

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА 4ЧН 8,6/8,6
(SUBARU EE20)**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

О. Є. Садченко

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

Садченку Олександрову Євгеновичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна 4ЧН 8,6/8,6 (Subaru EE20)

2. Керівник роботи к.т.н., доцент Гогоренко О. А.

(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 – 110 кВт; частота обертання
колінчатого валу – 3600 хв⁻¹; ступінь стиснення – 16,3; коефіцієнт надлишку
повітря – 2,0.

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

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

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/О. Є. Садченко/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
1. Загальна конструкція та опис двигуна	6
1.1. Технічна характеристика двигуна, сфера його застосування.....	6
1.2. Вимоги, які висувають до двигуна даного типу.....	7
1.3. Загальна компоновка двигуна.....	8
1.4. Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна.....	10
1.5. Висновок по розділу.....	12
2. Розрахунок робочого циклу двигуна.....	14
2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	14
2.2. Розрахунок процесу наповнення циліндру.....	16
2.3. Розрахунок процесу стиснення.....	17
2.4. Розрахунок процесу згоряння.....	18
2.5. Розрахунок процесу розширення.....	21
2.6. Визначення індикаторних показників циклу.....	22
2.7. Визначення ефективних параметрів двигуна.....	22
2.8. Розрахунок і побудова теоретичної індикаторної діаграми	23
2.9. Висновок по розділу.....	26
3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна.....	27
3.1. Кінематичний розрахунок КШМ.....	27
3.2. Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку.....	30
3.3. Побудова силової схеми КШМ.....	31
3.4. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	32
3.5. Визначення конструктивних параметрів маховика	38
3.6. Висновок по розділу.....	39
4. Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 4ЧН 8,6/8,6.....	40
4.1. Вибір компресора прототипу.....	40
4.2. Попереднє визначення колової швидкості	41

4.3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки	42
4.4. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора	44
4.5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузора	50
4.6. Розрахунок та конструювання лопаткового дифузора.....	53
4.7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки.....	58
4.8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора.....	60
4.9. Опис спроектованого компресора.....	61
4.10. Висновок по розділу.....	63
5. Розробка принципів схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів	65
5.1. Паливна система	65
5.2. Система змащення двигуна.....	68
5.3. Система охолодження двигуна.....	71
5.4. Система пуску двигуна.....	72
5.5. Висновок по розділу.....	73
6. Розробка заходів з охорони праці	74
6.1. Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів при ремонті ДВЗ	74
6.2. Розрахунок освітлення.....	78
6.3. Висновок по розділу.....	80
Висновок по роботі.....	81
Список використаної літератури	82

Вступ

Науково-технічна революція, яка сталася наприкінці 19 століття, разом з багатьма геніальними відкриттями призвела до винаходу такого корисного пристрою, як двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ). Завдяки цьому людство змогло кардинально змінити світ і зробити значний крок у розвитку цивілізації.

В даний час в якості джерела механічної енергії в різних галузях народного господарства і в техніці використовуються двигуни самих різних типів і схем. Але найбільше і, можна сказати, панівне поширення набули поршневі ДВЗ.

Перевагу поршневих двигунів визначають їх високу економічність та потужність. По цим якостям вони відносяться до кращих серед усіх відомих двигунів. Висока економічність обумовлена високими ступенями стиснення і високими температурами робочого тіла цих машин. Але це зовсім не означає, що вичерпані всі резерви для їх поліпшення.

Сучасні двигуни внутрішнього згоряння постійно вдосконалюються, в результаті чого рівень їх ККД підвищується, а потужність збільшується. Незважаючи на те, що з екологічної точки зору вони завдають шкоди навколишньому середовищу, вони все ще займають перше місце за рівнем застосування серед всіх інших видом моторів. Електродвигуни поки не можуть з ними конкурувати, оскільки їх потужність на порядок нижче.

В кінці 2010 року Subaru представила двигун Subaru BOXER третього покоління серії FB який вперше був встановлений на модель Subaru Forester 2011 модельного ряду. Це абсолютно новий двигун, вперше представлений після 21 року постійних досліджень. В якості турбокомпресора була використана турбіна із змінною геометрією, що дозволило двигуну практично повністю позбутися ефекту турбоями і забезпечити впевнену тягу в широкому діапазоні обертів. Конструктивні рішення, що використані у двигуні підвищили ефективність згоряння палива та знизили рівень шкідливих викидів у вихлопних газах, забезпечивши при цьому достатній крутний момент в діапазоні малих і середніх оборотів.

					КРБ.142.2227ст.14.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		5

1. Загальна конструкція та опис двигуна

1.1. Технічна характеристика двигуна, сфера його застосування

Дизель Subaru Boxer EE20 застосовується в різних класах автомобілів марки Subaru, та встановлюються як на легкові так і на позашляховики. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	Subaru Boxer EE20 Євро-5
Тип	Чотиритактний дизельний двигун з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача
Число турбокомпресорів (ТК)	1
Марка (ТК)	
Система продувки	Клапанна
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою
Розташування циліндрів	Опозитний
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-3-2-4
Кількість циліндрів	4
Діаметр циліндра, мм	86
Хід поршня, мм	86
Номінальна частота обертання, хв^{-1}	3600

Продовження табл. 1.1.

Параметри	Subaru Boxer EE20 Євро-5	
Температура випускних газів за циліндрами, К	800	
Палива	Дизельне	
Масла: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки важелів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	Фірма	Марка
	Castrol Shell Total	TD 15W40
Температура масла °С: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	15...20 55...60	
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у межах габаритів дизеля, кг	250	

1.2. Вимоги, які висувають до двигуна даного типу

Тип дизеля – чотиритактний, високо-обертовий, опозитний, з газотурбінним наддувом.

Основні якості двигуна Subaru Boxer EE20:

Опозитний двигун має малу висоту, але при цьому, він ніби розстелений по моторному відсіку автомобіля. Безсумнівно він в 2...2,5 рази ширше рядного двигуна з тією ж кількістю циліндрів і приблизно того ж літражу, але при цьому опозитний двигун буде в два рази коротше за довжиною ніж рядний. Така концепція розташування двигуна під капотом знижує центр ваги машини. Також завдяки

					КРБ.142.2227ст.14.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

опозитному розташуванню циліндрів, двигун виходить більш легким, компактним і симетричним, що спрощує всю конструкцію моторного відсіку автомобіля.

Завдяки опозитному розміщенню поршнів в двигуні рівень вібрації двигуна значно менше, ніж у рядного або V-подібного. При роботі двигуна поршні в опозитного двигуна рухаються в одній площині але не на зустріч один одному, а за принципом "один тікає, другий доганяє". Завдяки такій компоновці, вібрації створювані одним поршнем згладжуються при роботі протилежного поршня. Така властивість має тільки опозитний двигун, що безсумнівно є його плюсом. У варіантах з рядними і V-подібними моторами конструкторам, щоб знизити рівень вібрації досить часто доводиться використовувати в конструкції двигунів додаткові балансувальні вали або різноманітні гасителі крутильних коливань (ГКК). Опозитний двигун Subaru нічого цього не потребує, що також спрощує його конструкцію.

Діаметр циліндра – 860 мм, хід поршня – 860 мм;

Кількість обертів – 3600 хв^{-1} ;

Система продувки – клапанна;

Максимальна тривала номінальна потужність – 110 кВт;

Питома витрата палива при умовах – $0,218 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$.

Масло для циркуляційної масляної системи використовується з класом в'язкості 15W40.

1.3. Загальна компоновка двигуна

Двигун опозитний, 4-ох циліндровий, чотиритактний, високо-оборотний, з прямим уприскуванням палива, з турбонаддувом і послідуочим охолодженням повітря (рис. 1.1).

Блок циліндрів виготовлений з алюмінію та складається з двох цілісних виливок, з запресованими втулками циліндрів. Колінчастий вал встановлений в одну з частин блоку. Кришка корінного підшипника кріпиться двома болтами з гідравлічним затягуванням.

					КРБ.142.2227ст.14.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Корінні підшипники повністю взаємозамінні. Колінчастий вал цільнокований.

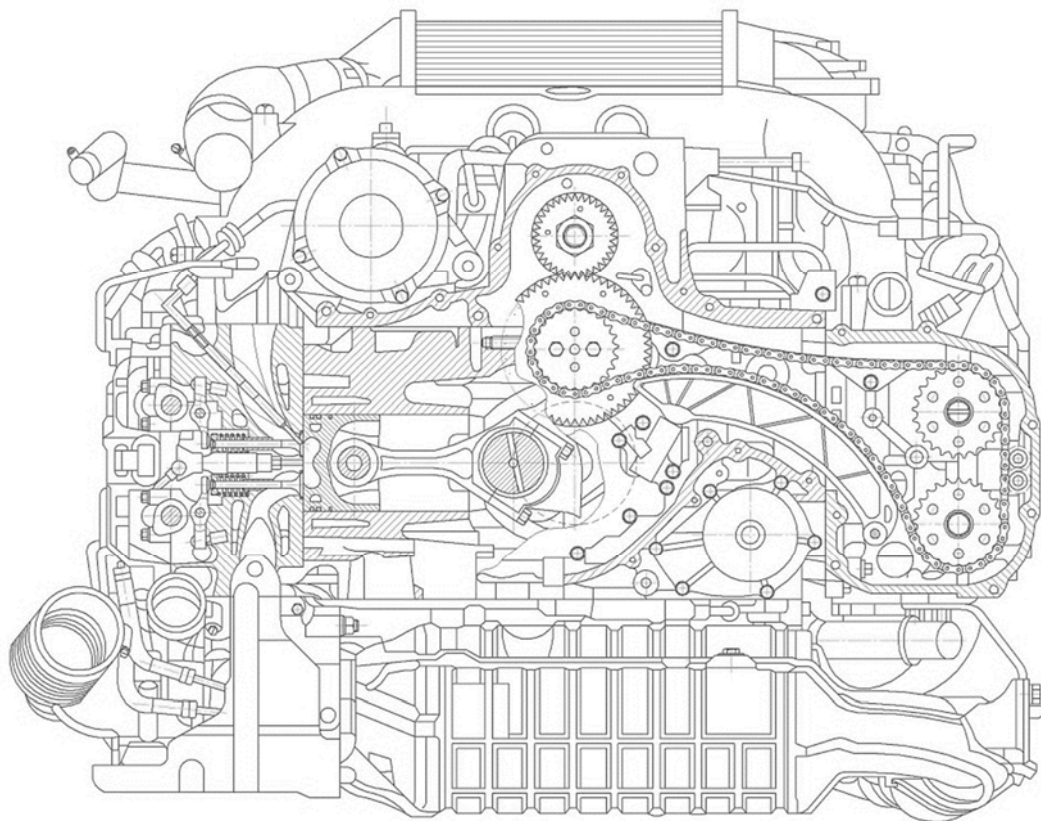


Рис. 1.1. Двигун Subaru Boxer EE20

Головки блоку циліндрів відлиті з алюмінію кріпиться шпильками які закручені в блоці. В кожний циліндр встановлено по два клапани впускних та випускних.

Впускні клапани стеліровані, а клапанні штоки хромовані. Кільця сідел клапанів зроблені зі спеціального легованого чавуну, вони замінюються.

Випускні клапани з сідлами зі сплаву німонік або стеліта і хромованими стержнями щільно прилягають до кілець сідел.

Розподільні вали виготовлені однією деталлю. Двигун поставляється з і звичайна система уприскування. Система вприскування складається з одного паливного насоса високого тиску та форсунки на кожний циліндр.

Змащувальна система включає шестеренчастий насос, маслофільтр, та охолоджувач.

Система пуску відбувається за допомогою електростартера.

1.4. Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна

Блок двигуна – складається з двох частин. У блок двигуна запресовані втулки циліндрів та зроблені канали розподілу мастила й основного водяного контуру. Кришки корінних підшипників фіксуються двома болтами затягуванням гідравлічним інструментом.

Комбінований підшипник маховика розташовується з передньої сторони, вкладиші підшипника маховика такі ж, що і у корінних підшипників. У поздовжньому напрямку колінчастий вал вирівнюється чотирма направляючими осьовими шайбами.

