

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 ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН 12,7/15,4
(SCANIA DC16)**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

В. С. Наливайко

Здобувач освіти

Н. Б. Сич

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Сичу Назарію Богдановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок допоміжного суднового двигуна 8ЧН 12,7/15,4
(*Scania DC16*)

2. Керівник роботи к.т.н., професор НУК Наливайко В.С.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 450 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1500 хв⁻¹; ступінь стиснення – 15; коефіцієнт надлишку повітря – 2,2.

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 насосу; 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;
Відцентровий насос; 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)

/Н. Б. Сич/

(прізвище та ініціали)

/В. С. Наливайко/

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Опис конструкції двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4.....	6
1.1. Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування	6
1.2. Конструкція основних елементів двигуна	8
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 12,7/15,4.....	16
2.1. Вступ	16
2.2. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	16
2.3. Розрахунок робочого циклу двигуна	21
2.4. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	27
2.5. Висновок по розділу.....	29
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4.....	30
3.1. Кінематичний розрахунок КШМ.....	30
3.2. Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	33
3.3. Висновки по розділу.....	39
4 Розрахунок та конструювання відцентрового насосу системи охолодження двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4.....	40
4.1. Вступ.....	40
4.2. Визначення початкових даних для розрахунків	40
4.3. Визначення основних розмірів робочого колеса	43
4.4. Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса	54
4.5. Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.....	57
4.6. Розрахунок спірального відвідного каналу трапецієвидної форми	59
4.7. Оцінка допустимої висоти всмоктування насосу.....	65
4.8. Опис конструкції насоса	66
4.9. Висновок по розділу.....	69

5 Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна Scania	
типу 8ЧН 12,7/15,4.....	70
5.1. Паливна система.....	70
5.2. Масляна система.....	77
5.3. Система охолодження.....	85
5.4. Система повітропостачання і газовідводу.....	88
5.5. Висновки по розділу.....	93
6 Організація охорони праці та охорони навколишнього середовища	94
6.1. Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників	
в машинному відділенні	94
6.2. Заходи щодо поліпшення умов і підвищення безпеки праці	96
6.3. Пожежна безпека.....	97
6.4. Охорона навколишнього середовища.....	98
6.5. Основні способи зниження токсичності і димності ВГ.....	99
Висновок.....	100
Список використаної літератури	101
Додатки.....	102

ВСТУП

В суднобудуванні, автомобілебудуванні, в техніці, а також в різних галузях народного господарства в якості джерела механічної енергії використовуються двигуни самих різних типів і схем. Але найбільше і, можна сказати, панівне поширення набули поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Перевага поршневих двигунів визначається їх високою економічністю. Через цю якість вони відносяться до кращих серед усіх відомих. Висока економічність обумовлена значними ступенями стиску і високими температурами робочого тіла цих машин. Але це зовсім не означає, що вичерпані всі резерви для їх покращення.

Конструктори, інженери-дослідники та вчені невпинно працюють над створенням більш досконалих і економічних поршневих двигунів. В ході робіт народжуються пропозиції, які не завжди можуть бути негайно реалізовані і проведені в життя. Часом забезпечення впровадження якої-небудь пропозиції вимагає серйозного попереднього вивчення цілого ряду технічних проблем, а в окремих випадках – розробки методів і засобів вирішення цих проблем. Це виявляється можливим і ефективним тоді, коли дослідник володіє відповідним теоретичним інструментарієм аналізу процесів, які протікають в двигунах.

В кваліфікаційній роботі розглянуто судновий двигун компанії Scania. Компанія Scania – це глобальна корпорація, яка займається виробництвом вантажних автомобілів, автобусів, промислових та морських двигунів внутрішнього згоряння.

Двигун Scania D11655 типу 8ЧН 12,7/15,4 високообертовий, з турбонаддувом, номінальною потужністю 450 кВт при 1500 хв^{-1} колінчатого валу.

					КРБ.142.2227ст.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

РОЗДІЛ 1

Опис конструкції двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4

1.1. Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Дизелі Scania ряду D116M є двигунами з подвійним турбонаддувом стягується і заряду з повітряним охолодженням (повітря-вода) 4-тактний дизельний двигун з EMS (система управління двигуном) і EUI-технології (з електронним управлінням насос-форсунками). Конструкція дизелів дає можливість тривало експлуатувати їх при крені 150, диференті 5°; короткочасно - при крені 45°, диференті 30°. Для головних суднових дизелів допускається тимчасовий диферент до 7°.

Дизелі D11644M, D11649M і D11655M (рис. 1.1) є базовими моделями дизелів D116 потужністю 366...532 кВт. Вони призначені для приводу електрогенераторів на судах, мають повітряну і електричну систему пуску. Ці двигуни оснащуються інтеркулерами (повітря-вода). Для безперервної роботи при змінних чинниках навантаження. Номінальна потужність перевантаження на 10 %. Регулювання швидкості відповідно до ISO 3046 IV Клас A1 і ISO 8528 Клас G2. Класифікація: Сертифікат від більшості класифікаційних товариств.

