволяє забезпечити надійну роботу турбокомпресора. Як пружну підвіску використовують масло, що знаходиться в зазорі. Колесо 10 турбіни відлило з жароміцного нікелевого сплаву і приварене до валу турбіни. Колесо 2 компресора закріплено на валу 9 турбіни спеціальною гайкою 1. В турбокомпресорі передбачені контактні газомасляні ущільнення з пружинними кільцями ущільнювачів 6. Зі сторони турбіни ці кільця встановлені в канавках втулок, напресованих на вал ротора. При роботі турбокомпресора для запобігання потрапляння повітря високого тиску в зазор з тильної сторони робочого колеса компресора на ньому мають лабіринтові ущільнення у виді проточок. Для зменшення шуму випуску на відповідному патрубку турбокомпресора встановлений глушник.

4.10 Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування турбокомпресора ТКР-8.5 для двигуна типу VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,55). На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора з відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

Спроектований відцентровий компресор має степiнь підвищення тиску $P_k = 1,8$ при ККД $\eta_{AD} = 0,84$ (що допускається для таких компресорів) і розході повітря $0,12$ кг/с. Температура повітря на виході з компресора при $T_0 = 313$ К (40 °С) становить $T_k = 392$ К (135 °С). Потужність приводу на розрахунковому режимі становить майже $9,12$ кВт, частота обертання ротору 63831 хв⁻¹.

Конструктивне рішення додати лопатковий дифузор дозволяє збільшити ККД компресора і покращити його роботу, оскільки частинки повітря матимуть меншу траєкторію руху.

					КРБ.142.5221з.04.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

Розділ 5

Розробка та розрахунок основних схем систем двигуна

5.1 Паливна система

Паливна система складається з паливного бака, паливного насоса високого тиску (ПНВТ), паливного фільтра з сепаратором, подавальних і зворотних паливних трубок і чотирьох паливних форсунок. ПНВТ приводиться в дію зубчастим ременем. Паливний насос під високим тиском через трубопроводи подає паливо до форсунок, які встановлені в голівці блоку циліндрів близько камер згоряння. Форсунки вприскують паливо в вихрові камери, в яких і відбувається займання палива. На VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) встановлена система безпосереднього уприскування палива, яка управляється БЕК електронної системи управління двигуном, залежно від показань різних датчиків. Установка моментів уприскування здійснюється механічним шляхом - зміною положення ПНВТ на кронштейні. Необхідне випередження і тривалість вприскування контролюється БЕК і змінюються в залежності від частоти обертів колінчастого валу, положення важеля регулятора розходу і температури всмоктуваного повітря, температури палива, атмосферного тиску і величини тиску у впускному колекторі. Вся ця інформація надходить до БЕУ від датчиків, розміщених на двигуні і біля нього.

Класифікація системи

а) За принципом дії.

Паливна система двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) відноситься до систем безпосереднього вприску. Паливо потрапляє в циліндр через форсунку, встановлену в спеціальний отвір в кришці циліндра.

б) За особливостями компонування на двигуні.

В даному двигуні паливний насос навішано і топливopодкачивающий насос навішені на двигун. Привід здійснюється від колінчастого валу.

в) Особливості управління.

Управління паливною системою на двигуні VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		50

здійснюється в основному блоком електронного керування (БЕК). Але встановлення моменту уприскування здійснюється механічним шляхом. На двигуні встановлено безліч датчиків, які передають всю інформацію на блок управління, який і контролює паливну систему двигуна.

Паливний насос високого тиску.

На даному двигуні встановлений ПНВТ розподільного типу з електронним управлінням.

Основним елементом розподільного ПНВТ з торцевим кулачковим приводом плунжера (Bosch VE) є плунжер-розподільник, який здійснює зворотно-поступальний і обертальний рух, забезпечуючи нагнітання і розподіл палива по циліндрах.

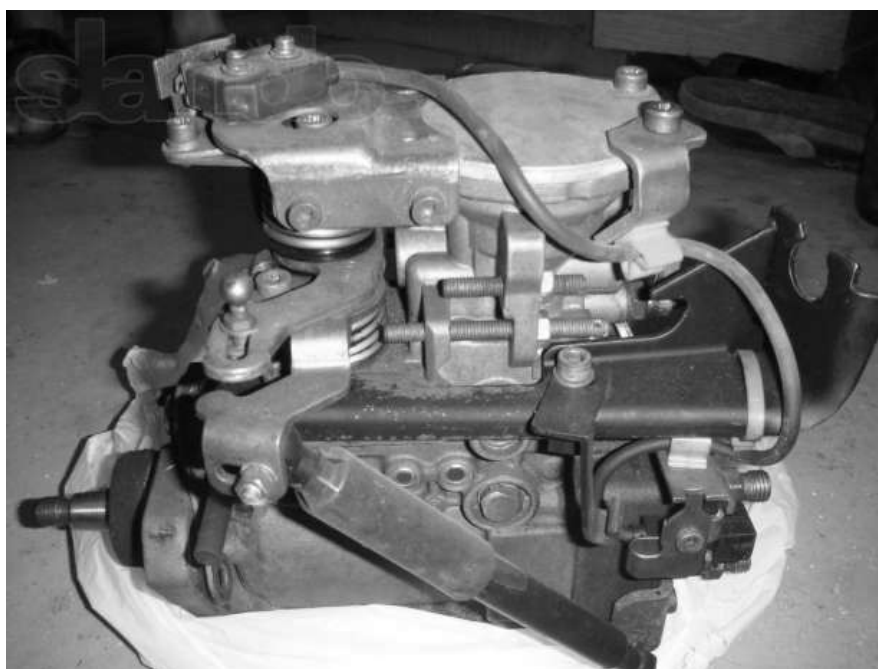


Рис. 5.1. ПНВТ двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Зворотно-поступальний рух плунжера відбувається при обертанні кулачкової шайби, яка оббігає нерухоме кільце по роликах. Шайба натискує на плунжер, за рахунок чого створюється тиск палива. У вихідне положення плунжер повертається за допомогою пружини.

Обертання плунжера виробляється від приводного валу. При цьому відбувається розподіл палива по циліндрах.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.

Арк.

51

Регулювання величини подачі палива здійснюється автоматично за допомогою електронного пристроїв. Механічний регулювальник включає відцентрову муфту з вантажами, яка через систему важелів впливає на дозатор, що змінює величину паливоподачі. Електронним регулювальником є електромагнітний клапан.

Регулювання величини випередження уприскування палива в розподільному насосі виробляється шляхом повороту нерухомого кільця на певний кут.

Форсунки

Форсунка є клапаном, який відкривається при строго певному тиску палива. Розпилювач, що знаходиться на нижньому кінці форсунки, формує факел розпиляного палива необхідної форми. Відсічення палива виробляється голкою під впливом пружини форсунки. Розпилювач і голка є вузлом прецизійної точності і вимагають акуратного звернення при ремонті. Надлишки палива після відсічення прокачуються уздовж голки, змащуючи її, і по зворотному трубопроводу відводяться в бак.