Втулки підшипників розподільного валу змонтовані в корпусах, виточених прямо в моноблоці.

Гільзи циліндрів зроблені зі спеціального легованого чавуну.

Колінчастий вал (рис. 1.2) кований монолітний з масляними каналами, по яким надходить мастило до деталей КШМ.

Конструктивно колінчастий вал має п'ять корінних шийок та чотири шатунних. З передньої сторони колінчастий вал забезпечений кільцем для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика і опорно-упорним корінним підшипником.



Рис. 1.2. Колінчастий вал Subaru

Шатун (рис. 1.3) виготовлений з легованої сталі куванням з механічною обробкою. Всі гвинти шатунів затягуються гідравлично.



Рис. 1.3. Шатун

Поршень (рис. 1.4) цільнокований виготовлений з сплаву алюмінію, зносостійкий та витримує великі навантаження. Поршневий палець виготовлений з легованої сталі, та за конструкцією плаваючого типу. Фіксується двома стопорними кільцями.



Рис. 1.4. Поршень

Головки блоку циліндрів (рис. 1.5) виготовлені з алюмінію. Кожна головка має два впускних клапана, і два випускних клапана. Кожна головка встановлюється на два циліндра що спрощує ремонт при необхідності. Відкриття клапанів відбувається завдяки механічному приводу, який працює від розподільного валу.

В кожній головці встановлено два розподільних вали: один для впускних клапанів, другий – випускних.

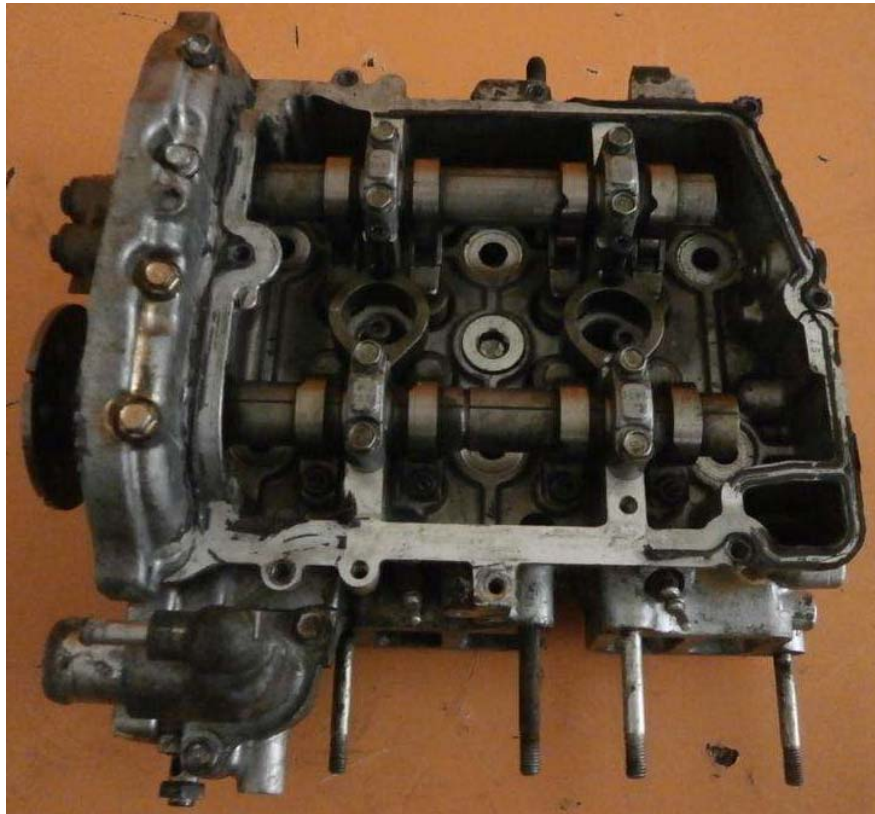


Рис. 1.5. Головка блоку циліндрів

1.5. Висновок по розділу

В першому розділі наведено загальний опис двигуна, його конструкцію та технічні характеристики. Також у цьому розділі представлено конструктивні схеми та короткий опис деталей руху двигуна, таких як колінчастий вал, шатун, поршень та ГРМ.

Серед вищезазначеного, узагальнимо переваги горизонтально-опозитних двигунів:

- При горизонтальному розташуванні циліндрів один проти одного сили інерції, що виникають при русі поршнів, взаємно гасяться. Завдяки чому, двигун володіє відмінною врівноваженістю і низьким рівнем вібрацій.

- Невисокий рівень вібрацій дозволяє обійтися противагами невеликої маси і не встановлювати врівноважують вали. В результаті двигун витрачає менше палива і має кращу чутливість при керуванні;

- Інерція щодо вертикальної осі автомобіля менше, що підвищує швидкість реакції на управління.

- Невелика висота двигуна і низьке положення центра ваги додатково покращують швидкість реакції і підвищують стійкість автомобіля.

- Конструкція горизонтально-опозитного двигуна має більшу жорсткість, що дозволяє зменшити механічні втрати при роботі двигуна. Завдяки цьому збільшується його ресурс.

					КРБ.142.2227ст.14.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		13

2. Розрахунок робочого циклу двигуна

2.1. Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Дійсні процеси, що здійснюються в робочому циліндрі, в результаті складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через зміну об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках зазвичай вдаються до певних спрощень опису фізичних явищ, які дозволяють використовувати відомі положення технічної термодинаміки.

Зміна в процесах циклу залежить як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиснення, так і від параметрів в колекторах, які залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу.

Розрахунок циклу зводиться до визначення параметрів в кінці певних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунок параметрів, які характеризують цикл в цілому – індикаторних показників двигуна; побудова теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, які характеризують роботу двигуна в цілому – ефективних показників двигуна. Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна.

Для розрахунку робочого циклу необхідно знати ряд параметрів, що виходять. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

Вибір кількості початкових даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істинно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку.

Ефективна потужність двигуна $N_e = 110$ кВт;

Частота обертання колінчастого валу $n = 3600$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,218$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра $D_{ц} = 0,086$ м;

Хід поршня $S = 0,086$ м;

Ступінь стиснення ε . При призначенні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{\text{ц}}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 16,3$ відповідно до даних заводу виробника.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина надлишку повітря в більшій степені залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення, приймаємо $\alpha = 2$;

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_r = 0,03$;

Температура залишкових газів T_r . При виборі цієї величини потрібно орієнтуватися на такі значення $T_r = 600 \dots 900$ К. Більш низькі значення T_r приймаються для мало форсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_r = 750$ К;

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 300$ К (стандартні атмосферні умови для двигунів наземного транспорту).

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні атмосферні умови);

Відносна вологість повітря ϕ . У всіх випадках варто приймати $\phi = 50$ %, при якій гарантується заводом - виробником номінальна потужність двигуна;

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5$ К, як для ДВЗ з наддувом;

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувочного колектора в циліндр, K_a . Для ВОД приймаємо $K_a = 0,1$;

Коефіцієнт наповнення циліндра η_n для 4-тактних двигунів приймаємо коефіцієнт перше наближення $\eta_n = 0,85$;

Показник політропи стиснення n_1 . Ця величина далі уточнюється, тому для організації розрахунку схеми циклу необхідно прийняти коефіцієнт перше наближення $n_1 = 1,35$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z приймаємо $\zeta_z = 0,92$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці В приймаємо $\zeta_b = 0,96$;

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,3$ – для високофорсованих двигунів по робочому процесу;

Найвища температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти $T_z = 2000$ К. Далі ця величина уточнюватиметься в процесі розрахунку;

Показник політропи розширення n_2 . У першому наближенні слід прийняти $n_2 = 1,25$. Далі ця величина уточнюватиметься в процесі розрахунку;

Температура в циліндрі в кінці процесу розширення T_B . У першому наближенні слід прийняти $T_B = 1000$ К. Далі ця величина в процесі розрахунку уточнюватиметься;

Частка втраченого ходу ψ_s . Приймаємо $\psi_s = 0$;

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\phi_{окр}$. Приймаємо $\phi_{окр} = 0,98$;

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,78$;

Коефіцієнт тактності $z = 0,5$ для 4-х тактних двигунів;

Хімічний склад палива. В більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу:

$C = 0,866$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,130$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню;

$W = 0$ кг – кількість води.

Розрахунок виконаний в табличній формі на ЕОМ за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Алгоритм розрахунку приведений в табл. 2.1....2.6.

2.2. Розрахунок процесу наповнення циліндру

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури в кінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення. Результати розрахунку представлені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Розрахунок процесу наповнення

Параметри	Розрахункові формули, або джерело отриманих даних	Subaru Boxer EE20 Евро-5 (4ЧН 8,6/8,6)
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,297
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$p_a = K_a p_k$	0,297
Температура на початку стиснення T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	337
Коефіцієнт наповнення циліндру η_H	$\eta_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \varphi_s)$	0,98

2.3. Розрахунок процесу стиснення

Дійсний процес стиснення є політропним з показником ступеня стиснення n_1 , змінним на всьому протязі ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиснення приймається, що процес проходить по політропі з умовним середнім показником $n_1 = const$, величина якого забезпечує отримання такої ж роботи на лінії стиснення, як і при дійсному показнику. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Розрахунок процесу стиснення

Параметри	Розрахункові формули, або джерело отриманих даних	Subaru Boxer EE20 Евро-5 (4ЧН 8,6/8,6)
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску: $a_{vc}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\gamma_r \alpha_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,277
$b_c, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}^2)$	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,002
Середні показники політропи стиску p_1 (знаходяться методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показника p_1 політропи стиску в III та II не перевищує $\pm 0,005$, кінцеве значення p_1 приймається останнє значення.	Див. п. 5.1.1 $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \epsilon^{p_1-1})} + 1$ $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \epsilon^{p_1-1})} + 1$	1,36 1,36 1,36
Тиск в кінці стиснення p_c , МПа	$p_c = p_a \epsilon^{p_1}$	13,22
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_c = T_a \epsilon^{p_1-1}$	946

2.4. Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згоряння розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згоряння є окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використати. Розрахунок складається з визначення кількості повітря необхідного для по-

вногоо згорання 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх молярних теплоємностей, нижній теплопровідності 1 кг палива, ступінь підвищення тиску і максимальної температури процесу. Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Розрахунок процесу згорання

Параметри	Розрахункові формули, або джерело отриманих даних	Subaru Boxer EE20 Евро-5 (4ЧН8,6/8,6)
Теоретично не обхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,497
Дійсна кількість повітря необхідна для згорання 1 кг палива L , кмоль/кг	αL_0	0,995
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,032
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,031
Частка палива, спалена до точки z , X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,958
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} X_z$	1,03
Постійна палива k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,065
Коеф. в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z : a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{\left[(1+k)X_z + \gamma_r \right] a_v'' + \left[\alpha(1 + \gamma_r) - (X_z + \gamma_r) \right] a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + kX_z}$ $\frac{\left[(1+k)X_z + \gamma_r \right] b_v'' + \left[\alpha(1 + \gamma_r) - (X_z + \gamma_r) \right] b_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + kX_z}$	19,859 0,003

Продовження табл. 2.3

Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b: a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r] a_v'' + [(1 + \gamma_r)(\alpha - 1)] a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + k}$	19,883
	$\frac{[(1+k) + \gamma_r] b'' + [(1 + \gamma_r)(\alpha - 1)] b'}{\alpha(1 + \gamma_r) + k}$	0,003
Найнижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81C + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W)]$	42716
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютному нуля Q'_H , кДж/кг	$Q_H + \alpha L_0(1 + \gamma_r)[\beta_z(a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)] T_0$	43608
Постійні у рівнянні згоряння: С В А	$\frac{1}{\beta_z(1 + \gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q'_H}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \gamma_r(a_{vc} + b_c T_c) + (1 + \gamma_r)8,314\lambda] \right\}$	67801
	b_z	0,003
	$8,314 + a_{vz}$	28,173
Максимальна температура в циклі T_z , К; (встановлюється методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показників T_z в III та II не перевищує 50 К, кінцеве значення T_z приймається останнє значення	Див. п. 5.1.1 $\frac{C}{A + B T_z}$	2000 1977 1977
Макс. тиск в циліндрі P_z , МПа	$\lambda \cdot p_c$	17,698