Таблиця 1.1. Технічна характеристика двигунів Scania D116M

Допоміжні режими роботи				50 Гц		60Гц	
Тип двигуна	Інтер-кулер	Робочий об'єм (л)	Конфі – гурація	кВт	об/хв	кВт	об/хв
D11644M ³⁾	I	15.6	V8	366	1500	405	1800
D11644M ³⁾	I	15.6	V8	426	1500	469	1800
D11649M ³⁾	I	15.6	V8	450	1500	500	1800
D11655M ⁴⁾	I	15.6	V8	366	1500	405	1800
D11655M ⁴⁾	I	15.6	V8	426	1500	469	1800
D11655M ⁴⁾	I	15.6	V8	450	1500	500	1800
D11655M ⁴⁾	I	15.6	V8	—	—	532	1800

3) Двигун відповідає необхідним межам викидів ІМО

4) Двигун відповідає необхідним межам викидів ІМО та Tier 2

					КРБ.142.2227ст.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

Таблиця 1.2. Технічні характеристики двигуна D11655M

№ циліндров	8 в 90° V
Робочий об'єм, л	15,6
Діаметр циліндру, мм	127
Хід поршня	154
Сумарна маса без масла та води, кг:	
з теплообмінником	1495
без теплообмінника	1590

Тип двигуна	D116 55M		
		50 Гц	60Гц
		PRP	PRP
Потужність двигуна (бруто)	кВт	450	450
Система керування	Scania Engine Management System (EMS)		
Витрата палива			
1/1 нагрзука	г/кВт*ч	203	208
¾ нагрзуки	г/кВт*ч	206	208
½ нагрзуки	г/кВт*ч	210	212
Витрата мастила	г/кВт*ч	< 0.3	
Ступінь стиснення		16:1	
Відвід тепла			
у охолоджувану воду	кВт	368	390
у відхідні гази	кВт	268	339
у атмосферу	кВт	22	25
у водяний контур	кВт	43	65
Максим.температура на виході	°C	69	79
Рекомендована температура води на вході у повітряний охолоджувач	°C	50	50
Витрата повітря	кг/хв	29	40
Вихід вихлопних газів	кг/хв	30	41
Температура на виході	°C	505	475

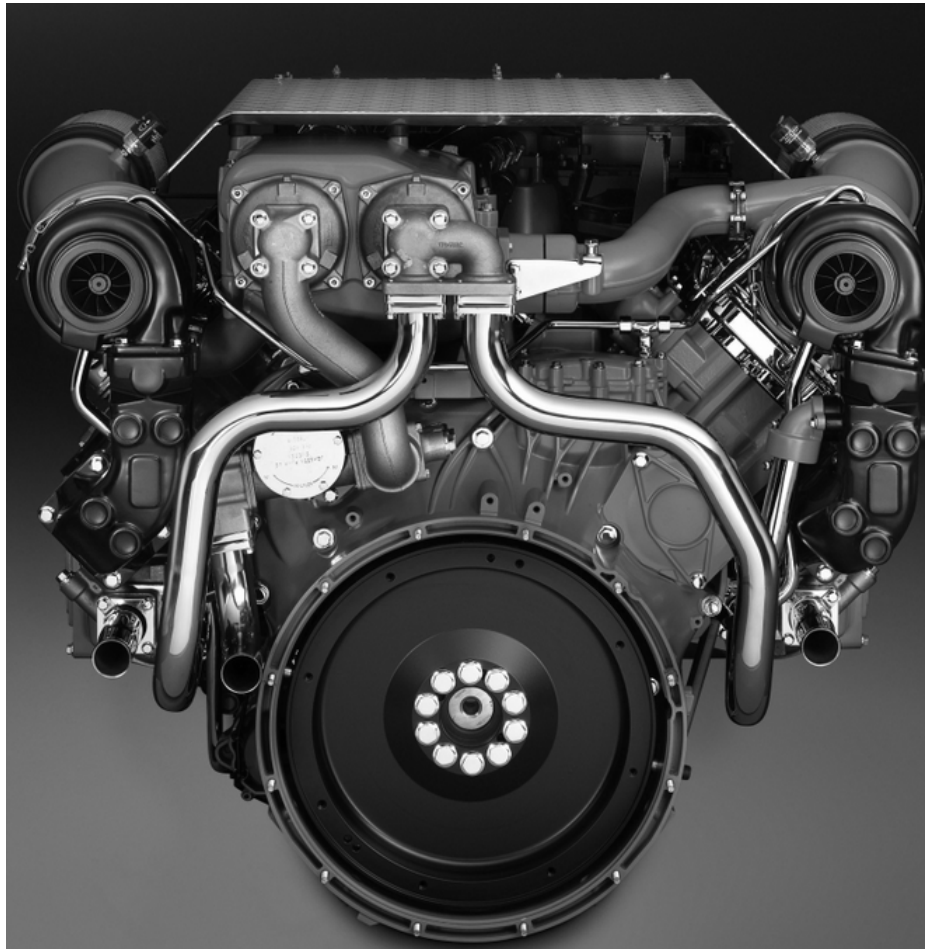


Рис. 1.1. Двигун Scania D116 55M

1.2. Конструкція основних елементів двигуна

Насос-форсунки и блок керування (Scania EMS), два турбокомпресора (задній монтаж), випускні колектори с водяним охолодженням, охолоджувач надувного повітря та прісної води (повітря-вода), відцентровий очисник масла, масляний фільтр, масляний радіатор, паливний фільтр попереднього очищення з сепаратором води, паливний фільтр, електричний насос для зливу мастила. Генератор 2-полюсний 140А 28V, стартер двигуна 2-полюсний 6,7 кВт 24В. Маховик SAE 14", картер маховика SAE1 з силуміну. Теплообмінник, розширювальний бак с герметичною кришкою (двигуни тільки с теплообмінником), подіум та кришка для пасової передачі. фронтально установлені опори двигуна.

Коробка відбору потужності з максимальним безперервним крутним моментом 400 Нм (41 кгс · м), фронтально установлена коробка відбору пот-

					КРБ.142.2227ст.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

ужності з максимальним безперервна крутний момент 800 Нм (81,5 кгс · м), колінчастий вал зі шківом з двома або трьома додатковими канавками, насос морської води, водовідливний насос, різні рішення заміни масла, підігрівач двигуна, підключення обігрівача кабіни, інтегрований датчик температури масла., охолоджувач палива, класифікований колінчастий вал сертифікатами від більшості класифікаційних товариств.