Рис. 5.2. Форсунки двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Справність і правильне регулювання форсунок дуже важливі для нормальної роботи двигуна. Якщо розпилювач форсунки не забезпечує факел необхідної форми, або відбувається погане відсічення, двигун починає працювати з вібрацією, з'являються сильні механічні стуки, підвищується димність.

Для зупинки двигуна є електромагнітний клапан. При запуску двигуна на обмотку клапана подається напруга 12 В. Клапан відкривається і пропускає паливо до насоса і форсунок. При виключенні двигуна поворотом ключа

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

в замку запалення вимикається паливний клапан і перекривається подача палива.

Для полегшення запуску холодного двигуна на ранніх моделях використовується трос збільшення зворотів холостого ходу, який управляється з панелі приладів. На пізніших моделях трос запуску холодного двигуна замінений на автоматичний виконавчий механізм збільшення зворотів холостого ходу, встановлений на паливному насосі.

Паливопідкачуючий насос

На двигуні VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) встановлений паливопідкачуючий насос шестеренного типу. Насос розташовується в паливному баку автомобіля. На рис.3 представлена схема шестеренного насоса.

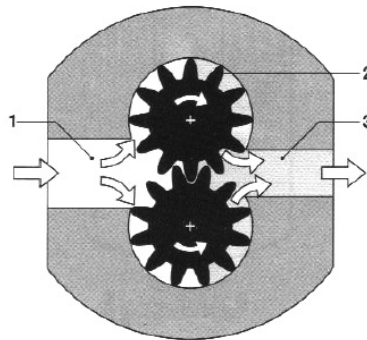


Рис. 5.3. Схема топливопідкачуючого типу шестеренного типу:

1 – сторона всування, 2 – ведуча шестерня, 3 – сторона нагнітання

Паливний фільтр

На представленому двигуні встановлений один фільтр тонкого очищення палива. Установка одного паливного фільтра пояснюється тим, що двигун VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) являється автомобільним і працює на легких паливах і не вимагає фільтру грубого очищення палива.

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.

Арк.

53



Рис. 5.4. Паливний фільтр двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Паливні трубки високого тиску

Паливними трубками високого тиску є сталеві товстостінні трубки малого прохідного перетину, на кінцях яких є з'єднання для кріплення трубки ТНВД і форсунок.

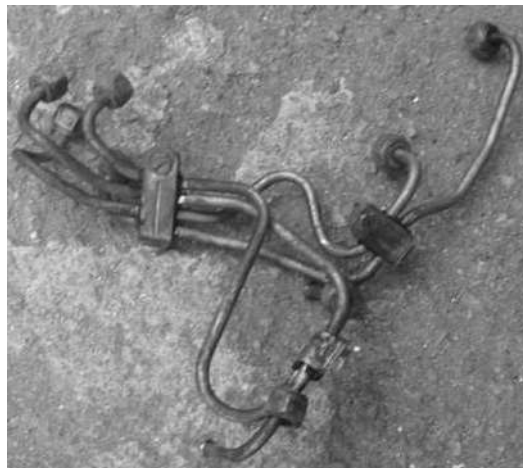


Рис. 5.5. Паливні трубки двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Розрахункова частина

Подача паливопідкачуючого насоса:

$$W_{\text{пнн}} = \kappa \cdot \frac{N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}}{\rho}, \text{ м}^3/\text{год}$$

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.

Арк.

54

де: k – коефіцієнт запасу подачі, $k = 2$; N_e – ефективна потужність, $N_e = 66$ кВт; g_e – питома ефективна витрата палива, $g_e = 230$ г/кВт×год; ρ – густина дизельного палива, $\rho = 850$ кг/м³.

$$W_{\text{пнн}} = 2 \cdot \frac{66 \cdot 230 \cdot 10^{-3}}{850} = 0,355 \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів грубої очистки

$$F_{\phi} = \frac{W_{\text{пнн}}}{3600 \cdot K_{\text{ж}} \cdot S}, \text{ м}^2$$

де: $K_{\text{ж}}$ – коефіцієнт живого перерізу, $K_{\text{ж}} = 0,03$; S – допустима швидкість фільтрації, $S = 0,5$ м/с

$$F_{\phi} = \frac{0,355}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,5} = 0,0065, \text{ м}^2$$

Визначення подачі палива плунжерною парою:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot N_{\text{ец}}}{60 \cdot n \cdot z}, \text{ г/цикл}$$

де: $N_{\text{ец}}$ – циліндрова потужність, $N_{\text{ец}} = 16,5$ кВт; n – частота обертання; $n = 4000$ хв⁻¹; z – коефіцієнт тактності, $z = 0,5$.

$$g_{\text{ц}} = \frac{200 \cdot 16,5}{60 \cdot 4000 \cdot 0,5} = 0,0275, \text{ г/цикл}$$

Найбільша циклова подача

$$g_{\text{ц max}} = \left(\frac{1,25}{1,35} \right) \cdot g_{\text{ц}} = 0,92 \cdot 0,0275 = 0,025 \text{ г/цикл}$$

Найменша циклова подача

$$g_{\text{ц min}} = \left(\frac{0,10}{0,15} \right) \cdot g_{\text{ц}} = 0,66 \cdot 0,0275 = 0,018, \text{ г/цикл.}$$

Циклова об'ємна подача полива

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$V_u = \frac{g_u}{\gamma_n}, \text{ см}^3/\text{ЦИКЛ}$$

де: γ_n - питома вага палива, $\gamma_n = 0,85 \text{ г/см}^3$

$$V_u = \frac{0,0275}{0,85} = 0,032 \text{ см}^3/\text{ЦИКЛ}$$

Визначення діаметра плунжера

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot \eta_v \cdot k}} \cdot g_{u \text{ max}}, \text{ см}$$

де: η_v – коефіцієнт подачі, $\eta_v = 0,7$; $m = h_n/h_r = 2,0$; h_n – повний хід плунжера;
 h_r – геометричний хід плунжера; $K = h_n / d_n$ - конструктивне співвідношення, $K = 1,5$

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 1,5}} \cdot 0,036 = 0,18, \text{ см}$$

Приймаю $d_n = 2 \text{ см}$

Хід плунжера

$$h_r = K \times d_n = 1,5 \times 2 = 3,0 \text{ см}$$

Час впрыскування

$$\tau = \frac{\varphi_d}{G \times n}, \text{ сек}$$

де: φ_d – дійсна тривалість подачі палива в циліндр, $\varphi_d = 25^\circ$

$$\tau = 0,002, \text{ с}$$

Сумарна площа перетину

$$f_c = \frac{V_c}{v_n \cdot \tau \cdot 10^2}, \text{ см}^2$$

де: V_n – середня швидкість впорскування палива, $V_n = 300 \text{ м/с}$

$$f_c = \frac{0,032}{300 \cdot 0,002 \cdot 10^2} = 0,0005 \text{ см}^2$$

Діаметр одного соплового отвору

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

$$d_c = 11.3 \cdot \sqrt{\frac{f_c}{i_c}}, \text{ мм}$$

де: i_c - кількість соплових отворів, $i_c = 1$

$$d_c = 11.3 \cdot \sqrt{\frac{0,0005}{1}} = 0,25 \text{ мм}$$

Був проведений опис та розрахунок паливної системи двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95). У розрахунковій частині були знайдені такі параметри: подача паливопідкачуючого насоса, площа поверхні фільтруючих елементів грубої очистки, площа теплопередаючої поверхні, вагома подача палива плунжерної пари, найбільшу циклову подачу, найменшу циклову подачу, об'ємну циклову подачу, діаметр плунжера, хід плунжера, час впорскування, діаметр одного соплового отвору. Також побудована схема паливної системи за допомогою програми AutoCAD.