2.5. Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня відбувається при розширенні продуктів згорання Розрахунок процесу розширення полягає у визначенні ступеня подальшого розширення, параметрів в кінці процесу і середнього показника політропи розширення. Результати розрахунку в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Розрахунок процесу розширення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Subaru Boxer EE20 Евро-5 (4ЧН8,6/8,6)
Ступень попереднього розширення, ρ	$\frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$	1,656
Ступень подальшого розширення, δ	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	9,838
Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль: D C	$\frac{Q'_H (\xi_b - \xi_z)}{L (1 + \gamma_r) \beta}$ $\frac{\beta_z (a_{vz} + b_z T_z) T_z}{\beta}$	1648,5 51248
Середній розрахунковий показник політропи розширення, n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{bc} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,268
Температура газу у кінці розширення T_b , К	$\frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}$	1069
Тиск у кінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	0,973

2.6. Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують доскональність робочого циклу в циліндрі. Враховуються тільки теплові витрати. Розрахунок індикаторних показників полягає у визначенні середнього індикаторного тиску, питома індикаторна витрата палива і індикаторний ККД. Результати розрахунку зведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5. Визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних.	Subaru Boxer EE20 Євро-5 (4ЧН 8,6/8,6)
Середній індикаторний тиск по неокругленій діаграмі p_i' МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,483
Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі p_i , МПа	$f_{\text{кр}} p_i' (1 - \psi_s)$	2,434
Питома індикаторна витрата палива g_i кг/(кВт·год)	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_K p_i}$	0,163
Індикаторний ККД циклу, η_i	$\frac{3600}{g_i Q_H}$	0,516

2.7. Визначення ефективних параметрів двигуна

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, які є при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно-шатунний механізм на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів двигуна полягає у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективної втрати палива, ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є один з найважливіших показників робочого ци-

клу, який характеризує ступінь ефективного використання об'єму робочого циліндра, а також рівень освоєння наддуву. Ефективний ККД характеризує ступінь удосконалення робочого циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального, ступінь удосконалення конструкції. Результати розрахунку зведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметри	Розрахункові формули, або джерело отриманих даних.	Subaru Boxer EE20 Евро-5 (4ЧН 8,6/8,6)
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \cdot \eta_m$	1,898
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·ч)	q_i / η_m	0,209
Ефективний ККД двигуна, η_e	$\eta_i \cdot \eta_m$	0,402

2.8. Розрахунок і побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Далі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, тому що графічні методи побудови дають великі помилки.

Для побудови згорнутої індикаторної діаграми необхідно виконати наступні дії:

1. Встановити масштаби побудови діаграми. Масштаб по вісі ординат тиск, m_p , масштаб по осі абсцис відношення об'ємів $m_{v/vc}$;
2. Нанести значення по осі абсцис: Для двотактних ДВЗ - від 1 до $\epsilon_{ум}$. Значення $V/V_c=1$ - відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c= \epsilon_{ум}$ - відповідає НМТ двигуна;
3. Розрахувати значення ординат точок політропи стиснення і розширення та занести їх до таблиці;
4. Нанести отримані точки на графік та з'єднати їх плавними кривими.

Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюють по наступним формулам.

Для процесу стиснення:

$$P_{ст} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}} \quad (2.1)$$

Для процесу розширення:

$$P_{роз} = \frac{P_z \cdot p^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}} \quad (2.2)$$

де V/V_c - відношення об'ємів, які поточним значеннями ступеня стиску.

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon_r - 1)} = \frac{0,785 \cdot D^2}{(\varepsilon_r - 1)} \cdot S \quad (2.3)$$

де ε_r - геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

$$\varepsilon_s = \frac{\varepsilon - \psi_s}{1 - \psi_s} \quad (2.4)$$

де ε - дійсна ступінь стиску:

ψ_s - частка втраченого ходу.

$$\varepsilon_s = \frac{16,3 - 0}{1 - 0} = 16,3$$

Результати розрахунку представлені в табл. 2.7.

V/V_c	1,00	1,00	1,66	2,39	3,12	3,85	4,58	5,32	6,05	6,78	7,51	8,25
$p_{ст}$	17,70	13,22	6,66	4,05	2,81	2,11	1,67	1,36	1,14	0,98	0,85	0,75
$p_{розш}$		17,70	17,70	11,12	7,93	6,07	4,87	4,03	3,42	2,96	2,60	2,31

V/V_c	8,98	9,71	10,44	11,17	11,91	12,64	13,37	14,10	14,84	15,57	16,30	16,30
$p_{ст}$	0,67	0,60	0,54	0,50	0,46	0,42	0,39	0,36	0,34	0,32	0,30	0,30
$p_{розш}$	2,08	1,88	1,71	1,57	1,45	1,34	1,25	1,17	1,10	1,03	0,97	0,30

За даними табл. 2.7 будемо теоретичну індикаторну діаграму, яка зображена на рис. 2.1.

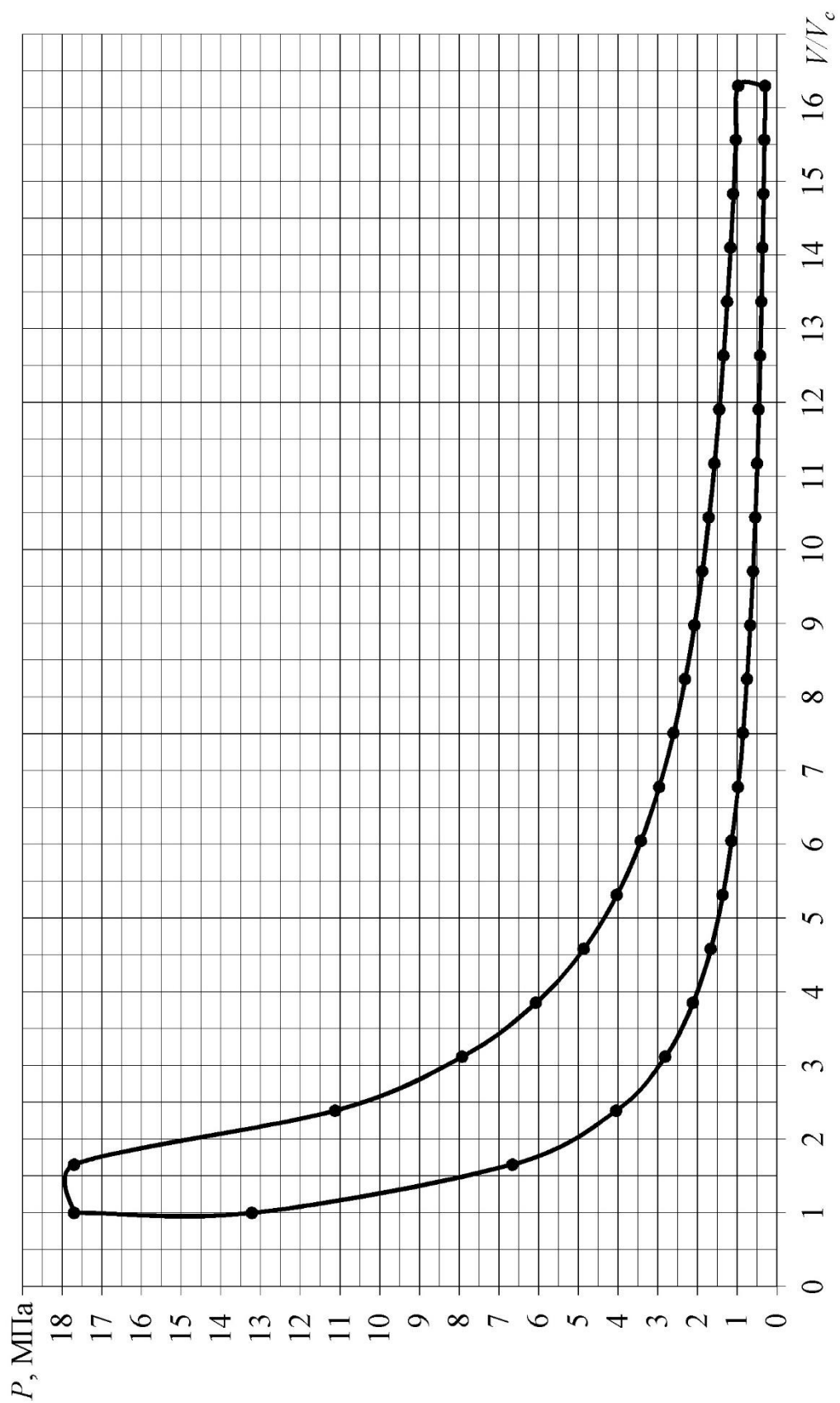


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 4ЧН 8,6/8,6

2.9. Висновок по розділу

В другому розділі був розрахований робочий процес двигуна та на основі цих розрахунків побудована згорнута теоретична індикаторна діаграму. Методика моделювання робочого циклу забезпечує достатню для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,209 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром автомобільний двигун типу 4ЧН 8,6/8,6 належить до двигунів з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими автомобільними двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна

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

3.1. Кінематичний розрахунок КШМ

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

Переміщення поршня визначається з виразу

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

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,086 / 2 = 0,043$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,387$), м.

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

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

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 376,8$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

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

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

					КРБ.142.2227ст.14.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		27

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

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0	0	8467,72
15	0,0020	5,6857	7943,16
30	0,0078	10,3281	6468,47
45	0,0168	13,4461	4316,93
60	0,0277	15,1864	1871,20
75	0,0396	15,9822	-466,02
90	0,0513	16,2024	-2362,66
105	0,0619	15,9822	-3626,23
120	0,0707	15,1864	-4233,86
135	0,0776	13,4461	-4316,93
150	0,0823	10,3281	-4105,81
165	0,0851	5,6857	-3850,92
180	0,0860	0	-3742,40
195	0,0851	-5,6857	-3850,92
210	0,0823	-10,3281	-4105,81
225	0,0776	-13,4461	-4316,93
240	0,0707	-15,1864	-4233,86
255	0,0619	-15,9822	-3626,23
270	0,0513	-16,2024	-2362,66
285	0,0396	-15,9822	-466,02
300	0,0277	-15,1864	1871,20
315	0,0168	-13,4461	4316,93
330	0,0078	-10,3281	6468,47
345	0,0020	-5,6857	7943,16
360	0	0	8467,72