Блок циліндрів та індивідуальні головки циліндрів виготовлені з легованого чавуну, інжектор, встановлений електронний блок управління клапани. Чотири клапани в голівці блоку циліндрів, зубчаста передача з боку маховика колінчастого валу. розподільчий вал Один розподільний вал для кожного ряду циліндрів, поршні з композитного матеріалу з алюмінієвими частинами і сталлю головою. Охолоджувач масла з повним потоком всередині блоку двигуна і типу багатодискового типу. Стрижні підключення I-розділ зпресовані з легованої сталі. Колінчастий вал зі сплаву сталі з загартованими і полірованими поверхнями підшипників. Масляний піддон картера виготовлений з литого алюмінію. Маховик зроблено з чавуну. Напрямок обертання видно з кінця маховика – проти годинникової стрілки. Електрична система 2-полюсний 24В. Охолоджувач повітря встановлюється на впускному клапані повітря Охолодження подається з двоступінчастим водяним охолодженням, є одним цілим з теплообмінником.

					КРБ.142.2227ст.16.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

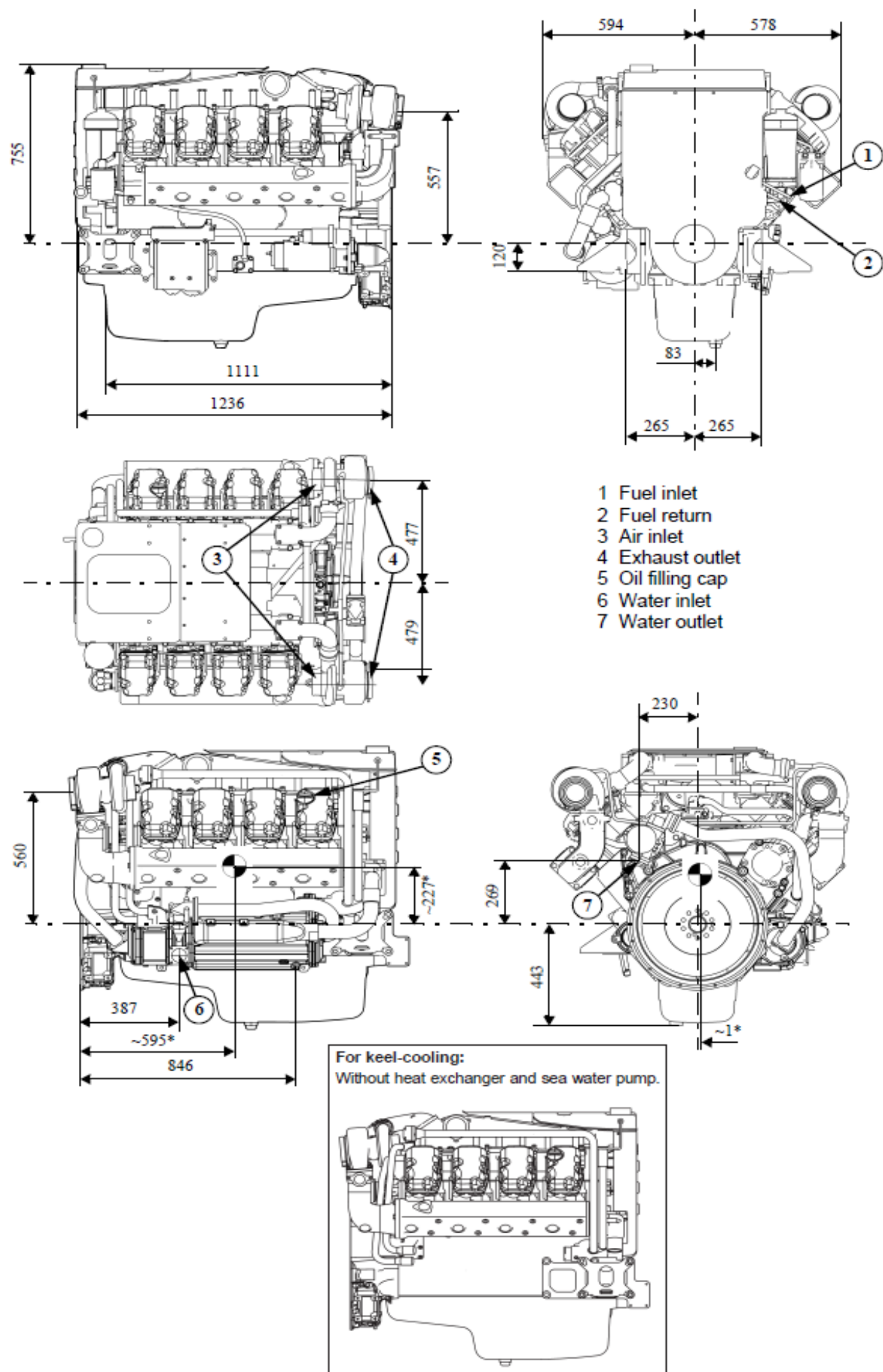


Рис 1.2. Загальний вигляд двигуна

					КРБ.142.2227ст.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Блок циліндрів (див. рис. 1.2) суцільний відлитий з чавуну, має шість вставних втулок циліндрів. Ущільнення водяної порожнини в місцях заправки втулок досягається у верхній частині притисненням прижимного бурта втулки до блоку, в нижній - двома кільцями ущільнювачів, укладеними в канавки втулок. У отворах перегородок паралельно осі колінчастого валу розташовані підшипники розподільного валу. Кришки корінних підшипників з блоком циліндрів утворюють сім опор корінних шийок колінчастого валу. Крайня опора з боку маховика спільно з кільцями утворює наполегливий підшипник. Кришка наполегливого підшипника зафіксована від подовжніх переміщень штифтами. Верхні вкладиші корінних підшипників біметалічні. Верхні вкладиші корінних підшипників зафіксовані за допомогою сухарів-шпонок, які заходять виступами біля ліжок підшипників блоку і вирізані у вкладишах.