5.2 Масляна система

Система змащення призначена для зниження тертя між спряженими деталями двигуна. Крім виконання основної функції система змащення забезпечує охолодження деталей двигуна, видалення продуктів нагару і зносу, захист деталей двигуна від корозії.

Система мастила двигуна включає піддон картера двигуна з маслозбірником, масляний насос, масляний фільтр, масляний радіатор, які з'єднані між собою магістралями і каналами.

Піддон картера двигуна призначений для зберігання масла. Рівень масла в піддоні контролюється за допомогою щупа, а також за допомогою датчика рівня і температури мастила.

Масляний насос призначений для закачування масла в систему. Масляний насос може приводитися в дію від колінчастого валу двигуна, розподільного валу або додаткового приводного валу. Найбільше застосування на двигунах знайшли масляні насоси шестеренного типу.

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		57

Масляний фільтр служить для очищення масла від продуктів зносу і нагару. Очищення олії відбувається з допомогою фільтруючого елемента, який змінюється разом із заміною масла.

Для охолодження моторного масла використовується масляний радіатор. Охолодження масла в радіаторі здійснюється потоком рідини з системи охолодження.

Тиск масла в системі контролюється спеціальним датчиком, встановленим в масляній магістралі. Електричний сигнал від датчика надходить до контрольної лампи на приладовій панелі. На автомобілях також може встановлюватися показчик тиску масла.

Датчик тиску масла може бути включений в систему управління двигуном, яка при небезпечному зниженні тиску масла відключає двигун.

Класифікація системи

а) по способу подачі:

– *Примусова* – масло до споживача нагнітається шестеренним насосом;

б) по особливостям змазки поверхні:

– *комбінована система змазки* –и частина деталей змащується під тиском, а інша частина - розбризкуванням або самопливом.

Мастило двигуна здійснюється циклічно. При роботі двигуна масляний насос закачує масло в систему. Під тиском масло подається в масляний фільтр, де очищається від механічних домішок. Потім по каналах масло надходить до корінних і шатунних шийок (підшипників) колінчастого валу, опори розподільного валу, верхній опорі шатуна для змащення поршневого пальця.

На робочу поверхню циліндра масло подається через отвори в нижній опорі шатуна.

Інші частини двигуна змащуються розбризкуванням. Масло, яке витікає через зазори в з'єднаннях, розбризкується рухомими частинами кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів. При цьому утворюється масляний туман, який осідає на інші деталі двигуна і змащує їх.

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		58

Під дією сил тяжіння масло стікає в піддон і цикл мастила повторюється;

в) сорт масла:

– одномаляна система – для задоволення усіх видів споживачів використовується один сорт масла;

г) спосіб збору масла:

– система змазки з мокрим картером – під дією сил тяжіння масло стікає в піддон і цикл мастила повторюється.

Масляний насос

Масляний насос призначений для створення тиску в системі змащення, і тим самим забезпечити змащування рухомих частин двигуна внутрішнього згоряння. В системі мастила з сухим картером масляний насос додатково виконує функцію перекачування масла з картера двигуна в масляний бак. В масляній системі двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) встановлено насос шестеренного типу (рис.1).

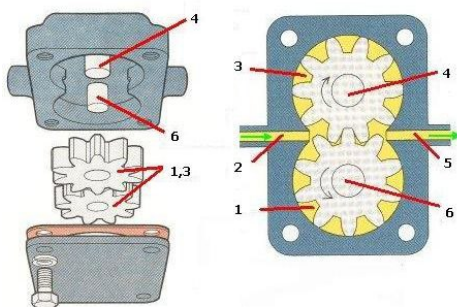


Рис. 5.6. Насос шестеренного типу

1 – ведома шестерня; 2 – всмоктуючий канал; 3 – ведуча шестерня; 4 – привідний вал; 5 – нагнітаючий канал; 6 – ось ведучої шестерні

Масляний насос шестеренного типу являє собою дві шестерні - ведучу і ведену, розміщені в корпусі. Масло надходить у насос через всмоктувальний канал, захоплюється шестернями і нагнітається в систему через нагнітальний канал. Продуктивність шестеренного насоса пропорційна частоті обертання колінчастого валу. При перевищенні тиску нагнітається масла певної вели-

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

чини спрацьовує редукційний клапан і перепускає частину масла у усмоктувальну порожнину або безпосередньо в картер двигуна.

Масляний фільтр

Призначення масляного фільтра очищення масла від руйнівних часток, що виникають у процесі як зносу деталей, що рухаються, так і згоряння палива.

До тих пір, поки масляним фільтром не буде забезпечена відповідна ступінь очищення мастильного масла від руйнівних частинок, в маслі буде утворюватися абразивна паста, яка є причиною передчасного зносу двигуна. Це призводить до значних витрат на ремонт двигуна.

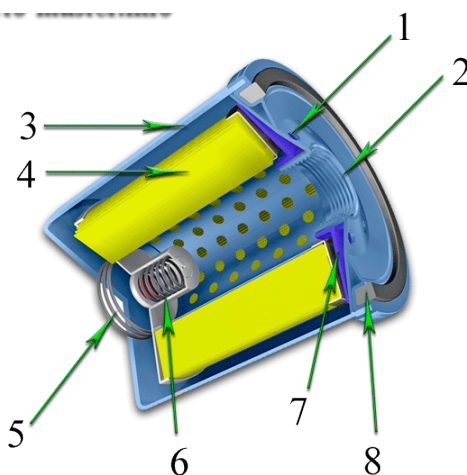


Рис. 5.7. Масляний фільтр

1 – вхідні отвори для масла; 2 – вихідні отвори; 3 – корпус масляного фільтра; 4 – фільтруючий елемент; 5 – пружина; 6 – перепускний клапан; 7 – зворотний клапан; 8 – ущільнювальне кільце

Масляні трубопроводи

Маслопроводами (олійними шлангами) - труби(шланги) з сполуками (рис. 5.8) і виконані в корпусі двигуна отвори і канали для підводу масла.