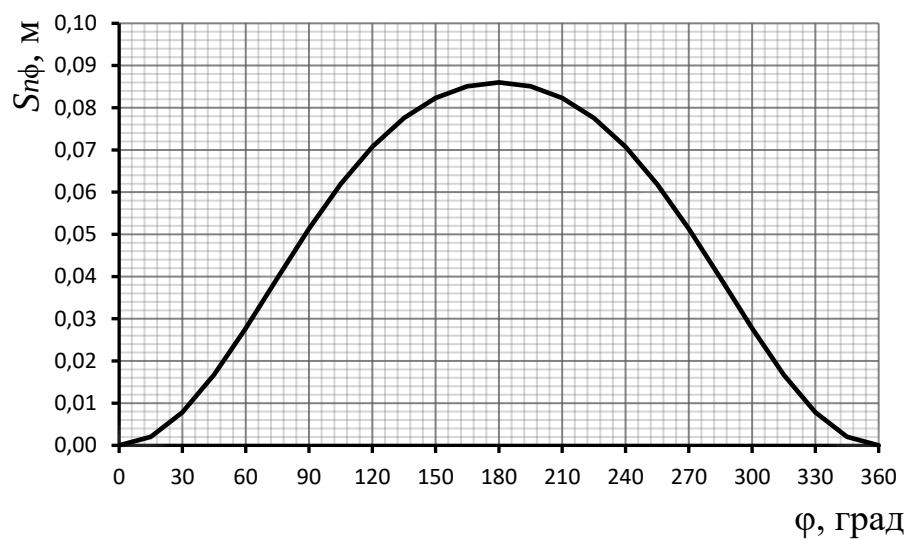


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

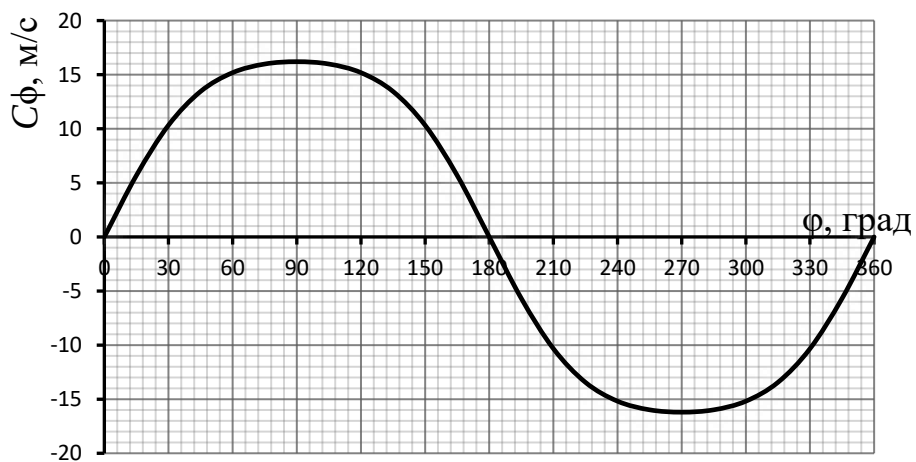


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

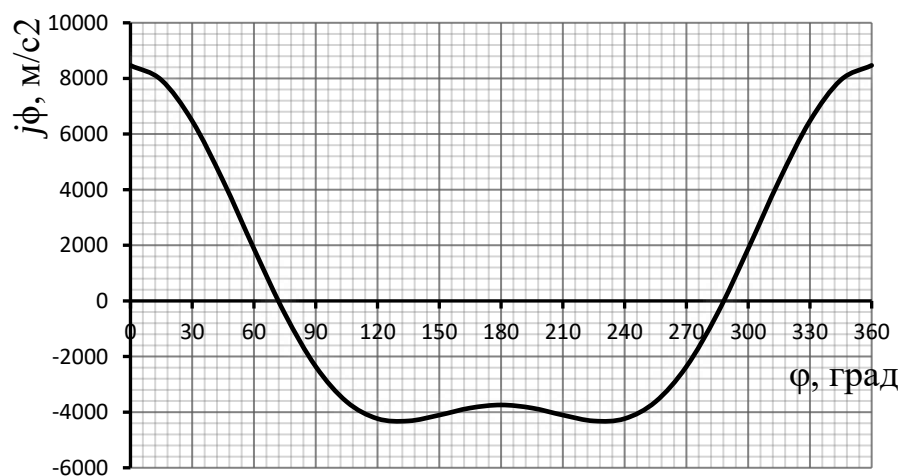


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

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

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

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

3.2. Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку

Таблиця 3.2. Вихідні данні динамічного розрахунку

Величина	Значення
Тактність (число тактів)	$D = 4$
Крок розрахунку	$H = 15$ град.
Частота обертання колінчастого валу	$n = 3600$ хв ⁻¹
Питома маса поступальних частин, що рухаються КШМ	$M_S = 3,11$ кг/м
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 0,043$ м
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{Ш} = 0,387$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,297$ МПа
Тиск кінця стиску (в точці с)	$P_C = 13,61$ МПа
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z = 17,7$ МПа
Степінь попереднього розширення	$R_0 = 1,65$ МПа
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,36$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,268$
Степінь стиску	$\varepsilon_p = 16,3$

Розрахунок виконаний на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК.

3.3. Побудова силової схеми КШМ

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

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для крейцкопфних двигунів крапкою приведення є центр головного підшипника.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

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

де P_{Γ} - сила від тиску газів;

P_S - сила інерції поступальних мас;

$P_{\text{В}}$ - сила ваги поступальних мас;

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

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

У зв'язку з тим, що сила $P_{\text{В}}$ і сила $P_{\text{К}}$ є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\Gamma} + P_S$$

де P_{Γ} - сила від тиску газів;

P_S - сила інерції поступальних мас.

На рис. 3.4 представлена силова схема КШМ, де показання розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипника.

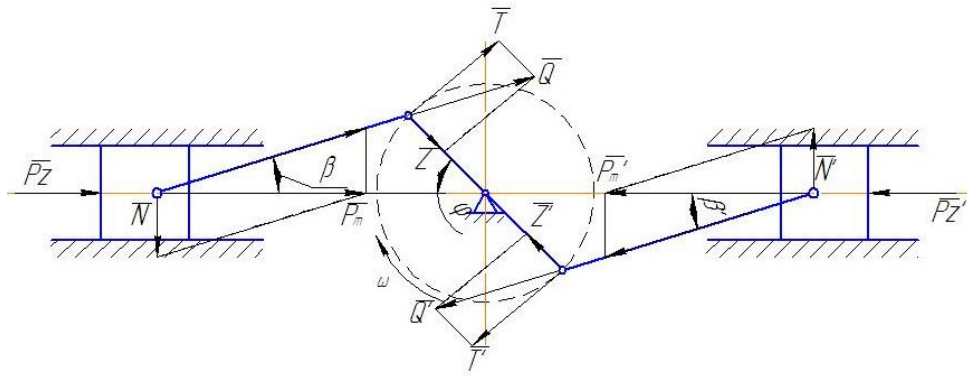


Рис. 3.4. Силова схема КШМ

3.4. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

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

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

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

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

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

Тоді тангенціальна складова:

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

відповідно нормальна:

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

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

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

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

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

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

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

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

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

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

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

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

					КРБ.142.2227ст.14.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

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

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

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

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 3.3.

За даними табл. 3.3 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 3.5, 3.6.

Таблиця 3.3. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2930	-2,0419	-1,7489	0,0000	-1,7489	0,0000
15	0,2930	-1,9154	-1,6224	-0,1633	-1,5248	-0,5777
30	0,2930	-1,5598	-1,2668	-0,2498	-0,9721	-0,8498
45	0,2930	-1,0410	-0,7480	-0,2128	-0,3784	-0,6794
60	0,2930	-0,4512	-0,1582	-0,0563	-0,0304	-0,1652
75	0,2930	0,1124	0,4054	0,1634	-0,0529	0,4338
90	0,2930	0,5697	0,8627	0,3621	-0,3621	0,8627
105	0,2930	0,8744	1,1674	0,4705	-0,7566	1,0059
120	0,2930	1,0209	1,3139	0,4674	-1,0617	0,9042
135	0,2930	1,0410	1,3340	0,3795	-1,2116	0,6749
150	0,2930	0,9901	1,2831	0,2531	-1,2377	0,4224
165	0,2930	0,9286	1,2216	0,1230	-1,2118	0,1974
180	0,2930	0,9024	1,1954	0,0000	-1,1954	0,0000
195	0,3071	0,9286	1,2357	-0,1244	-1,2258	-0,1997
210	0,3204	0,9901	1,3104	-0,2585	-1,2641	-0,4314
225	0,3455	1,0410	1,3865	-0,3945	-1,2593	-0,7015
240	0,3882	1,0209	1,4091	-0,5013	-1,1387	-0,9697
255	0,3590	0,8744	1,2334	-0,4971	-0,7994	-1,0627
270	0,3786	0,5697	0,9483	-0,3980	-0,3980	-0,9483
285	0,4908	0,1124	0,6031	-0,2431	-0,0787	-0,6455
300	0,7971	-0,4512	0,3459	-0,1231	0,0664	-0,3611
315	1,5609	-1,0410	0,5200	-0,1479	0,2631	-0,4723
330	3,5131	-1,5598	1,9533	-0,3852	1,4990	-1,3103
345	8,6814	-1,9154	6,7660	-0,6811	6,3592	-2,4091
360	17,2000	-2,0276	15,1724	-0,5120	15,0700	-1,8325
375	17,7000	-1,9154	15,7846	1,5890	14,8355	5,6202
390	11,0863	-1,5598	9,5266	1,8789	7,3108	6,3905
405	5,8208	-1,0410	4,7798	1,3599	2,4183	4,3415
420	3,5077	-0,4512	3,0565	1,0873	0,5866	3,1907
435	2,3829	0,1124	2,4953	1,0057	-0,3256	2,6706
450	1,7808	0,5697	2,3505	0,9865	-0,9865	2,3505
465	1,4349	0,8744	2,3093	0,9307	-1,4967	1,9898
480	1,2275	1,0209	2,2484	0,7998	-1,8169	1,5473
495	1,1012	1,0410	2,1422	0,6095	-1,9457	1,0838
510	1,0263	0,9901	2,0163	0,3977	-1,9450	0,6638
525	0,9867	0,9286	1,9153	0,1928	-1,8999	0,3095
540	0,9743	0,9024	1,8767	0,0000	-1,8767	0,0000
555	0,3040	0,9286	1,2326	-0,1241	-1,2227	-0,1992
570	0,3040	0,9901	1,2941	-0,2552	-1,2483	-0,4260
585	0,3040	1,0410	1,3450	-0,3827	-1,2216	-0,6805
600	0,3040	1,0209	1,3249	-0,4713	-1,0706	-0,9118
615	0,3040	0,8744	1,1784	-0,4749	-0,7638	-1,0153
630	0,3040	0,5697	0,8737	-0,3667	-0,3667	-0,8737
645	0,3040	0,1124	0,4164	-0,1678	-0,0543	-0,4456
660	0,3040	-0,4512	-0,1472	0,0524	-0,0283	0,1537
675	0,3040	-1,0410	-0,7370	0,2097	-0,3729	0,6694
690	0,3040	-1,5598	-1,2558	0,2477	-0,9637	0,8424
705	0,3040	-1,9154	-1,6114	0,1622	-1,5145	0,5737
720	0,3040	-2,0419	-1,7379	0,0000	-1,7379	0,0000

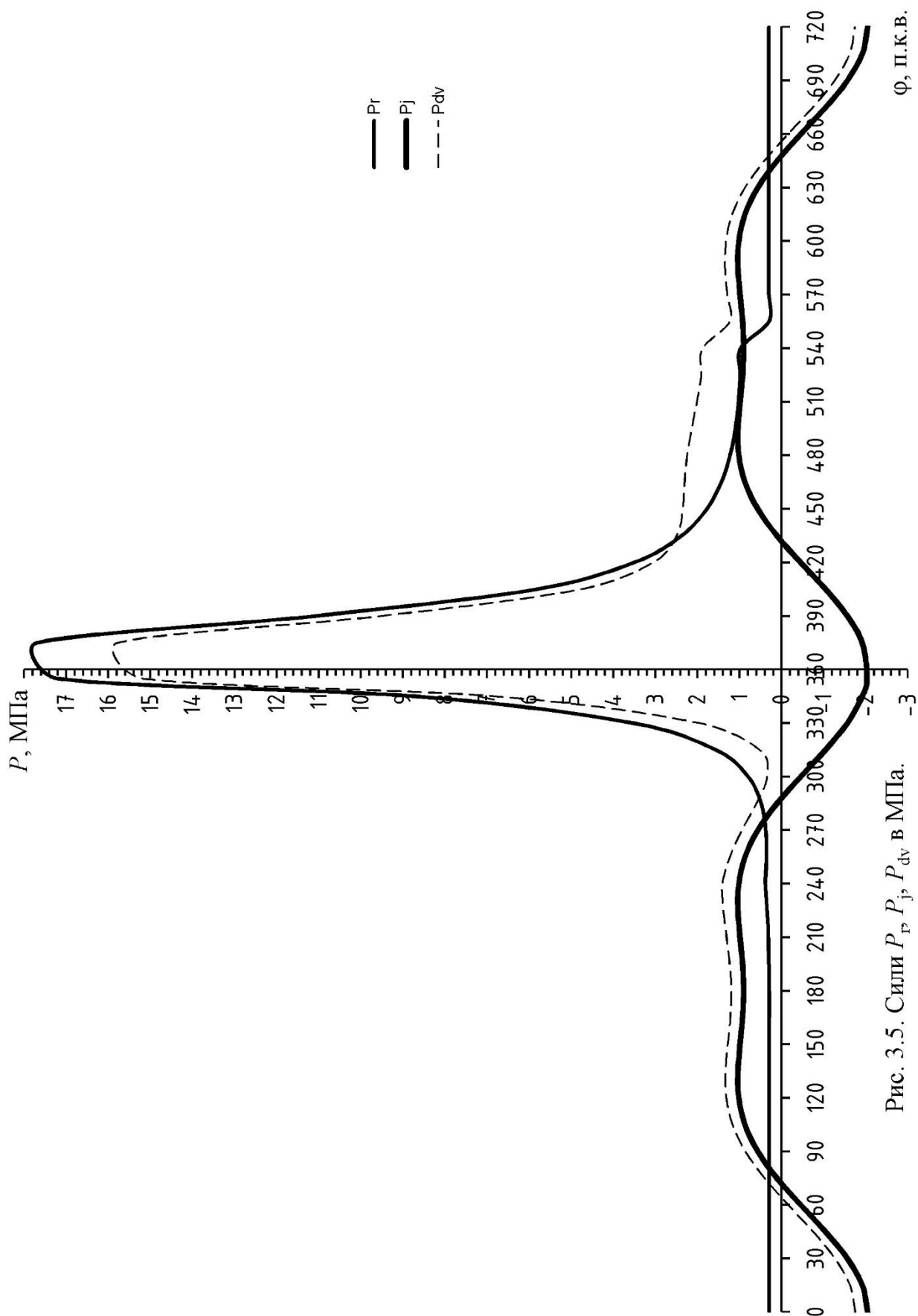


Рис. 3.5. Сили P_i , P_j , P_{dv} в МПа.