У поперечних перегородках блоків є канали для підведення масла до корінних підшипників колінчастого валу.

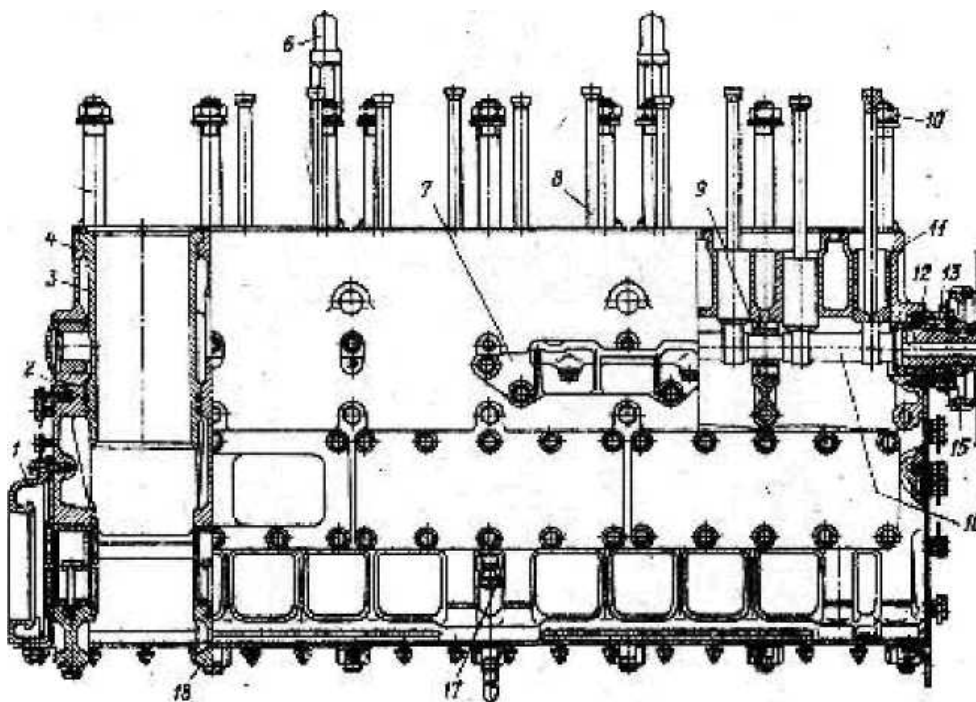


Рис. 1.3. Блок циліндрів

Охолоджуюча рідина підводиться до кожного циліндра через розподільну трубу з отворами.

До нижньої площини блоку прикріплений піддон, що має фільтр отвору з магнітним уловлювачем для очищення масла, пробку для зливу.

Кришки циліндрів блокові (на два циліндри одна кришка). Кожна кришка прикріплена до блоку циліндрів шістьма гайками і шпильками. Стик кришки з блоком циліндрів ущільнений прокладкою.

У кришці циліндрів розташовані впускні і випускні клапани і форсунки. На дизелях, пуск яких здійснюється повітрям окрім цього, встановлені пускові клапани. Робочі клапани мають направляючі втулки, запресовані в кришки циліндрів. Зверху до кришки циліндрів прикріплений кронштейн коромисел. У кронштейні коромисел розміщена порожниста вісь коромисел клапанів. Отвори в торцях осі щоб уникнути витікання масла закриті різьбовими пробками. Від осьового зміщена і повернута в кронштейні вісь зафіксована настановним штифтом. Кронштейн має отвір для підведення масла до підшипників коромисел. Дві гайки кріплення кришок циліндрів до блоку виконані високими. У них укручені болти для підйому агрегату.

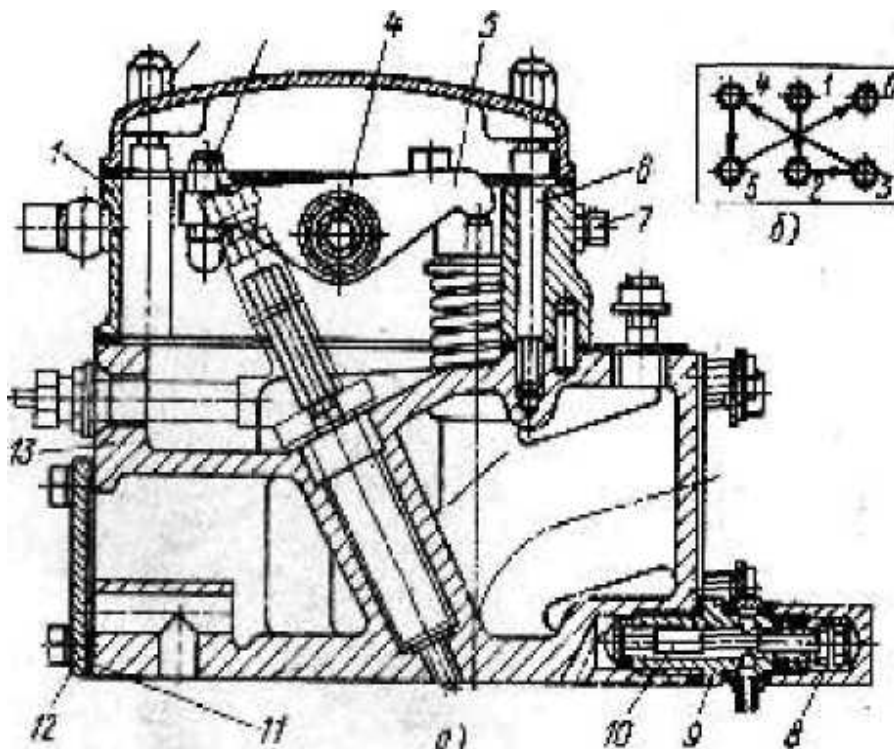


Рис. 1.4. Кришка циліндра

Кожух маховика (рис. 1.4) головних суднових дизелів з фланцевим кріпленням генератора виготовлений з чавуну.