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата



Рис. 5.8. Масляний шланг

Розрахункова частина

Розрахунок основного запасу масла:

$$G_{\text{цм}}^{\text{ГД}} = K_{\text{м}} \left[(g_{\text{м}}^{\text{ГД}} N_e^{\text{ГД}} \tau_x + G_{\text{сц}}^{\text{ГД}} (K_{\text{ГД}} + 1)) \right] \cdot 10^{-3} \text{ Т}$$

де, $g_{\text{м}}^{\text{ГД}} = 0,2$ кг/(кВт·год) – питома витрата масла двигуном; $N_e^{\text{ГД}} = 66$ кВт – потужність двигуна; $G_{\text{сц}}^{\text{ГД}} = 2$ кг – кількість масла; $K_{\text{ГД}} = \tau_x / \tau_{\text{м}} = 1$ – кількість змін масла до першого ТО (250 год.);

$$\tau_x = \frac{L}{V} = \frac{400}{90} = 4,4 \text{ – час ходового режиму, год.};$$

де: $L = 400$ – дальність пробігу, км; $V = 90$ – швидкість, км/г. $\tau_{\text{м}} \geq 10000$ год – строк служби масла по ТО.

$K_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу. Приймаємо $K_{\text{м}} = 1,2$.

$$G_{\text{цм}}^{\text{ГД}} = 1,2 \left[(0,2 \cdot 66 \cdot 4,4 + 2 \cdot (1 + 1)) \right] \cdot 10^{-3} = 0,074 \text{ кг.}$$

Ємність основного запасу:

$$V_{\text{м}} = G_{\text{цм}}^{\text{ГД}} K_1 K_2 / \rho_{\text{м}} \text{ м}^3,$$

де, $\rho_{\text{м}} = 870$ кг/м³ – щільність масла; $K_1 = 1,02 \dots 1,05$ – коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції. Приймаємо $K_1 = 1,05$; $K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни. Приймаємо $K_2 = 1,05$.

$$V_{\text{м}} = 0,074 \cdot 1,05 \cdot 1,05 / 870 = 0,058 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.

Арк.

61

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна маслом , Дж/с,

$$Q_m = \frac{0,02 \cdot Q_n \cdot g_e \cdot N_e}{3600}$$

де Q_n – нижча теплота згоряння палива; $Q_n = 43000$ кДж/кг; g_e – питома витрата палива, $g_e = 0,230$ кг/(кВт·год.); N_e – ефективна потужність двигуна $N_e = 66$ кВт

$$Q_m = \frac{0,02 \cdot 43000 \cdot 0,230 \cdot 66}{3600} = 3,62 \text{ кДж/с}$$

Циркуляційний витрата масла, м³/с.

$$W_u = \frac{Q_m}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m}$$

де c_m – теплоємність масла, $c_m = 1,9$ кДж/(кг·град); ρ_m – щільність при середній температурі масла, $\rho_m = 900$ кг/м³; Δt_m – різниця температур масла на виході і вході, приймаємо $\Delta t_m = 10$ °С.

$$W_u = \frac{3,62}{1,9 \cdot 900 \cdot 10} = 0,00021 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Циркуляційний витрата масла з урахуванням стабілізації тиску масла.

$$W'_u = W_u \cdot 2 = 0,00021 \cdot 2 = 0,00042 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність витрачається на привід масляного насоса, кВт,

$$N_{mn} = \frac{W'_u \cdot P}{\eta_{mn} \cdot 10^{-3}}$$

де P – тиску масла в системі, $P = 0,2$ МПа; η_{mn} – механічний ККД для шестеренного насоса $0,85 \dots 0,9$, приймаємо: $\eta_{mn} = 0,87$.

$$N_{mn} = \frac{0,00042 \cdot 0,2}{0,87 \cdot 10^{-3}} = 0,15 \text{ кВт.}$$

Площа фільтруючої поверхні тонкої очистки, м²

$$F_{\text{фто}} = \frac{W'_u}{V_m \cdot k_c}$$

де V_m – швидкість масла у фільтрі, приймаємо $V_m = 0,05$ м/с; k_c – коефіцієнт характеризує пропускну можливість фільтра $k_c = 0,3$

$$F_{\text{фто}} = \frac{0,00042}{0,05 \cdot 0,3} = 0,028 \text{ м}^2$$

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

Було виконано опис і розрахунок масляної системи двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95). В ході виконання роботи були розглянуті такі елементи, як: призначення та основні функції системи і її елементів, опис масляної системи, класифікація системи, складові системи та розрахункова частина лабораторної роботи. Крім того, за допомогою програми AutoCAD, виконане креслення масляної системи розглянутого двигуна.

5.3 Система охолодження

Система охолодження призначена для охолодження деталей двигуна, що нагріваються в результаті його роботи. На сучасних автомобілях система охолодження, крім основної функції, виконує ряд інших функцій, в тому числі:

- нагрів повітря в системі опалення, вентиляції і кондиціонування;
- охолодження масла в системі змащення;
- охолодження відпрацьованих газів у системі рециркуляції відпрацьованих газів;
- охолодження повітря в системі турбонаддуву.

На автомобілях найбільше поширення отримали система рідинного охолодження. Дана система забезпечує рівномірне і ефективне охолодження, а також має менший рівень шуму. Тому, пристрій і принцип дії системи охолодження розглянуті на прикладі системи рідинного охолодження. Конструкція системи охолодження бензинового і дизельного двигунів подібні.

Класифікація системи

а) По кількості водяних контурів

- двоконтурна система охолодження – для охолодження двигуна використовується 2 контури.

б) По температурному рівню охолоджуючої води.

- система з помірним рівнем температури.

в) По напрямленню руху охолоджуючої води в двигуні

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		63

- термосифонна система охолодження.

Система охолодження двигуна включає безліч елементів, серед яких охолоджуючої рідини радіатор масляний радіатор, теплообмінник опалення, вентилятор радіатора, відцентровий насос, а також розширювальний бачок і термостат. В схему системи охолодження включена «сорочка охолодження двигуна. Для регулювання роботи системи використовуються елементи управління.

Насос

Циркуляція охолоджуючої рідини в системі забезпечується відцентровим насосом. Схема відцентрового насоса представлена на рис .5.9.

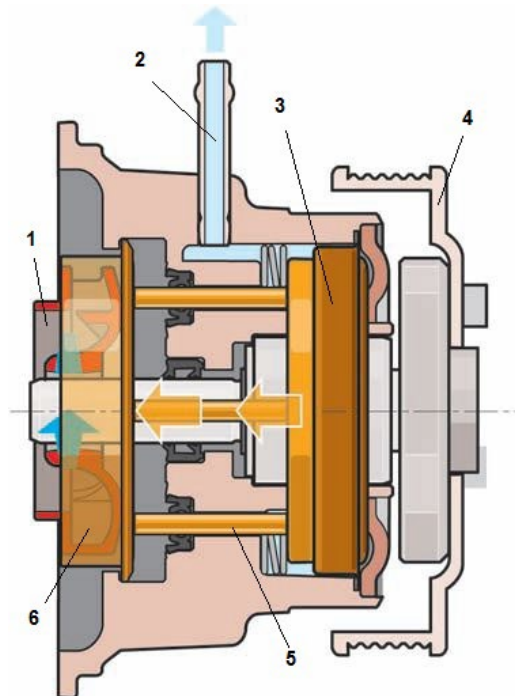


Рис. 5.9. Відцентровий насос

1 – робоче колесо; 2 – вакуумна магістраль; 3 – мембрана; 4 – шків;
5 – важільний механізм; 6 – діафрагма

Термостат

Термостат призначений для регулювання кількості охолодної рідини, що проходить через радіатор, чим забезпечується оптимальний температурний режим в системі. Термостат встановлюється в патрубку між радіатором і «сорочкою охолодження двигуна. Схема термостата представлена на рис. 5.10.