Ф, П.К.В.

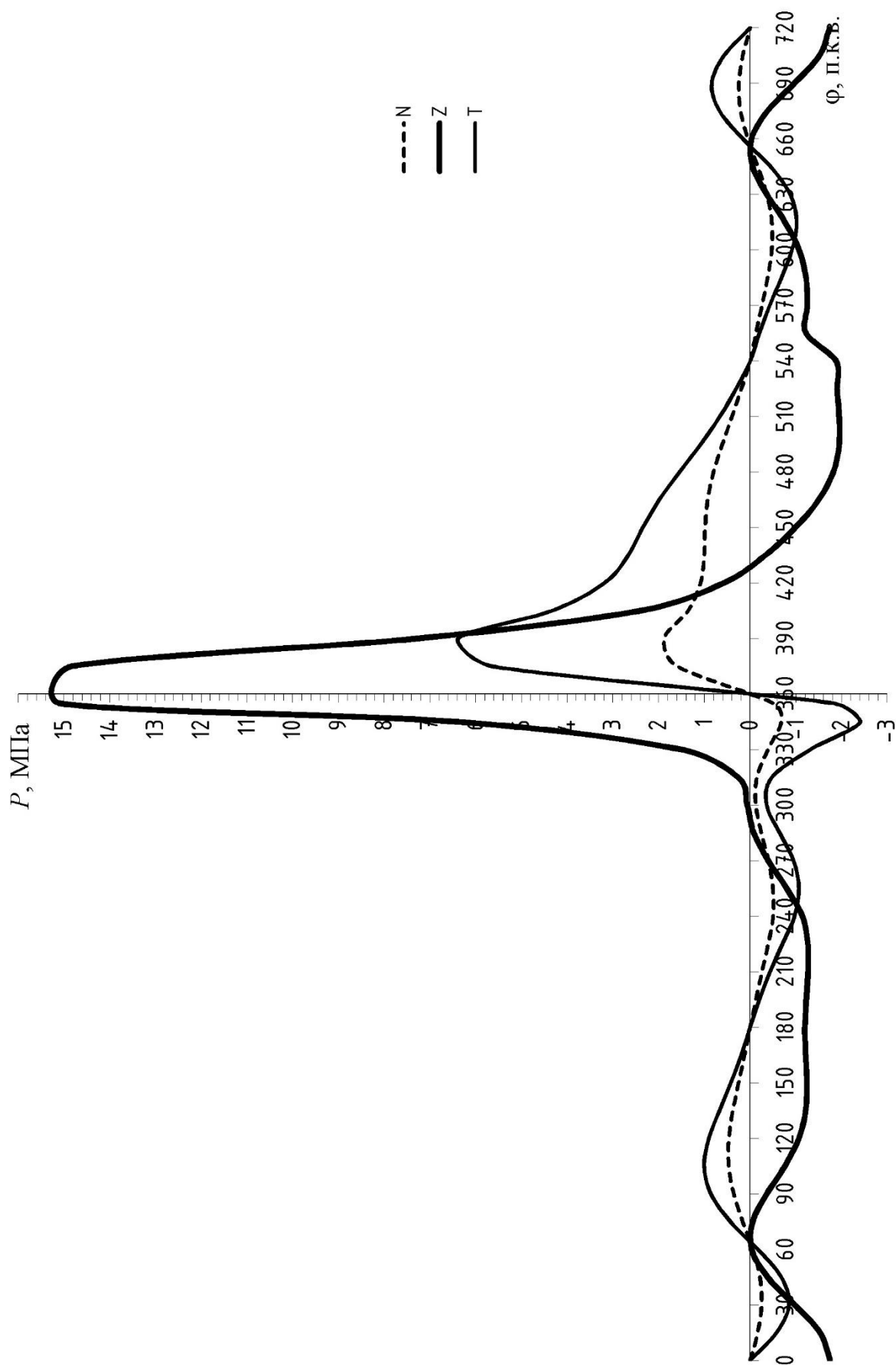


Рис. 3.6. Сили N , Z , T в МПа

3.5. Визначення конструктивних параметрів маховика

Діаметр ободу маховика (рис. 3.7) визначається за формулою:

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}$$

де $[v] = 30$ м/с – допустима лінійна швидкість на ободі маховика;

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot 30}{3,14 \cdot 3600} = 0,220 \text{ м}$$

$$D_{M2} = 1,7 \cdot S$$

де $S = 0,086$ м – хід поршня.

$$D_{M2} = 1,7 \cdot 0,086 = 0,146 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_M$$

звідки:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_M}{D_M^2},$$

де D_M – діаметр маховика:

$$M_M = \frac{4 \cdot 0,11}{0,220^2} = 9,09 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}},$$

де M_M – маховий момент;

$$K_M = 0,2 - \text{В/Н};$$

D_M – діаметр ободу маховика;

$\rho = 7800$ – щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{9,09}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,22 \cdot 7800}} = 0,091 \text{ м}$$

$$B = 0,2 \cdot H$$

$$B = 0,2 \cdot 0,091 = 0,018 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho$$

де D_M – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 0,220 \cdot 0,091 \cdot 0,018 \cdot 7800 = 8,82 \text{ кг}$$

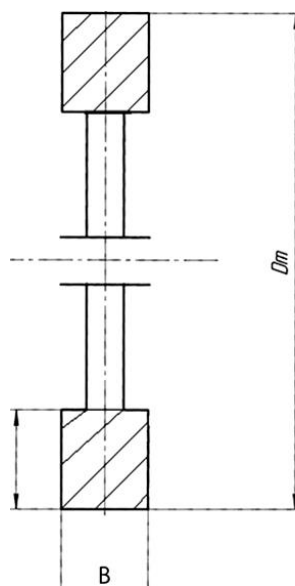


Рис. 3.7. Загальний вид маховика

3.6. Висновок по розділу

В даному розділі було виконано розрахунки кінематики і динаміки двигуна типу 4ЧН 8,6/8,6, а саме сили які діють на деталі КШМ та побудовано діаграми дії цих сил та діаграми кінематики. Також визначено параметри необхідного маховика, а саме: масу, діаметр та ширину маховика, який повністю зможе компенсувати надлишок крутільного моменту.

4. Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 4ЧН 8,6/8,6

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 $P_k = 3,0$ визначаємо положення точки в координатах $P_k - Q$. 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).

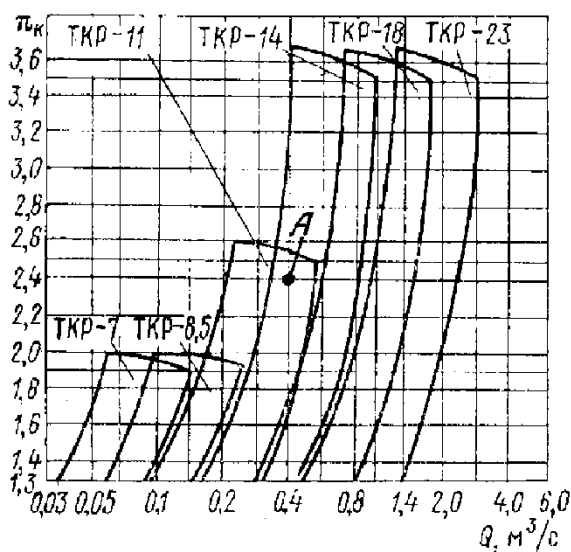


Рис. 4.1. Область застосування турбокомпресорів ТКР

Таким чином, на підставі виконаних вище розрахунків приймаємо за прототип турбокомпресор типу ТК-8,5, який здатен забезпечити для двигуна типу 4ЧН 8,6/8,6 необхідний розхід повітря в кількості $G = 0,12$ кг/с з $P_k = 3,0$.

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_{ad} , 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:

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

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

H_k – коефіцієнт напору компресора. Приймаємо $H_k = 1,4$

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

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

$$L_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot (3,0^{\frac{1,4}{1,4-1}} - 1) = 59492,5, \text{ Дж/кг}$$

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

Отже колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса 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 визначити кут входу потоку повітря в колесо компресора, а також встановити швидкість потоку повітря перед ним.

4.3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Вхідна ділянка компресора називається вхідним патрубком, який часто поєднується з шумоглушником та повітряним фільтром. На турбокомпресорі типу ТКР-8.5 встановлено вхідний патрубок 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: температуру, тиск, швидкість потоку повітря. Величина зміни саме цих параметрів після проходження вхідної ділянки і є предметом розгляду даного розділу.

Температура повітря перед колесом визначається за формулою:

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

де: T_a – температура повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), К.

Приймаємо $T_a = 318 \text{ К}$;

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

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

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

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

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

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 $P_a = 98000 \text{ Па}$;

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 ціллю забезпечення найменшого значення втрат енергії у самому патрубку та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (це підвищує ефективність роботи останнього) вхідному патрубку надають форму конфузора (каналу, що звужується вздовж по потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає прискорення вздовж вісі 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 та конструювання робочого колеса компресора

Робоче колесо – основний елемент ступеня, з допомогою якого повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу ТКР-8.5 встановлено напіввідкрите колесо типу так званої радіальної зірки, яке складається з системи робочих лопаток, що мають вигляд плоских радіальних пластин, та поєднаного з лопатками у осьовій частині колеса скеровуючого апарату, що обертається разом з колесом (обертового скеровуючого апарату, ОСА).

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

Температура по вітря за колесом компресора визначається за формулою:

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

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:

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

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

Для визначення зовнішнього діаметра колеса компресора на вході через рівняння розходу крім швидкості та густини повітря необхідно знати розмір втулки колеса компресора – діаметр D_0 . Для ряду 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, м^2

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

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

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

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

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

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

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

$$T_2 = 315,3 + \frac{284,08^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,8307 + 0,04) - 0,8307^2 - 0,35^2 + 0,28^2] = 455,74 \text{ К}$$

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.

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

де: η_2 – політропний ККД. Має наступні інтервали значень: 0,82 ... 0,92.

Приймаємо $\eta_2 = 0,9$.

Визначення комплексу:

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

$$P_2 = 94829,2 \cdot \left(\frac{355,74}{315,3}\right)^{3,1} = 237771,9 \text{ Па.}$$

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

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

де: τ^1 – коефіцієнт захащення потоку повітря на вході в ОСА.

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

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.