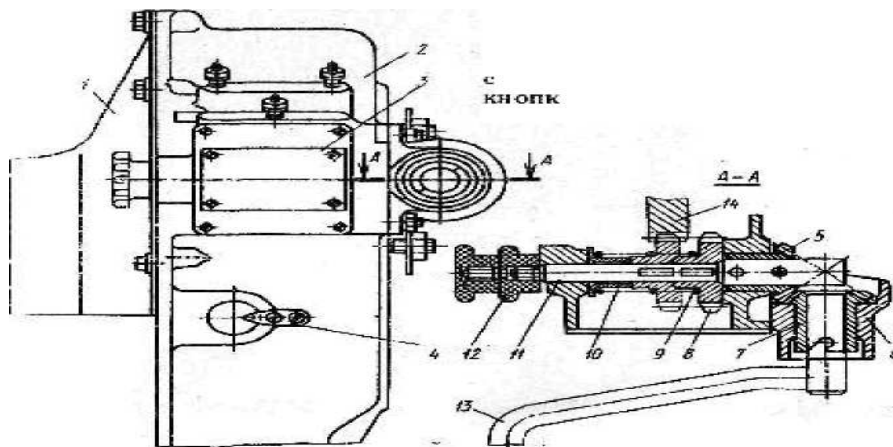


Рис. 1.5. Кожух маховика

Колінчастий вал – сталевий семиопорний. Робочі поверхні шийок закріплені. Вал спільно з маховиком динамічно збалансований. Допустимий дисбаланс 0,01 Нм.

При заміні колінчастого валу або маховика в умовах експлуатації необхідно їх спільно збалансувати динамічно або статично.

Шатун – сталевий двотаврового перетину. У верхню головку шатуна запресована втулка. Вкладиші нижньої головки виконані з виступами, що входять в пази шатуна і його нижньої кришки.

Поршень має три компресійних і пару маслоз'ємних кілець. Канавки під маслоз'ємними кільцями мають дренажні отвори. На дизелі можуть бути встановлені поршні з двома компресійними кільцями і одним маслоз'ємним розташованим вище за вісь поршневого пальця. У поршні виконані бобишки з отворами в які встановлений поршковий палець. У кожній бобишці для змазування пальця виконані отвори. Поршковий палець плаваючого.

Розподільним вал цілісний, має центральний отвір для підведення масла до підшипників. Опорні підшипники складаються з двох половин, що скріплюють пружинними кільцями. Перший (з боку коробки зачатих коліс). Опорний підшипник валу є і наполегливим. Підшипник має фланець за допомогою якого закріплений болтами до блоку циліндрів через, зубчатих коліс). Опорні підшипники валу взаємозамінні. Всі підшипники зафіксовані гвинтами, укрупненими в стінку блоку.

Штовхач порожнистий. У штовхачі виконані два отвори через які з нього зливається зайве масло. Коромисла сталеві. На коромислах встановлені гвинти для регулювання зазорів між торцями штоків клапанів і бобишками коромисел. У середині коромисел виконані канали для мастила сферичної верхньої штанг, штовхачів штоком клапанів і втулок напрямних.

Клапани мають робочі фаски під кутом 45 градусів. Фаски клапанів відшліфовані і притерті до сідел циліндрів. Діаметр тарілок випускних клапанів менше ніж впускання.

На вільному кінці коленвалу розміщені дві циліндрові шестерні. Колесо приводить в рух через проміжне зубчате колесо зарядний генератор і насос внутрішнього контура, колесо через проміжне зубчате колесо — розпредвал, паливний насос, розподільник повітря. Шестерня приводу масляного насоса приводить в рух насос зовнішнього контура.

Привід паливного насоса (рис 1.6) служить також приводом тактометричного перетворювача і лічильника 12 мотогодин типу G4-102В. У порожнину корпусу приводу паливного насоса через порожнисту шпильку з масляної магістралі під тиском підводиться масло. Проходячи через гвинтові канавки, виконані у втулках масла зливається в коробку зубчатих коліс, а частина потрапляє в порожнину гвинтових зубчатих коліс н. змащує їх.