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.

Арк.

64

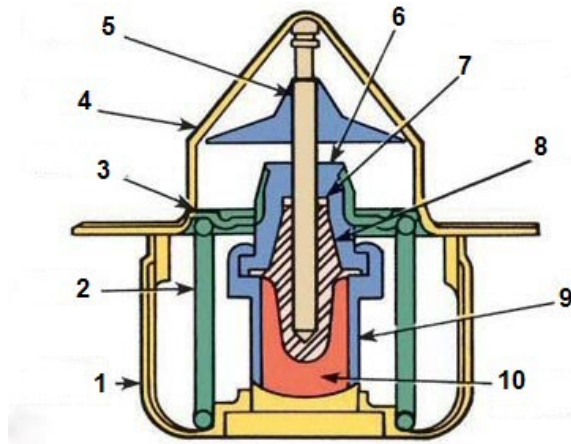


Рис. 5.10. Термостат

1 – нижня рамка; 2 – зворотна пружина; 3 – тарілка клапана; 4 – верхня рамка; 5 – шток; 6 – направляючий механізм; 7 – ущільнююче кільце; 8 – гумова порожнина; 9 – корпус клапана; 10 – термоелемент

Вентилятор радіатора

Вентилятор радіатора служить для поліпшення охолодження охолоджуючої рідини, за рахунок збільшення швидкості і кількості повітря, що проходить через радіатор.

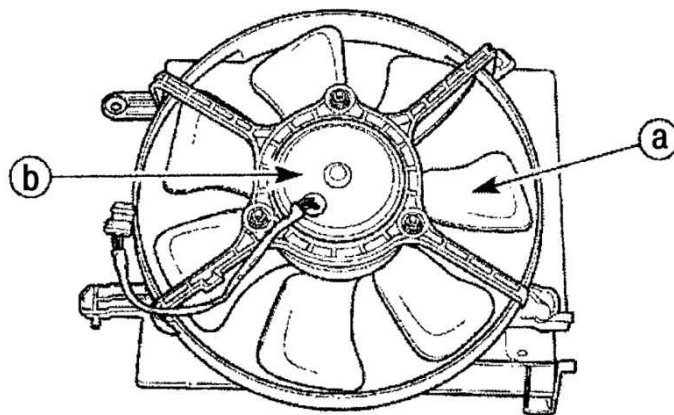


Рис. 5.11. Вентилятор радіатора

Вентилятор встановлюється, як правило, між радіатором і двигуном в спеціальному кожусі.

Розширювальний бачок

Розширювальний бачок системи охолодження (рис. 5.12) призначений для компенсації зміни об'єму рідини, що відбуваються при роботі двигуна.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

Бачок виготовлений з напівпрозорого пропіленової пластичної маси. Для контролю рівня охолоджуючої рідини на стінках його зроблена рельєфний напис «мин» і проведена горизонтальна риска.

Розширювальний бачок знаходиться в моторному відсіку. Він укріплений над лівим переднім колесом хомутом, стягнутим двома болтами з гайками, один із яких зусилля затиску передає через пружину. У нижній частині бачка є штуцер, який з'єднаний гнучкою пластмасовою трубкою з відповідним патрубком наливної горловини радіатора.

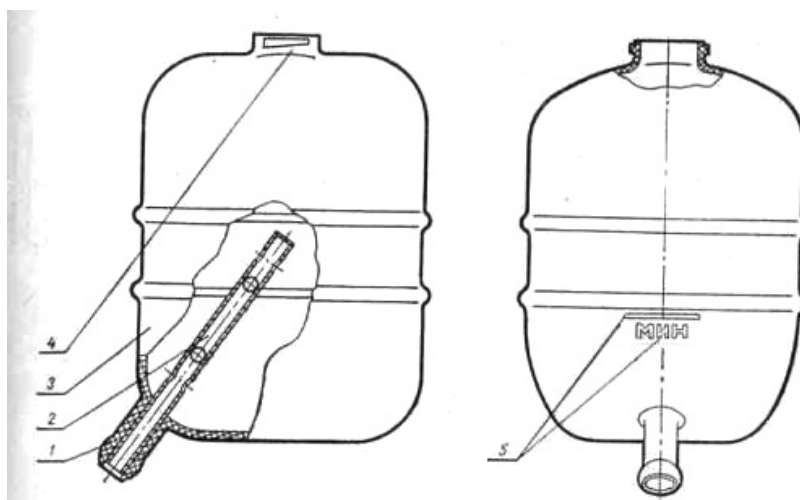


Рис. 5.12. Розширювальний бачок

Розрахункова частина

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна в охолодну рідину, Дж/с,

$$Q_{жс} = a \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \frac{Q_n}{\alpha \cdot Q_n}$$

де a – частка теплоти, що відводиться в охолодну воду від двигуна, $a = 0,45 \dots 0,53$. Приймаємо $a = 0,5$; i – число циліндрів, $i = 4$; m – для чотиритактних двигунів, $0,6 \dots 0,7$; α – коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 1,68$; Q_n – нижча теплотворна здатність палива, з теплового розрахунку, $Q_n = 43000$ кДж/кг.

$$Q_{жс} = 0,5 \cdot 4 \cdot 7,95^{1+0,65} \cdot 4000^{0,65} \frac{43000}{1,68 \cdot 43000} = 4480 \text{ Дж/с.}$$

Циркуляційна витрата води в системі.

$$G_{жс} = \frac{Q_{жс}}{c_{жс} \cdot \Delta t_{жс} \cdot \rho_{жс}}$$

Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата
-----	-------	-------------	--------	------

КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.

Арк.

66

де $c_{ж}$ – теплоємність охолодної рідини, для рідини "Тосол А-40", $c_{ж} = 2083$ Дж/(кг·К); $\Delta t_{ж} = 10^{\circ}$ – перепад температур при охолодженні двигуна, $\rho_{ж}$ – щільність охолодної рідини; $\rho_{ж} = 1080$ кг/м³;

$$G_{жс} = \frac{4550}{2083 \cdot 10 \cdot 1080} = 0.0002 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахункова продуктивність насоса, м³/с,

$$G_{жр} = \frac{G_{жс}}{\eta}$$

де η – коефіцієнт запасу подачі насоса, приймаємо $\eta = 0,8$

$$G_{жр} = \frac{0.0002}{0.8} = 0,00025 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, що споживається водяним насосом, кВт,

$$N_{вн} = \frac{G_{жр} \cdot P_{жс}}{1000 \cdot \eta_{м}}$$

де $\eta_{м}$ – механічний КПД насоса 0,7...0,9, приймаємо $\eta_{м} = 0,8$; $P_{жс}$ – напір створюваний насосом, приймаємо $P_{жс} = 100000$ Н/м².

$$N_{вн} = \frac{0.00025 \cdot 100000}{1000 \cdot 0.8} = 0,031 \text{ кВт}$$

Площа поверхні радіатора, м²,

$$F = \frac{Q_{жс}}{k \cdot (t_{ср.жс} - t_{ср.пов})}$$

де k – коефіцієнт теплопередачі радіатора, у наслідок труднощів аналітичного розрахунку в першому наближенні приймаємо по досвідченим даним 140...180 Вт/ м²град, приймаємо $k = 180$ Вт/ м²град; $t_{ср.жс}$ – середня температура води в радіаторі, °С;

$t_{ср.воз}$ - середня температура повітря минаючого через радіатор, °С;

$$t_{ср.жс} = \frac{t_{вх} + (t_{вх} - \Delta t_{жс})}{2}$$

де $t_{вх}$ - температура рідини на вході в двигун, приймаємо $t_{вх} = 90$ °С;

$\Delta t_{жс}$ - температурний перепад рідини в радіаторі, при примусовій циркуляції $\Delta t_{жс} = 6-12$ °С, приймаємо $\Delta t_{жс} = 10$ °С.