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

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

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:

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

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

Оцінка величини β_{11} за рекомендованим допуском:

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

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

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

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

Кут входу потоку у колесо з урахуванням закрутки лопатками ОСА:

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

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

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

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

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

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

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

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

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_{OCA} , 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.

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

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

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:

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

$$M_{C_2} = \frac{256,08}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 455,74}} = 0,675.$$

Значення числа $M < 1$ свідчить, що швидкість повітря не перевищує звукову, тож не буде потреби знижувати її до дозвукової у безлопатковому дифузори, відповідно його можна буде робити максимально коротким з урахуванням тількинеобхідності 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

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

$$\rho_2 = \frac{237771,90}{287 \cdot 455,74} = 2,349 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{0,12}{3,14 \cdot 2,349 \cdot 99,43 \cdot 0,085} = 0,003 \text{ м.}$$

За результатами розрахунків абсолютної швидкості потоку повітря та її складових на виході з колеса будуюмо 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 180°C і стала дорівнювати 455 K . Відбулося і збільшення тиску повітря майже в 2,4 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме $237,8 \text{ кПа}$. Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку повітря, яка збільшилась майже в 2,5 рази і стала рівною $110,45 \text{ м/с}$.

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 задовольнить параметрам оптимального режиму течії потоку повітря.

4.5. Розрахунок та конструювання 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.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

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

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

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

де: ρ_3 - густина повітря на виході з 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.

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

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

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

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

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

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

Приймаємо $\eta_3 = 0,8$.

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

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

$$P_3 = 237771,90 \cdot \left(\frac{465,37}{455,74} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 248277,71 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{248277,71}{287 \cdot 465,37} = 2,414, \text{ кг/м}^3,$$

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

де $\lambda_{БЛД}$ – коефіцієнт тертя в БЛД. Має межі від 0,0075 до 0,01 [3].

Приймаємо $\lambda_{БЛД} = 0,01$.

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

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

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

$$T_3 = 355,74 + \frac{256,08^2 - 214,99^2}{2 \cdot 1005} = 465,37^\circ$$

Число Маха для швидкості потоку за БЛД:

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

$$M_{C_3} = \frac{214,99}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 465,37}}$$

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 та конструювання 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 $z_{\text{л}}$, кутами установки лопаток на вході та виході $\alpha_{3\text{л}}$ та $\alpha_{4\text{л}}$, 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. $D_4 = (1,6 \dots 1,8) \cdot D_2$. 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 ділянці 4 (ЛД);

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

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

Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$

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

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

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

k_α – коефіцієнт відставання швидкості в ЛД. Лежить в межах $1,05 \dots 1,07$.

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. $\Delta\alpha = 12 \dots 18^\circ$. Приймаємо $\Delta\alpha = 15^\circ$.

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

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

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

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

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

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 $\eta_3 = 0,85$.

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

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

$$C_4 = 214,99 \cdot \frac{0,002 \cdot 0,1 \cdot \sin 30,46}{0,005 \cdot 0,14 \cdot \sin 36,72} \cdot \left(\frac{465,37}{486,44}\right)^{\frac{1}{1,92-1}} = 62,32 , \text{ м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

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

де: τ_3 – коефіцієнт захарщення 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.

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

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

Приймаємо $\delta_3 = 0,003$ м.

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

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

де τ_4 – коефіцієнт захарашення на виході з ЛД;

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

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

Приймаємо $\delta_4 = 0,001$ м.

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

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

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

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

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

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

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$T_4 = 465,37 + \frac{214,99^2 - 62,32^2}{2 \cdot C_p} \cdot 1005 = 486,44 \text{ К};$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$P_4 = 248277,71 \cdot \left(\frac{486,44}{465,37} \right)^{2,92} = 294675,38 \text{ Па};$$

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

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

де: P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_\kappa \cdot P_0, \text{ Па},$$

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

$$\left| \frac{300000 - 294675,38}{300000} \right| = 0,030 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

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

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

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

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

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

Густина повітря за ЛД:

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

$$\rho_4 = \frac{294675,38}{287 \cdot 486,44} = 2,656 \text{ кг/м}^3,$$

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:

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

4.7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Повітрозбірна завитка застосовується для збирання повітря, яке виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми зовнішнього контуру завитка або закону зміни перетину камери від кута θ , розхід повітря через щілину дифузора у секторі з довільним кутом θ буде пропорційним

значенню цього кута. У кожному перетині завитки забезпечується середня інтегральна швидкість потоку, яка дорівнює швидкості на виході з дифузору. Тож у такому випадку зміна тиску у завитці не відбудеться і вона працюватиме просто як повітрозбірник. Ціллю даного розділу є отримання конструктивних параметрів 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: А – 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 $\xi_5 = 0,2$.

$$\eta_5 = 1 - \frac{0,20 \cdot 61,08^2}{61,08^2 - 62,32^2} = 0$$

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

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

$$P_5 = 294675,38 e^{-0,2 \frac{62,32^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 386,44}} = 294064,68 \text{ Па.}$$

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

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

$$\left| \frac{300000 - 294064,68}{300000} = 0,033 \right| \leq 0,05$$

Умова виконується.

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

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

$$T_5 = 486,44 + \frac{62,32^2 - 61,08^2}{2 \cdot 1005} = 486,51 \text{ К.}$$

Спроектована завитка має постійну 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.

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

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

$$\eta_{AD} = \frac{318 \cdot \left[\left(\frac{294064,68}{100000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{386,51 - 318} = 0,844$$

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:

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

$$N_K = \frac{0,12 \cdot 56492,5}{0,72 \cdot 0,970 \cdot 1000} = 9,12 \text{ кВт}.$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень P_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 ступеня 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.

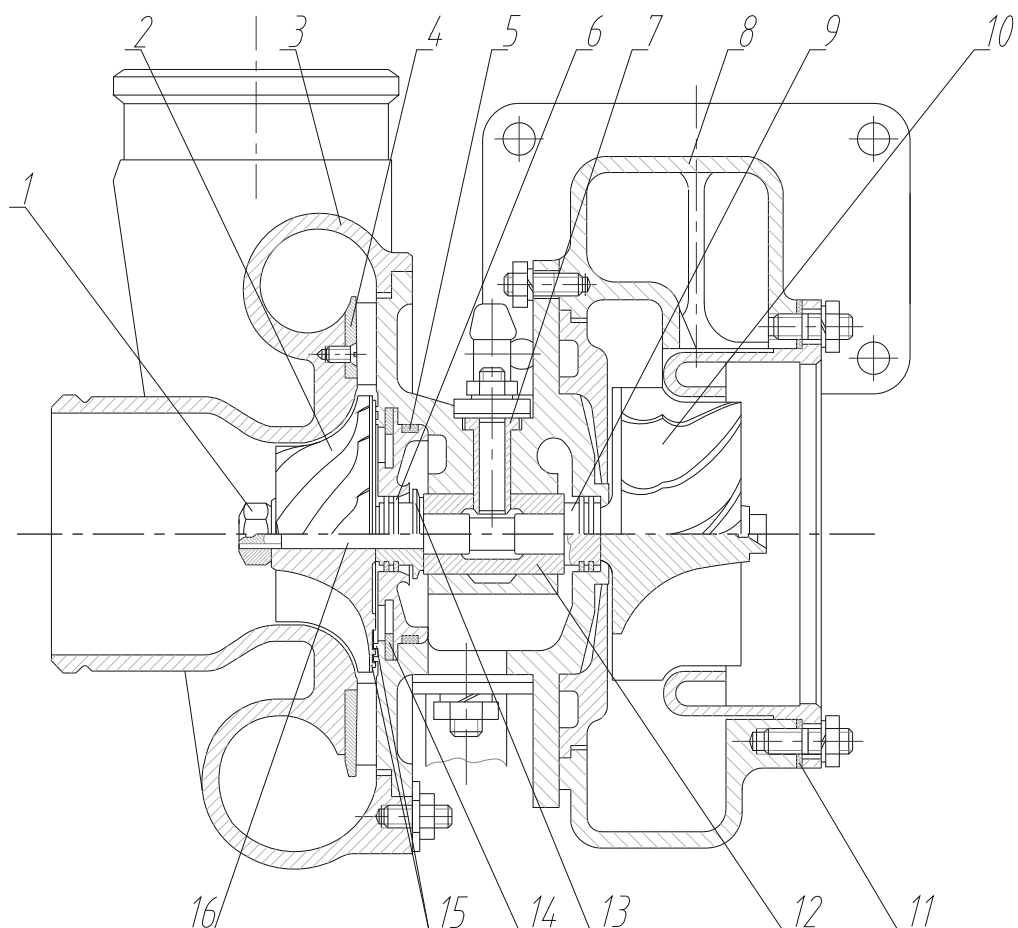


Рис. 4.2. Турбокомпресор типу ТКР-8,5

- 1 – спеціальна гайка; 2 – колесо компресора; 3 – повітрязбірна завитка;
 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 канал, 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...0,1 мм, від осевого переміщення утримується фіксатором 7 в якому є канал для підведення мастила. Велика частота обертання валу турбіни (64000 об/хв) 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 4ЧН 8,6/8,6. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора з відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

					КРБ.142.2227ст.14.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

Спроекований відцентровий компресор має степінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,0$ при ККД $\eta_{AD} = 0,84$ (що допускається для таких компресорів) і розході повітря $0,12$ кг/с. Потужність приводу на розрахунковому режимі становить майже $9,12$ кВт, частота обертання ротору 63831 об/хв.

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

					КРБ.142.2227ст.14.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		64

5. Розробка принципових схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів

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

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

5.1. Паливна система

Паливна система автомобіля – призначена для подачі палива (бензину або дизельного палива) з паливного бака в двигун (точніше - в карбюратор або форсунки). Також ця система забезпечує зберігання палива і його очищення перед подачею в двигун.

Незалежно від типу, будь-яка паливна система містить кілька основних компонентів:

- Паливний бак;
- Система топливопроводів;
- Паливний насос;
- Паливний фільтр (або фільтри);
- Пристрій освіти паливно-повітряної суміші або пристрої уприскування палива в циліндри.

Система подачі палива дизельного двигуна має такі особливості:

- Подача палива в камери згоряння здійснюється форсунками під високим тиском (за рахунок якого відбувається займання паливно-повітряної суміші);
- Тиск створюється спеціальним паливним насосом високого тиску (ПНВТ).

Таким чином, в паливній системі дизеля присутній два насоси - низького і високого тиску. Насос низького тиску (часто його називають насосом, що підкачує) забезпечує подачу палива до ПНВТ, а ПНВТ – подачу палива в форсунки.

Принцип роботи паливної системи дизельного двигуна зводиться до наступного: паливо за допомогою насоса, що підкачує подається до ПНВТ (попутно проходячи через фільтр тонкого очищення), звідки під високим тиском надходить у встановлені в голівках циліндрів форсунки. Форсунки в певні моменти відкриваються і розпилюють паливо в камері згоряння, в які через окремий клапан (або клапани) подається очищене повітря. Надлишки палива від ПНВТ і форсунок через трубки відливу палива повертаються в паливний бак.

Розрахунок ПНВТ

Циклова об'ємна подача палива:

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

де $g_e = 0,208$ кг/кВт - питома ефективна витрата палива;

$N_e = 110$ кВт – потужність двигуна;

$i = 4$ – кількість циліндрів;

$n = 3600$ с⁻¹ – кількість обертів на хвилину;

$z = 0,5$ – коефіцієнт тактовності;

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

$$V_{\text{ц}} = \frac{0,208 \cdot 110}{4 \cdot 60 \cdot 3600 \cdot 0,5 \cdot 0,85} = 0,000065 \text{ м}^3 / \text{цикл}$$

Хід плунжера:

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

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

$\varphi_z = 25$ – геометрична тривалість впорскування;

$$h_2 = \frac{1,5 \cdot 25}{6 \cdot 3600} = 0,0017 \text{ м}$$

Діаметр плунжера:

$$d_n = \frac{h_2}{1,95}$$

$$d_n = \frac{0,0017}{1,95} = 0,0008 \text{ м}$$

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

Об'єму, який відповідає ходу плунжера:

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot h_2$$

$$V_2 = \frac{3,14 \cdot 0,0008^2}{4} \cdot 0,0017 \cdot 10 = 0,0000008 \text{ м}^3$$

Розрахунок виконано правильно так як об'єму, який відповідає ходу плунжера, дорівнює цикловій об'ємній подачі палива.