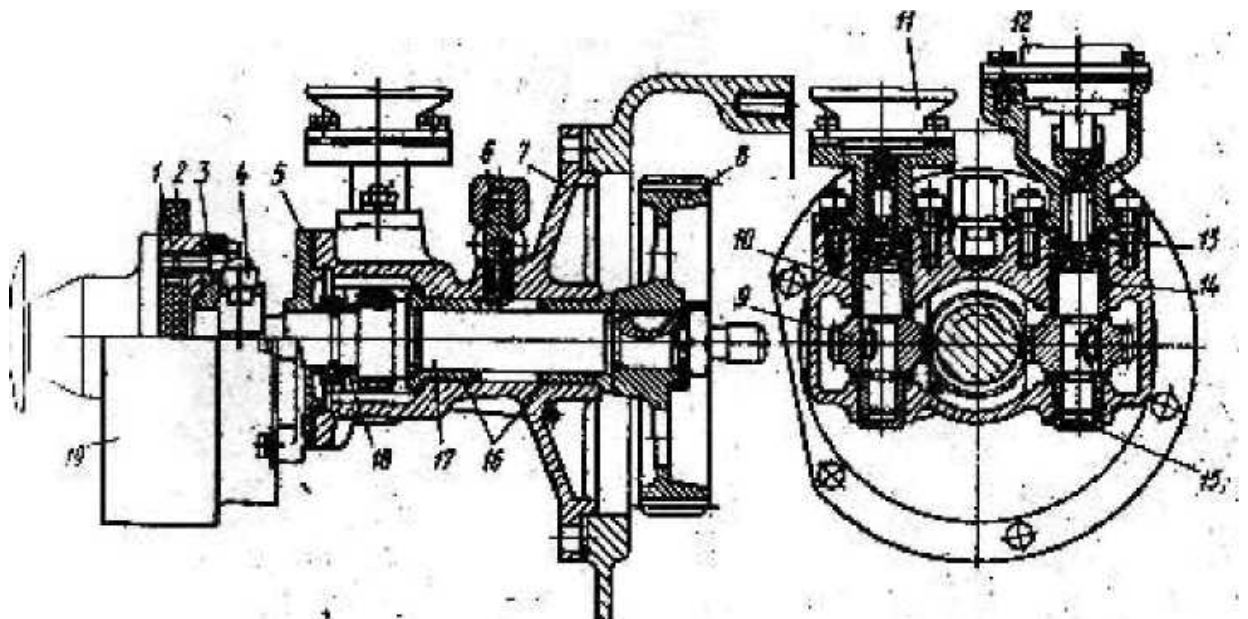


Рис. 1.6. Привід ПНВТ

Надмірне масло через канал в корпусі зливається в коробку зубчатих коліс. Диск зчеплення з насосом має радіальні пази, в які входять куркульки муфти насоса і шайби приводу. На зовнішній поверхні кулачкової шайби біля виступів нанесені ризики для установки кута випередження подачі палива. Кожна ризика відповідає 4° кути попорена колінчастого валу.

Привід зарядного генератора і насоса внутрішнього контуру встановлений на коробці зубчатих коліс.

					КРБ.142.2227ст.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

РОЗДІЛ 2

Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна типу 8ЧН 12,7/15,4

2.1. Вступ

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

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

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4 проведемо на комп'ютері за методикою, яка оснований на методі теплового розрахунку Гринивецького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

2.2. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

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

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

					КРБ.142.2227ст.16.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298$ К (нормальні атмосферні умови).

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

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 \dots 16$ [4]. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} < 200$ мм та $\varepsilon = 15$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,6$ [4]. Приймаємо $\alpha = 2,2$.

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектованого. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,80 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$; [4].

Приймаємо $\xi_z = 0,82$; $\xi_b = 0,93$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = (1,2 \dots 1,5)$ [4]. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

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

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

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

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,89$ [4]. Приймаємо $\eta_m = 0,89$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа [4].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 750$ К [4].

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

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

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

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,6$.

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

2.3. Розрахунок робочого циклу двигуна

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

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

Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 450$
1.2. Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 1500$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 298$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.6$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.15$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.02$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.82$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.93$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{сж}} = 15$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 10$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.89$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.74$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 750$
1.20 Масовий склад палива(кг/кг):	$C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 8$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.127$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.154$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.2$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$

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

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.76$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.371$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 476.178$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 305.127$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 323.654$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.367$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.356$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.961$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



$$b_c = 0.00251 \quad a_{\nu c} = 19.271$$

3.4 Середній показник політропи стиску



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

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 14.345$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 869.958$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.088$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0291$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0285$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.882$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

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

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.76395$$

$$b_z = 0.00296$$

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

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

$$a_{vb} = 19.82827$$

$$b_b = 0.003017$$

					КРБ.142.2227ст.16.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

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



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

звідки: $T_z = 1748.1$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 18.649$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.585$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.467$$

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

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



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

$$n_2 = 1.25$$

$$T_b = 996.559$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.123$$

					КРБ.142.2227ст.16.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.646$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.593$$

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

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

$$b_i = 0.177$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.477$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 2.308$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.424$$

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

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

$$b_e = 0.199$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 450.531$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.118\%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0.903$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0.928$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.352$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 790.298$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.121$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.406$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.374$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$P_{kd} = 3.592$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.234\%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,250
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,345
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,649
Ступінь попереднього розширення ρ	1,585
Ступінь стиснення ε	15,0

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	18,65	
1,00	14,35	18,65
1,59	7,65	18,65
2,26	4,73	12,00
2,93	3,31	8,66
3,60	2,50	6,69
4,27	1,98	5,41
4,94	1,62	4,50
5,61	1,36	3,84
6,28	1,17	3,34
6,95	1,02	2,94
7,62	0,90	2,62
8,29	0,80	2,36
8,96	0,72	2,14
9,63	0,65	1,95
10,30	0,59	1,80
10,98	0,55	1,66
11,65	0,50	1,54
12,32	0,47	1,44
12,99	0,43	1,35
13,66	0,40	1,26
14,33	0,38	1,19
15,00	0,36	1,12
15,00		0,36