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
						67
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

$$t_{\text{ср.пов}} = \frac{t_{\text{пов.вх}} + (t_{\text{пов.вх}} - \Delta t_{\text{нов}})}{2},$$

де $t_{\text{пов.вх}}$ – температура повітря перед радіатором, приймаємо $t_{\text{пов.вх}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{пов}}$ – температурний перепад повітря в радіаторі, приймаємо $\Delta t_{\text{пов}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{ср.ж}} = \frac{90 + (90 - 10)}{2} = 85^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ср.в}} = \frac{35 + (35 - 25)}{2} = 22,5^\circ\text{C}$$

$$F = \frac{4550}{180(85 - 22,5)} = 0,4 \text{ м}^2$$

Кількість повітря минаючого через радіатор, кг/з,

$$G_{\text{нов}} = \frac{Q_{\text{ж}}}{c_{\text{нов}} \cdot \Delta t_{\text{нов}}}$$

де $c_{\text{пов}}$ – середня теплоємність повітря, приймаємо $c_{\text{пов}} = 1000 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$.

$$G_{\text{нов}} = \frac{4550}{1000 \cdot 25} = 0,682 \text{ кг/с}$$

Продуктивність вентилятора $G'_{\text{пов}}$, м³/з,

$$G'_{\text{нов}} = \frac{G_{\text{нов}}}{\rho_{\text{нов}}}$$

де $\rho_{\text{пов}}$ – щільність повітря,

$$\rho_{\text{нов}} = \frac{\rho_0 \cdot 10^5}{R \cdot (t_{\text{ср.пов}} + 273)}$$

де ρ_0 – щільність повітря при стандартних умовах, $\rho_{\text{про}} = 1 \text{ кг/м}^3$; R – газова постійна, для повітря, $R = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{град)}$.

$$\rho_{\text{нов}} = \frac{10^5}{287(22,5 + 273)} = 1,181 \text{ кг/м}^3$$

$$G'_{\text{нов}} = \frac{0,68}{1,18} = 0,58 \text{ м}^3/\text{с}$$

Фронтальна поверхня радіатора за умови, що вона цілком охоплюється лопатками вентилятора, м²

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		68

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G'_{\text{нов}}}{\omega_{\text{нов}}}$$

де $\omega_{\text{возд}}$ – швидкість повітря перед фронтом радіатора, без обліку швидкості руху автомобіля, $\omega_{\text{возд}} = 12$ м/с,

$$F_{\text{фр.под}} = \frac{0.5}{12} = 0,04 \text{ м}^2$$

Діаметр вентилятора, м,

$$D_n = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}}$$

$$D_n = 2 \cdot \sqrt{\frac{0.04}{3.14}} = 0,23 \text{ м}$$

Потужність, затрачувана на привод вентилятора, кВт,

$$N_{\text{вент}} = \frac{G'_{\text{нов}} \cdot \Delta P_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\epsilon}}$$

де η_{ϵ} – КПД осьового вентилятора 0,55-0,65, приймаємо $\eta_{\epsilon} = 0,62$; $\Delta P_{\text{тр}}$ – аеродинамічний опір повітряного тракту, 600...1000 Н/м², приймаємо $\Delta P_{\text{тр}} = 640$ Н/м²;

$$N_{\text{вент}} = \frac{0.58 \cdot 640}{1000 \cdot 0.62} = 0,6 \text{ кВт}$$

Потужність, споживана вентилятором складає 0,8 % від потужності двигуна.

Було проведено опис та розрахунок системи охолодження двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95). Під час виконання лабораторної роботи було виконано огляд основних складових системі охолодження та розрахунок основних параметрів, які характеризують систему. За допомогою програми AutoCAD спроектована схема системи охолодження двигуна типу VW 1.9TDI.

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
						69
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

5.4 Система повітропостачання та газовідводу

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива, в певній кількості та з заданими параметрами. Система повітропостачання у загальному випадку складається з таких елементів: компресорів, теплообмінників, колектора, повітропроводів.

Призначення компресорів є підвищення щільності повітря за рахунок стиснення та його переміщення. В теплообмінниках щільність стисненого повітря змінюється за рахунок зміни його температури. Колектор служить для забезпечення рівномірної подачі повітря в усі циліндри двигуна. Повітропроводи призначені для транспортування повітря.

Система газовідводу покликана забезпечити найбільш раціональний відведення відпрацьованих газів в циліндрі.

Під раціональним відведенням розуміється така організація газовідводу, яка сприяє максимальному використанню енергії робочого тіла в циліндрі двигуна, так і поза його межами, а також якісної очищення і наповнення циліндрів. Крім того, необхідно забезпечити мінімальне по шкідливості вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів. Система газовідводу складається з таких підсистем: випускних колекторів, утилізаційних газових турбін, утилізаційних котлів (у разі якщо двигун великий і встановлений на судно), глушників шуму, газоводу (трубопроводів).

Випускні колектори призначені для відведення з циліндрів двигуна відпрацьованих газів з максимально можливим збереженням їх енергії. При цьому вони повинні сприяти очищення циліндра від залишкових газів. Призначення утилізаційних газових турбін є перетворення в крутний момент механічної енергії відпрацьованих газів в циліндрі. Глушники шуму призначені для зниження шкідливого звукового впливу відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Газовід служать для транспортування відпрацьованих газів.

Класифікація систем:

Класифікація системи повітропостачання:

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		70

- По числу ступенів стиснення повітря - одноступінчата система;
- За кількістю компресорів - однокомпресорна система;
- За кількістю теплообмінників та їх призначення у системі один теплообмінник охолоджувального типу;
- За способом зміни параметрів повітря, що надходить у циліндр - регульована із зміною тиску повітря.

Класифікація системи газовідводу:

- По глибині утилізації теплоти - система з помірною утилізацією;
- За наявності глушника шуму - з глушником шуму випуску.

Складові системи:

Двигун оснащений турбокомпресором, який використовує енергію відпрацьованих газів для надуву повітря в циліндри двигуна. Турбокомпресор складається з відцентрового компресора і радіальної доцентрової турбіни. На двигуні VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) встановлений відцентрований турбокомпресор ТКР 8.5 який детально розглянутий в попередньому розділі кваліфікаційної роботи.