Розрахунок форсунки.

Час впорскування палива:

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

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

$$\tau = \frac{25}{6 \cdot 3600} = 0,0011 \text{ с}$$

Середня швидкість впорскування палива через соплові отвори:

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

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

$P_\phi = 80 \text{ МПа}$ – середній тиск палива;

$P_c = 13,61$ МПа - середній тиск газів в циліндрі;

$\mu_c = 0,75$ – коефіцієнт течії з соплових отворів.

$$v_m = 0,75 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(80 - 13,61)}{0,00085}} = 296 \text{ м/с}$$

Сумарна площа соплових отворів:

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

$$f_c = \frac{0,000065 \cdot 10^3}{296 \cdot 0,0011} \cdot 10^{-3} = 0,00019 \text{ м}^2$$

Діаметр соплового отвору:

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

де $m = 1 \dots 12$ – число соплових отворів;

$e = 1$ – кількість форсунок на один циліндр.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00019}{3,14 \cdot 4 \cdot 1}} \cdot 10^{-3} = 0,000007 \text{ м}$$

Довжина соплового отвору:

$$l_c = (3 \dots 4) d_c$$

$$l_c = 0,000007 \cdot 3,5 = 0,0000245 \text{ м}$$

5.2. Система змащення двигуна

Деталі кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів переміщуються відносно один одного. Цьому переміщенню перешкоджає сила тертя, величина якої залежить від відносної швидкості переміщення, питомого тиску деталей однієї на іншу і від точності обробки поверхонь, що труться. Для подолання сил тертя марно витрачається потужність двигуна. Крім цього, тертя деталей викли-

кає їх нагрівання. Одним з найбільш ефективних способів зменшення тертя є введення шару мастила між поверхнями, що труться. Мастило, прилипаючи до поверхні, створює на ній міцну плівку, яка, розділяючи деталі, замінює сухе тертя між ними тертям частинок мастила між собою. Так як в працюючому двигуні масло безперервно циркулює, воно одночасно охолоджує деталі, що труться і забирає тверді частки, що утворилися в результаті їх зносу. Крім того, деталі, змащовані маслом, менше схильні до дії корозії, а зазори між ними значно ущільнюються.

Розрахунок елементів системи мащення.

Кількість теплоти, виділеної за рахунок тертя в двигуні

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{\text{тр}}$$

де $\eta_m = 0,80$ – механічний ККД двигуна;

$\alpha_{\text{тр}} = 0,4 \dots 0,45$ – доля теплоти тертя, сприймаюча маслом.

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot 110 \cdot \left(\frac{1}{0,80} - 1 \right) \cdot 0,42 = 41580 \text{ кДж / ч}$$

Проток масла для відводу $Q_{\text{тр}}$:

$$W_1 = \frac{Q_{\text{тр}}}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m}$$

де $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ – щільність масла;

$c_m = 1,98 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність масла;

$\Delta T_m = 5 \dots 8$ – різниця температур вхідного і вихідного мастила.

$$W_1 = \frac{41580}{900 \cdot 1,98 \cdot 7} = 3,3 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Кількість теплоти, прийнятої маслом при охолодженні поршнів:

$$Q_{\text{п}} = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_H^p$$

де $\alpha_n = 0,08$ – доля теплоти, прийнятої маслом для охолодження поршнів;

$Q_n^p = 42700$ кДж/кг – нижча теплота згоряння палива.

$$Q_n = 0,08 \cdot 0,218 \cdot 110 \cdot 42700 = 81915,68 \text{ кДж / ч}$$

Проток масла через поршні:

$$W_2 = \frac{Q_n}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_n}$$

де $\Delta T_n = 7$ – перепад температури масла.

$$W_2 = \frac{81915,68}{900 \cdot 1,98 \cdot 7} = 6,5 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача головного циркуляційного насоса:

$$W_{цн} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$$

де $K_v = 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі.

$$W_{цн} = 1,2 \cdot (3,3 + 6,5) = 11,76 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність, яку споживає циркуляційний насос:

$$N_{цн} = 0,272 \cdot \frac{W_{цн} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \cdot 10^{-5}$$

де $H = 20 \dots 40$ м – напір насоса;

$\eta_n = 0,85$ – механічний ККД масляного насоса.

$$N_{цн} = 0,272 \cdot \frac{11,76 \cdot 20 \cdot 900}{0,85} \cdot 10^{-5} = 0,67 \text{ кВт}$$

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубої очистки:

$$F_{\phi 20} = \frac{W_{цн}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жс}}$$

де $K_{жс} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перерізу;

$v_m = 0,03$ – м/с допустима швидкість мастила.

$$F_{\phi 20} = \frac{11,76}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,25} = 0,43 \text{ м}^2$$

					КРБ.142.2227ст.14.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		70

5.3. Система охолодження двигуна

Система охолодження служить для примусового відводу тепла від циліндрів двигуна і передачі його навколишньому повітрю. Необхідність в системі охолодження викликана тим, що деталі двигуна сильно нагріваються при роботі. Якщо не охолоджувати внутрішні деталі двигуна, то внаслідок перегріву може відбутися вигорання шару масла між деталями і заїдання рухомих деталей внаслідок надмірного їх розширення.

Розрахунок елементів системи охолодження.

Кількість теплоти, відведеної прісною водою від циліндрів двигуна:

$$Q_{\text{ц}} = \alpha_{\text{w1}} \cdot g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}$$

де: $\alpha_{\text{w1}} = 0,11$ – доля теплоти відведеної в воду від робочих циліндрів;

$$Q_{\text{ц}} = 0,11 \cdot 0,218 \cdot 110 \cdot 42700 = 112634,06 \text{ Дж / ч}$$

Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів:

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{\rho_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{ц}}}$$

де $\rho_{\text{п}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина прісної води;

$c_{\text{п}} = 4,2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність прісної води;

$\Delta t_{\text{ц}} = 8 \dots 10^{\circ}\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$W_{\text{ц}} = \frac{112634,06}{1000 \cdot 4,2 \cdot 10} = 2,6 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача головного циркуляційного насоса прісної води:

$$W_{\text{пв}} = W_{\text{ц}} \cdot K_{\text{п}}$$

де $K_{\text{п}} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі насоса.

$$W_{\text{пв}} = 2,6 \cdot 1,15 = 2,99 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площа теплопередаючої поверхні водо-повітряного охолоджувача:

$$F_b = \frac{Q_u}{K_b \cdot \Delta t_{cp}}$$

де $K_b = 5000 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К)}$ – теплоємність охолоджуючої рідини;

$\Delta t_{cp} = 65^\circ\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$F_b = \frac{112634}{5000 \cdot 65} = 0,34 \text{ м}^2$$

Потужність, яка споживається насосом прісної води:

$$N_n = 0,272 \cdot \frac{W_n \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_{нас}} \cdot 10^{-5}$$

де $\eta_{нас} = 0,7 \dots 0,8$ – механічний ККД насоса;

$H = 30 \dots 40 \text{ м}$ – напір утворювальний насосом.

$$N_n = 0,272 \cdot \frac{2,99 \cdot 30 \cdot 1000}{0,75} \cdot 10^{-5} = 0,32 \text{ кВт}$$

5.4. Система пуску двигуна

Пускова система двигуна, комплекс пристроїв, за допомогою яких здійснюється пуск двигуна внутрішнього згорання; в загальному випадку складається з енергосилових машини, джерела енергії та сполучної комунікації.

Розрахунок пускової системи

Потужність електричного стартера:

$$N_{cm} = \frac{P_{T \max} i V_h n_n}{9550} \text{ кВт}$$

де $P_{T \max}$ - максимальний тиск тертя під час пуску Па; (Приймаємо $P_{T \max} = 0,06 \text{ МПа}$);

$i \cdot V_h$ - об'єм двигуна м^3 ; ($i \cdot V_h = 0,002 \text{ м}^3$);

n_n - пускове число обертів двигуна; (Приймаємо $n_n = 100 \text{ хв}^{-1}$).

$$N_{cm} = \frac{0,06 \cdot 0,002 \cdot 100 \cdot 10^6}{9550} = 1,25 \text{ кВт.}$$

5.5. Висновок по розділу

В даному розділі були розраховані та розроблені принципові схеми систем, що обслуговують двигун, а саме: паливної систем, системи охолодження, мащення та системи пуску електричним стартером, і виконано їх креслення. При розрахунку визначено наступні параметри елементів систем як: діаметр та хід плунже-ра ПНВТ, діаметр і кількість соплових отворів паливних форсунок, продуктивності головних циркуляційних насосів масла та охолоджуючої рідини, необхідну потужність для приводу електростартера та деякі ін.

					КРБ.142.2227ст.14.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		73

6. Розробка заходів з охорони праці

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, направлених на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Правовою основою законодавства охорони праці є Конституція України, закони України «Про охорону праці», «Про охорону здоров'я», «Про пожежну безпеку», «Про використання ядерної енергії», тощо, а також «Кодекс законів про працю України».

Верховна Рада України 14 жовтня 1992 року прийняла Закон України «Про охорону праці». Цей закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян по охороні їх життя і здоров'я в процесі їх трудової діяльності, регулює за допомогою визначених державних органів відносини між власником підприємства і працівником з питань безпеки та гігієни праці робітничого середовища, встановлює єдиний порядок охорони праці в Україні. [29].

6.1. Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів при ремонті ДВЗ

При виконанні робіт з ремонту, обслуговуванню і виготовленню деталей двигуна, робітник може піддатися наступним небезпекам і наступним факторам безпеки пристроїв та технологічного устаткування, електробезпечності, пожежної безпеки, освітлення, шуму, вібрації, мікроклімату.

Безпека пристроїв і технологічного устаткування. Основні вимоги, передбачені ГОСТ ОСБТ 122003-91 «Производственное оборудование. Общие требования безопасности», це безпека для здоров'я і життя людей, надійність і зручність експлуатації, технологічність. Ця безпека забезпечується:

- вибором безпечних пристроїв дії конструктивних схем, елементів конструкції;

					КРБ.142.2227ст.14.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

- використання механізації, автоматизації та дистанційного керування;
- використання у конструкції засобів індивідуального захисту;
- дотримання ергономічних вимог;
- включення вимог безпеки в технічну документацію;
- використання в конструкції необхідних матеріалів.

Безпосередньо при роботі існують наступні небезпеки:

- враження електричним струмом;
- поразка від обертових деталей устаткування та об гострі краї устаткування та заготовок;
- опіки від розжарених деталей;
- отруєння вихлопними газами.

Для запобігання травматизму, вибираючи конструктивну схему устаткування, необхідно всі частини устаткування, що рухаються, розмістити в корпусах, станинах, котрі мають бути компактними та мати якнайменше гострих граней, частин що виступають. Забезпечити надійну ізоляцію всіх струмонесучих проводів та розмістити інформаційні повідомлення про наявність високої напруги. Розжарені деталі мають бути максимально захищені від прямого доступу. Приміщення цеху повинно мати достатню вентиляцію [14].

Електробезпечність. Широке використання електричної енергії на об'єкті вимагаю виділенню цьому питанню особливого значення по ДНАОП 0.00-121-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок і споживачів електричної енергії».

На об'єкті використовуються:

- металообробні верстати і устаткування з робочою напругою 380 В, 50 Гц;
- переносне металообробне устаткування з робочою напругою 220 В, 50 Гц;
- основне освітлення приміщень напругою 220 В, 50 Гц;
- переносне освітлення напругою 12 В.

Металообробні верстати встановлюються по ГОСТ 234-217-82 «Обработка металлов резанием». «Правила безопасности». Підключення верстатів мають різноманітний вибір кабелів живлення. Ізоляції, усі рознімачі та вимикачі, поміщені у спеціальні корпуси. Усі верстати мають підключення до контуру заземлення за ГОСТ 12.1.030-80 «Электробезопасность». «Защитное заземление и занушивание». На кожному верстаті встановлено місцеве освітлення напругою 24 В.