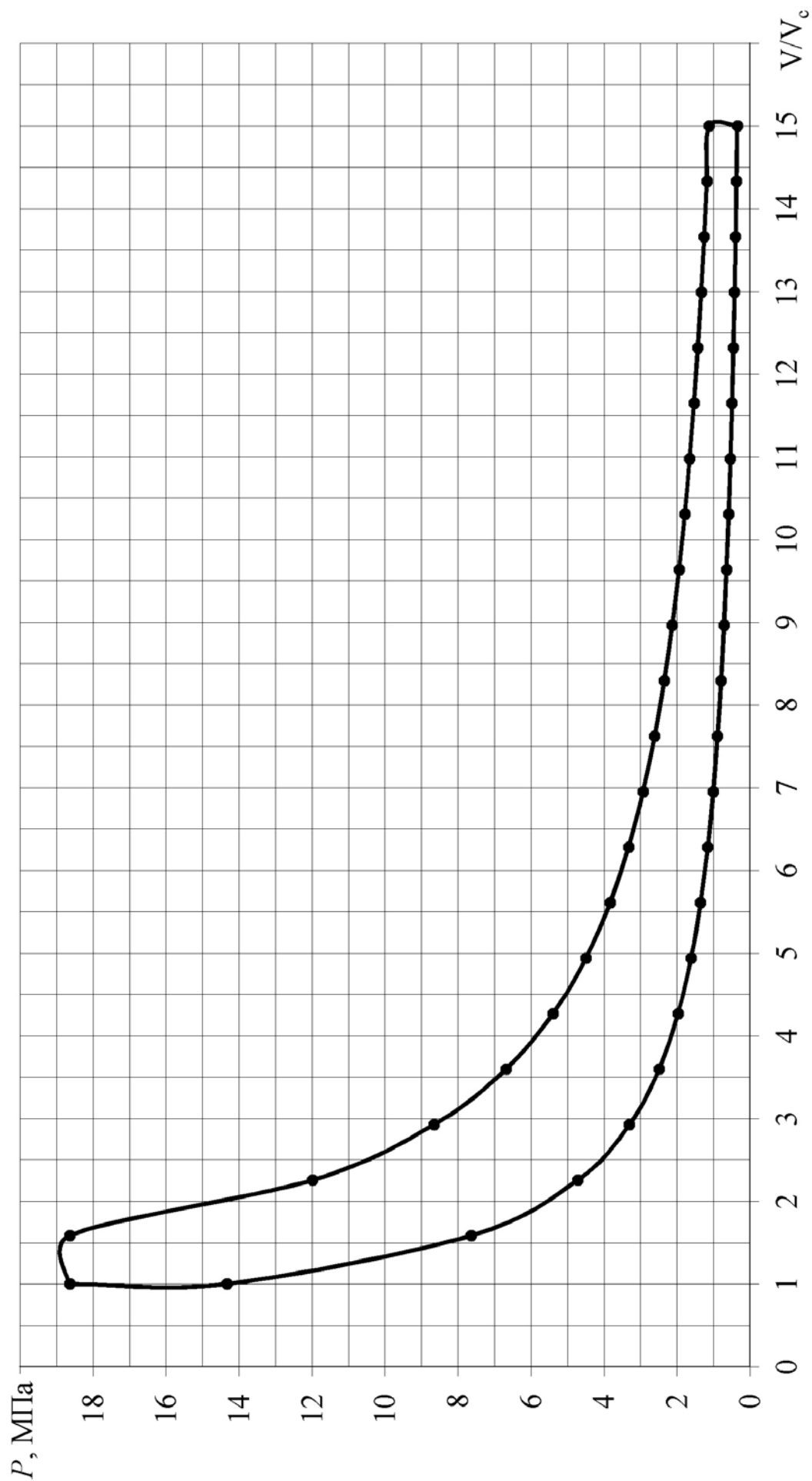


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна Scania типу 8CH 12,7/15,4

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.16.02.ПЗ

2.5. Висновок по розділу

В табл. 2.2 приведено основні параметри розглянутого двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.2. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	450
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	1500
3.	Ступінь стиску	15
4.	Тиск наддуву, кПа	371
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,2
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2308
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,199
8.	Механічний ККД	0,89
9.	Індикаторний ККД	0,477
10.	Ефективний ККП	0,424

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

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,199 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

РОЗДІЛ 3

Перевірочний розрахунок динаміки двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4

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 ($R = S_n / 2 = 0,154 / 2 = 0,077$), м;

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

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

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

де ω – кутова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 157$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

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

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

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

					КРБ.142.2227ст.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		30

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	2429,41
15	0,0033	3,9379	2293,54
30	0,0130	7,2664	1909,41
45	0,0279	9,6574	1342,07
60	0,0466	11,1236	683,27
75	0,0671	11,8673	31,00
90	0,0878	12,0890	-531,43
105	0,1070	11,8673	-951,47
120	0,1236	11,1236	-1214,70
135	0,1368	9,6574	-1342,07
150	0,1464	7,2664	-1377,98
165	0,1521	3,9379	-1373,07
180	0,1540	0,0000	-1366,54
195	0,1521	-3,9379	-1373,07
210	0,1464	-7,2664	-1377,98
225	0,1368	-9,6574	-1342,07
240	0,1236	-11,1236	-1214,70
255	0,1070	-11,8673	-951,47
270	0,0878	-12,0890	-531,43
285	0,0671	-11,8673	31,00
300	0,0466	-11,1236	683,27
315	0,0279	-9,6574	1342,07
330	0,0130	-7,2664	1909,41
345	0,0033	-3,9379	2293,54
360	0,0000	0,0000	2429,41