Також в системі встановлений повітроочисник, який призначений для очистки повітря, яке потрапляє до двигуна із навколишнього середовища.

Схему повітроочисника представлено на рис. 5.13.

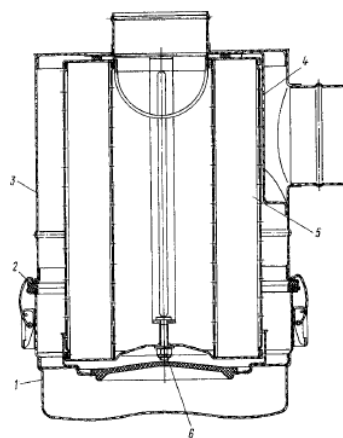


Рис. 5.13. Повітроочисник

- 1 – кришка; 2 – прокладка кришки; 3 – корпус; 4 – пилевідбійник; 5 – фільтруючий елемент; 6 – гайка фільтруючого елементу

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.

Арк.

71

Глушник

Глушник є важливим конструктивним елементом випускної системи, без якого експлуатація сучасного автомобіля просто неможлива. Автомобільний глушник виконує наступні основні функції:

- зниження рівня шуму відпрацьованих газів;
- перетворення енергії відпрацьованих газів, зниження їх швидкості, температури, пульсації.

Відпрацьовані гази, що виконуються циліндри двигуна, мають високий тиск. При русі відпрацьованих газів у випускній системі створюються звукові хвилі, що поширюються швидше газів. Глушник перетворює енергію звукових коливань в теплову енергію, чим досягається зниження рівня шуму до певного (заданого) значення. Разом з тим із застосуванням глушника у випускній системі створюється протитиск, яке призводить до деякого зниження потужності двигуна.



Рис. 5.14. Глушник шуму

Випускний колектор

Як утилізатора теплоти на двигуні виступає турбіна турбокомпресора, яка не утилізує випускні гази, а перетворює енергію газів у кінетичну енергію обертання ротора турбокомпресора, яка потім компресорної ступені перетворюється в роботу стиснення повітря.

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

Система турбонаддуву і охолодження наддувного повітря двигуна повинна бути герметична. Негерметичність системи призводить до збільшення теплонапруженості деталей, зниження потужності і ресурсу двигуна.

Крім того, негерметичність впускного тракту призводить до "пилового" зношування циліндро-поршневої групи і передчасному виходу двигуна з ладу.



Рис. 5.15. Випускний колектор

Розрахункова частина

Продуктивність компресора

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

де $D = 0,0795$ м – діаметр циліндра; $S = 0,095$ м – хід поршня; $R = 287$ Дж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря; $i = 4$ – кількість циліндрів; $\chi = 2$ – коефіцієнт тактності; $n = 4000$ об/хв. – частота обертання; $\varphi_a = 1,05$ – коефіцієнт продувки; $\psi = 0$ – доля ходу поршня затраченого на газообмін; $P_s = 0,193 \cdot P_{0\Pi_k}$ МПа – тиск повітря у ресивері;

$T_s = T_k - \eta_{ox} (T_k - T_{w1})$ К – температура повітря у ресивері;

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

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата
-----	-------	-------------	--------	------

КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.

Арк.

73

$$G = 3,14 \cdot \frac{0,0795^2}{4} \cdot 0,095 \cdot \frac{233731}{287 \cdot 321,894} \cdot 0,771 \cdot 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{4000}{60} \cdot 1,05$$

$$= 0,106 \text{ кг/с}$$

Розрахунок газовідвідної труби:

$$d_r = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{g_e N_e (\alpha_\Sigma L'_0 + 1) T_r}{p_r v_r}} \text{ м,}$$

де $g_e = 0,230 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива; $N_e = 66 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна; $\alpha_\Sigma = 2,3 \dots 2,7$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря. Приймаємо: $\alpha_\Sigma = 2,3$; $L'_0 = 14,3 \text{ кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива середнього складу; $T_r = 800 \text{ К}$ – температура відпрацьованих газів; $p_r = 0,103 \dots 0,107 \text{ МПа}$ – тиск у газоході при допустимій швидкості в газі $v_r = 40 \dots 50 \text{ м/с}$. Приймаємо: $p_r = 0,107 \text{ МПа}$, $v_r = 50 \text{ м/с}$.

$$d_r = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,230 \cdot 66 \cdot (2,3 \cdot 14,3 + 1) \cdot 800}{0,107 \cdot 50}} = 0,11$$

Розрахунок ізоляції:

$$d_{u3} = x d_n, \text{ м,}$$

де d_n – зовнішній діаметр газоходу, мм;

x знаходимо із рівняння:

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

де $\lambda_{u3} \approx 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ кДж/(м}\cdot\text{год}\cdot\text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності $t_{cep} \approx 573 \text{ К}$; $\alpha_2 \approx 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ кДж/(м}^2\cdot\text{год}\cdot\text{К)}$ – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до зовнішнього повітря; $t_{u3} = 333 \text{ К}$ – температура на поверхні ізоляції; $t_b = 313 \text{ К}$ – температура повітря; $t_n \approx 573 \text{ К}$ – температура потоку газу.

$$y = x \ln x = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 573 - 333}{3,6 \cdot 10^{-3} \cdot 170 \cdot 333 - 313} = 0,02.$$

Отримаємо:

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		74

$$x = 1,02 ,$$

$$d_{uz} = 1,02 \cdot 0,17 = 0,171\text{м}$$

Було проведено опис та розрахунок систем повітропостачання та газовідводу двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95). Під час виконання лабораторної роботи було виконано огляд основних складових систем та розрахунок основних їх параметрів, які характеризують систему. За допомогою програми AutoCAD спроектована схема систем повітропостачання та газовідводу двигуна типу VW 1.9TDI.

					КРБ.142.5221з.04.05.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		75

Розділ 6

Організація охорони праці

6.1 Визначення поняття охорони праці та особливості державної політики і контролю в цій галузі

Охорона праці представляє собою систему заходів і положень, що охоплюють правові, соціально-економічні, організаційно-технічні та санітарно-гігієнічні аспекти, спрямованих на збереження здоров'я та працездатності працівника під час його трудової діяльності.

Метою охорони праці є мінімізація ризику травматизму або захворювання працівників та забезпечення комфортних умов при максимальній продуктивності праці.

Неоспорюється постійний взаємозв'язок між навколишнім середовищем та людиною. Зміни в навколишньому середовищі можуть призводити до змін в організмі людини. Деякі виробничі процеси все ще включають велику кількість газів, пилу та надлишкового тепла.

Наприклад, на будівельних майданчиках існує великий ризик травматизму, а також фактори, які можуть негативно впливати на здоров'я та працездатність працівників. Виробничі процеси можуть включати шкідливості трьох видів: зумовлені властивостями процесу, обладнання та матеріалів (пил, отрути), негативні метеорологічні умови (температура, теплове випромінювання, тиск, вологість) та інші фактори, такі як шум та професійні захворювання.