Переносне металообробне обладнання (електродриль, обрізні та зачисні машини) вимагає особливої уваги і подвійної ізоляції всіх частин, що знаходяться під напругою.

Основне освітлення приміщення проходить через автоматичний вимикач. При виникненні короткого замикання, або підвищеного навантаження в мережі автомати спрацьовують, знеструмлюючи лінію ламп або приміщення в цілому. [14]

Переносне освітлення напругою 12 В використовується в оглядових ямах або поза приміщенням. Його підключення можливе від понижаючого трансформатора або акумуляторної батареї.

Пожежна безпека. Приміщення для ремонту та переобладнання двигунів відносяться до категорії В по визначенню пожежної небезпеки. Пальне і важке пальне по ДНАОП 101-101-95 «Правила пожежної безпеки в Україні».

Кількість щитів приймається з розрахунку: один щит на 300.. 400 м² виробничої площі, один вогнегасник на 50 м² площі, один ящик з піском об'ємом 0,5 м³ на 100 м² виробничої площі згідно ГОСТ 12.1.004-91 та ГОСТ 12.3.003-84 «Пожарная безопасность». Гранично допустима норма концентрації вуглецю не більше 20 мг/м³, аерозолі свинцю 0,01 мг/м³ згідно ГОСТ 12.1.005-86. На протипожежному щиті повинні бути розміщені ємності для води та піску, багор, лопата, відро. Зберігання легкозаймистих речовин тільки в окремій кімнаті з гарною вентиляцією.

Шум та вібрація. Норми шуму та вібрації забезпечуються згідно ГОСТ 12.1.003-83 «Шум, общие требования» і ГОСТ 12.1.012-90 «Вибрационная без-

					КРБ.142.2227ст.14.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

опасность. Общие требования». При роботі декількох металообробних верстатів створюється шум, що не перевищує 70 дБ – припустимі норми. Для забезпечення нормальної працездатності необхідне зниження шуму, запровадження менш гучних пристроїв і забезпечення робітників персональними навушниками.

Для зменшення вібрації в приміщенні передбачене становлення верстатів та агрегатів на гумові подушки – амортизатори.

Мікроклімат у робочому приміщенні. Параметри мікроклімату діють безпосередньо на самопочуття людини. Зниження температури призводить до тепловіддачі організмом тепла, що призводить до переохолодження організму. Підвищення швидкості руху повітря приміщенням погіршую самопочуття, оскільки поліпшує колективний теплообмін процес тепловіддачі та виділення поту. Поява протягів може призвести до захворювання робітничого персоналу. При підвищенні температури повітря має місце зворотнє явище, що при температурі близько 30 °С працездатність значно зменшується. При такій температурі та вологості практично все тепло виділяється у навколишнє середовище при випаровуванні поту. При підвищенні вологості піт не випаровується, а стікає краплями по шкірі. Недостатня вологість призводить до інтенсивного випаровування води зі слизових оболонок і веде до пересихання, розтріскування шкіри, забрудненню та ураженню мікробами організму через шкіру.

На сьогодні основними документами, що визначаються параметри і норми мікроклімату у виробничих приміщеннях є ГОСТ 12.1.005-88 «Параметры микроклимата в производственных помещениях» та СНиП 2.2.4.548-96 «Санитарные нормы микроклимата у виробничих приміщеннях». Параметри наведені в табл. 6.1.

					КРБ.142.2227ст.14.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		77

Таблиця 6.1. Параметри мікроклімату

Період року	Температура, °C	Вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с
Літо	19...25	40...60	0,2...0,5
Зима	12...19	40...60	0,2...0,3

Для забезпечення заданих умов мікроклімату необхідно:

- а) температура – на літній період встановити кондиціонер повітря, а на зимовий – опалення;
- б) швидкість повітря – контролюється режимом роботи вентилятора системи кондиціонування повітря та забезпеченням надійної ізоляції вікон;
- в) вологість повітря – забезпечується системою вентиляції та кондиціонування.

6.2. Розрахунок освітлення

Проведемо розрахунок системи загального рівномірного освітлення люмінесцентними лампами, в якому виконуються зорові роботи середньої точності (IVв) [21].

Розміри приміщення: довжина $a = 15$ м, ширина $b = 10$ м, висота $H = 3,6$ м.

Мінімальне освітлення приміщення, в якому виконуються зорові роботи розряду (IVв) $E = 100$ лк. Як світлові пристрої приймаємо світильники типу УПМ-15, які доцільно використовувати у нашому випадку. Оскільки світильники кріпляться до стелі, то їх висота над підлогою майже рівна висоті приміщення $h_0 = 3,6$ м, що не суперечить вимогам [21], відповідно до яких $h_{0min} = 2,6$ м.

Індекс приміщення розраховується за формулою:

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)}$$

де $a = 15$ м – довжина приміщення;

$b = 10$ м – ширина приміщення;

$h = 2,6$ м - висота світильника над робочою по верхньою;

$$i = \frac{15 \cdot 10}{2,6 \cdot (15 + 10)} = 2,3 \text{ м}$$

При $i = 2,3$, $P_{\text{стелі}} = 70\%$, $P_{\text{стін}} = 50\%$ для світильника УПМ-15 коефіцієнт використання світлового потоку дорівнює $\eta = 0,68$.

Визначаємо необхідну кількість світильників, для забезпечення необхідної нормованої освітленості робочих поверхонь, якщо відомо, що у кожному світильнику встановлено лампи ЛБ -40, а світловий потік однієї такої лампи становить $\Phi_l = 3200$ лк:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{2 \cdot \Phi_l \cdot \eta}$$

де $K_z = 1,3$ – коефіцієнт запусу;

$Z = 1,1$ – коефіцієнт мінімальної освітленості;

$S = 150 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення;

$E = 100$ лк – рівень мінімальної освітленості;

$\Phi_l = 3200$ лк – світловий потік однієї лампи;

$\eta = 0,68$ – коефіцієнт використання світлового потоку ламп.

$$N = \frac{100 \cdot 150 \cdot 1,3 \cdot 1,1}{2 \cdot 3200 \cdot 0,68} = 5 \text{ шт}$$

Приймаємо 5 світильників, які для забезпечення рівномірності освітлення розташовані в шахмотному порядку.

Сумарна електрична потужність усіх світильників у МВ:

$$\Sigma P_{\text{св}} = P_l \cdot N \cdot n$$

де $P_l = 40$ Вт – потужність однієї лампи;

$N = 5$ шт – кількість світильників;

$n = 1$ шт – кількість ламп в світильнику.

$$\Sigma P_{\text{св}} = 40 \cdot 5 \cdot 1 = 200 \text{ Вт}$$

6.3. Виснок по розділу

В розділі було розглянуто заходи з охорони праці в одному з приміщень станції технічного обслуговування автомобілей. За результатами розрахунку встановлено, що для освітлення приміщення з технічного обслуговування та ремонту ДВЗ розміром 10×5 м потрібно розташувати 5 світильників в шаховому порядку для рівномірності освітлення.

					КРБ.142.2227ст.14.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		80

Висновок по роботі

У даній кваліфікаційній роботі було розглянуто двигун Subaru Boxer EE20 (4ЧН 8,6/8,6), який зазвичай встановлюється на легкові автомобілі Subaru Legacy та Outback.

В роботі наведено технічну характеристику двигуна, описано загальну конструкцію та визначено сферу його застосування, включаючи конструктивні схеми та короткий опис деталей руху двигуна, таких як колінчастий вал, шатун, поршень.

Виконано тепловий, кінематичний та динамічний розрахунки двигуна, та зроблено перевірку адекватності розрахунку. Визначено тип та основні параметри компресора для наддуву двигуна. Розраховано та розроблено принципові схеми систем що обслуговують двигун, а саме паливну систему, систему охолодження, змазки та систему пуску електричним стартером, і виконано їх креслення. Також розглянуто питання охорони праці, проаналізовано шкідливі виробничі фактори і виконано розрахунок освітлення приміщення для ремонту ДВЗ.

					КРБ.142.2227ст.14.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		81

Список використаної літератури

1. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчет на прочность судовых двигателей. - Л; Судостроение.1969-631с.
2. Ткаченко С.Г. Расчеты двигателей внутреннего сгорания при курсовом и дипломном проектировании. Методические указания. - Николаев: НКИ, 1990-35с.
3. Ткаченко С.Г., Коршиков Ю.С. Расчеты динамики ДВС, имеющих специальные схемы кривошипно-шатунных механизмов: Учебное пособие Николаев: НКИ, 1988 -36с
4. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л: Судостроение. 1977. - 390с.
5. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей (4-е изд.) - М.: Высш. шк., 2008 – 498 с.
6. Николаенко В.А., Лешик А.Н. Руководство по эксплуатации, техническое обслуживание, ремонт, особенности конструкции, электросхемы. – Киев: Автомастер, 2004. – 183 с.
7. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей. - Киев: Наукова думка, 1984. – 141 с.
8. Системы диагностики, коды неисправностей автомобилей. Практическое пособие, - Москва: Техника, 2004. – 288 с.
9. Вырубов Д.Н., Ефимов С.И. Двигатели внутреннего сгорания, конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1984. – 390 с.
10. Золотницкий В.А. Новые газотопливные системы автомобилей/Под науч. ред. С.Н. Погребного. – М.: Издательский Дом Третий Рим, 2005. – 64 с.
11. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание.: - ООО Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.

12. Двигатели ЯАЗ-М204 и ЯАЗ-М206. Инструкция по эксплуатации и уходу, Издательство: М.: Машиностроение, 1961 - 206 с.
13. Автомобили МАЗ-200, 205, 200В и 501. Краткое руководство по уходу и эксплуатации. Минский автомобильный завод, 1963 – 157 с.
14. Жидецкий В.Ц., Джигирей В.С., Мельников А.В. Основы охраны труда. Учебник -Изд 2-е, дополненное - Львов: Афиша, 2000-351с.
15. Гудков Н. Серилы. – М.: Авторевью. – 2007. - №17.
16. Автовиробників змусять робити машини менш шкідливими // Євро-бюлетень. - 2008. - №1.- ст.20.
17. Вплив екологічних нормативів "Євро-2" на автомобільний ринок України
18. Закон України "Про автомобільний транспорт " від 05 квітня 2001 р. // Відомості Верховної Ради України. - 2001. - № 22. - ст. 105 .
19. Осьмак А. Чисте "Євро" // Агросектор. - 2006.- № 4 .
20. Приміський В. Автомобіль. Екологія. Суспільство. // Дзеркало тижня. - 2001.- № 51.
21. Редзюк А.М., Гутаревич Ю.Ф., Агеев В.Б., Устименко В.С., Клименко О.А.. Інтеграція України до ЄС у сфері захисту довкілля від шкідливих викидів авт-го транспорту: задачі та перспективи // Автошляховик України. - 2005.- №1.- ст. 13-7
22. Надзвичайні ситуації. Основи законодавства України. – К., 1998, Т. 1. – 544 с.
23. Михайлюк В.О. Цивільний захист: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – Ч. 2. Надзвичайні ситуації. – 124 с.; 2004. – Ч. 3. Цивільна оборона – 140 с.
24. Торчинская Ж. Праздник - это когда тебя понимают. – К.: Автопрофи. - 2006. - №30.

25. Торчинская Ж. EURO 4 в Украине — уже реальность. - К.: Автопрофи. - 2006. - № 14.

26. Шляховой В. Минуя Euro 1. – К.: Автопрофи. - 2006. - № 6.

27. Ясенков Е.П. Элементы автотранспортного комплекса и их воздействие на окружающую среду. – М.: Автомобильная промышленность. - 2007. - № 8.

28. Як і на автомобілях їздити, і повітря не забруднювати. - Євробюлетень. - 2007.- №9.- ст.12.

29. www.rada.gov.ua

30. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок. Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84с.

					КРБ.142.2227ст.14.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		84