До другого виду шкідливостей відносять негативні аспекти, пов'язані з характером трудового процесу та його режимом: перевантаження зору та слуху, тривале статичне положення тіла та інші фактори.

До третього виду відносять шкідливості, які виникають внаслідок порушення санітарних норм: недостатній об'єм робочих приміщень, проблеми з освітленням, вентиляцією, опаленням та інші недоліки.

					КРБ.142.5221з.04.06.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

Питання охорони праці регулюються в різних нормативно-правових актах і документах. У 1992 році був прийнятий Закон України "Про охорону праці", який враховує взаємовідносини між роботодавцем і працівником. Покращення умов праці призводить до соціальних вигід, сприяє покращенню здоров'я трудящих.

Державне управління охороною праці в Україні здійснюють:

- Кабінет Міністрів України.
- Державний комітет України з нагляду за охороною праці.
- Місцеві державні адміністрації і ради народних депутатів.
- Міністерства і інші центральні органи виконавчої державної влади.

Державний нагляд за дотриманням законодавчих і інших нормативних актів з охорони праці здійснюють:

- Державний комітет України з атомної і радіаційної безпеки.
- Державний комітет України з нагляду за охороною праці.
- Органи санітарно-епідеміологічної служби.
- Органи державного пожежного нагляду.

Вищий нагляд здійснюється Генеральним прокурором України і підлеглими йому прокурорами.

Суспільний контроль за дотриманням Законодавства про охорону праці здійснюють:

1. Трудові колективи, через обраних або вповноважених осіб.
2. Профспілки, в особі своїх обраних органів і представників.

Забезпечення безпеки на робочому місці, дотримання правил пожежної безпеки та санітарних норм є критичними умовами для запобігання травматизму, професійних захворювань і збереження здоров'я та працездатності працівника під час виконання роботи.

					КРБ.142.5221з.04.06.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		77

6.2 Розрахунок освітлення приміщення майстерні

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення приміщення де обслуговується двигун.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення із автоматичними вимикачами. Щит живиться напругою 380 В із частотою 50 Гц;
- світильники з LED лампами потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- запобіжні автомати освітлення;
- вимикачі.

Нижче виконаний розрахунок для визначення кількості світильників, встановлених в приміщенні. Для штучного освітлення приміщень використовують газорозрядні лампи, найбільш сприятливі з фізіологічної точки зору та економії електроенергії.

Розрахунок виконаний методом використання світлового потоку. Кількість світильників визначається по формулі:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot k \cdot z}{\eta_c \cdot F \cdot 2}, \text{шт}$$

де E – величина нормованої освітленості робочих місць, ЛК;

S – освітлювальна площа, м²;

k – коефіцієнт запасу;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення приміщення;

η_c – коефіцієнт використання світлового потоку, який залежить від показника приміщення;

F – величина світлового потоку лампи ЛБ – 80;

									Арк.
									78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КРБ.142.5221з.04.06.ПЗ.				

$$N = \frac{150 \cdot 810 \cdot 1.3 \cdot 1.19}{0.38895 \cdot 4320 \cdot 2} = 54$$

Освітлення приміщення відповідає вимогам СНіП 11-4-79 «Природне й штучне освітлення».

6.3 Розрахунок системи вентиляції приміщення

Система вентиляції призначена для забезпечення нормальних метеорологічних умов у приміщенні для проведення ремонтних робіт. Розробка цієї системи вентиляції відповідає вимогам та стандартам СНіП (Система нормативних інструкцій і правил для будівництва і експлуатації об'єктів).

У приміщенні застосовуються різні види вентиляції, зокрема штучна, проточна та природна. Витяжна вентиляція для гаражу здійснюється природним шляхом через спеціальні газонепроникні перегородки та жалюзі, які встановлені на димарях. Проточна вентиляція машинного відділення забезпечується за допомогою вентилятора.

Для забезпечення ефективної роботи систем вентиляції важливо дотримуватися наступних технічних та санітарно-гігієнічних вимог:

1. Кількість проточного 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, пожегобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

З метою забезпечення даних умов в приміщенні визначимо продуктивності вентилятора, яка розраховується по формулі:

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3 / \text{год}$$

де k – кратність повітрообміну;

V – об'єм приміщення;

$$V = 12,5 \cdot 3,2 \cdot 3.75 = 150 \text{ м}^3$$

					КРБ.142.5221з.04.06.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		79

$$k = \frac{P_{co}}{P_1},$$

де P_{co} – концентрація угарного газу, $мг/м^3$;

P_1 – допустима концентрація угарного газу, $P_1 = 20 мг/м^3$.

$$P_{co} = \frac{1000 \cdot G}{V}, мг/м^3$$

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

Розв'язання цього питання є найважливішим для збереження здоров'я та працездатності робітників. На цьому виробництві часто виникають проблеми, пов'язані з органами дихання, слизовими оболонками очей, а також впливом на нервову та серцево-судинну системи. Великі концентрації шкідливих речовин можуть призводити до розвитку захворювань та гострих отруень.

Обслуговування дизелів допускається лише тим особам, які пройшли спеціальну технічну підготовку та мають відповідне посвідчення із техніки безпеки, засноване на правилах експлуатації дизельних двигунів.

Основним заходом є дотримання правил безпеки під час роботи з дизелями. Кожен робочий має знати план евакуації із приміщення та порядок дій під час виникнення надзвичайної ситуації.

6.5 Висновок по розділу

У даному розділі були приведені загальні положення з охорони праці, виконано розрахунок для визначення кількості світильників, встановлених в приміщенні; описано загальні положення вентиляції та зроблено розрахунок вентилятора, визначено об'єм приміщення та допустиму концентрацію угарного газу, розроблено заходи щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал. Згідно проведених розрахунків освітлення приміщення відповідає вимогам СНіП 11-4-79 «Природне й штучне освітлення».

					КРБ.142.5221з.04.06.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		80

Висновок по роботі

Згідно із завданням на кваліфікаційну роботу розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по автомобільному дизельному двигуні 4ЧН 7,95/9,95, який являє собою чотиритактний рядний двигун з рідинним охолодженням, безпосереднім упорскуванням палива і турбонаддувом. Описана конструкція двигуна, загальна будова, сфера його застосування, технічні характеристики двигуна, приведено опис систем двигуна.

У конструкторському розділі обґрунтуванні і вибрані вхідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна, розраховані основні параметри робочого процесу, розрахована і побудована теоретична індикаторна діаграма. Виконано розрахунок динаміки ДВЗ, розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.

Проведені конструктивні розрахунки відцентрового компресора системи наддуву двигуна.

Наведений розрахунок і розробка принципів схем систем, що обслуговують двигун.

Розглянуті питання охорона праці.

					КРБ.142.5221з.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		81

Література

1. Georgi B., Hunkert S., Liang J., Willmann M. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development. SAE Technical Paper 972686, 1997. – 2133-2145 pp. <https://doi.org/10.4271/972686>
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
4. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
5. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
6. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок відцентрового наддувного компресора: навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2021. – 160 с.
7. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.
8. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

					КРБ.142.5221з.04.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		82