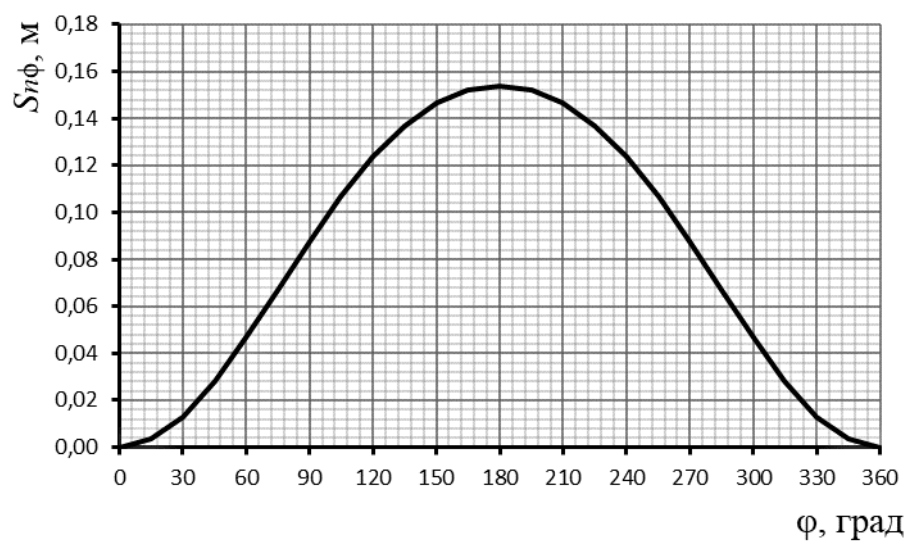


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

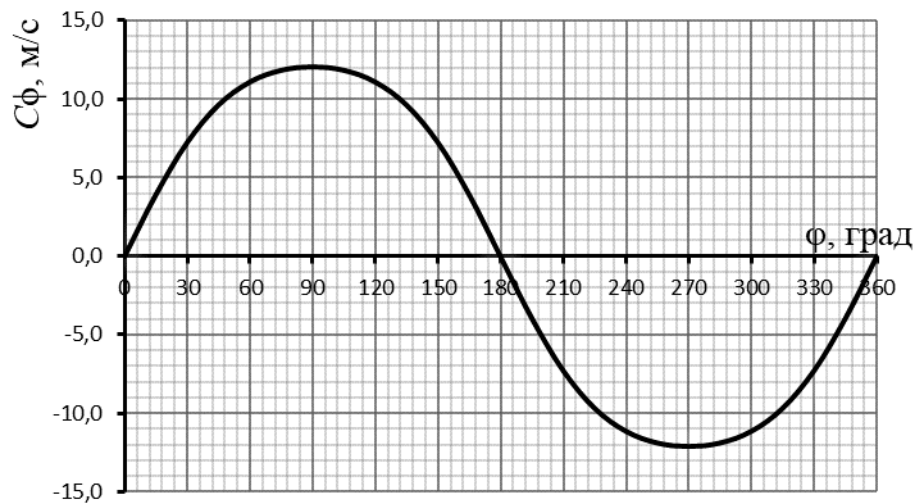


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

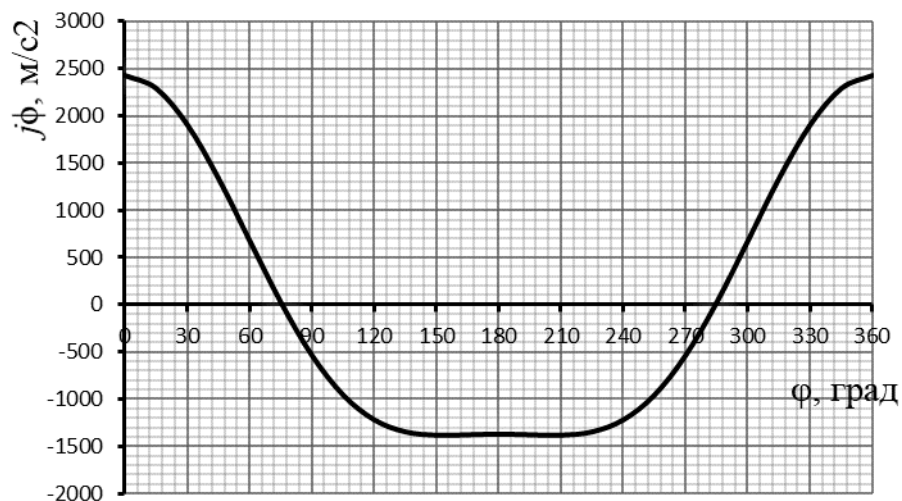


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

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

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

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

3.2. Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

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

$$P = P_g + P_j$$

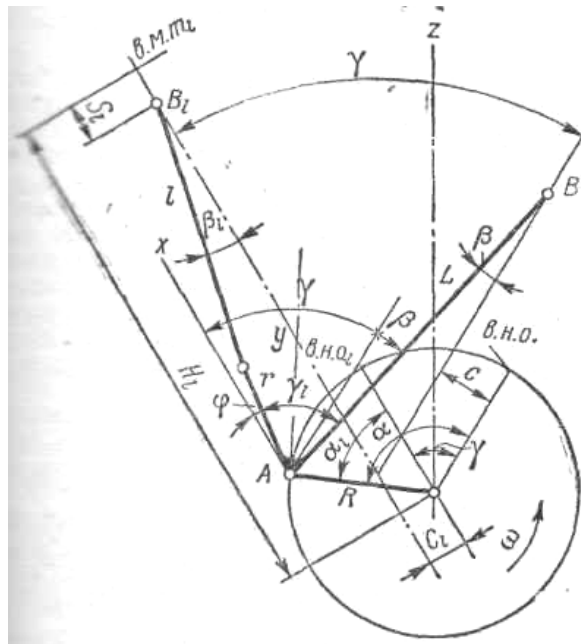


Рис. 3.4. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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

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

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

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

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

Тоді тангенціальна складова:

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

відповідно нормальна:

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

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

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

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

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

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

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

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

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

Як масу m_n 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:

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

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

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

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,280.

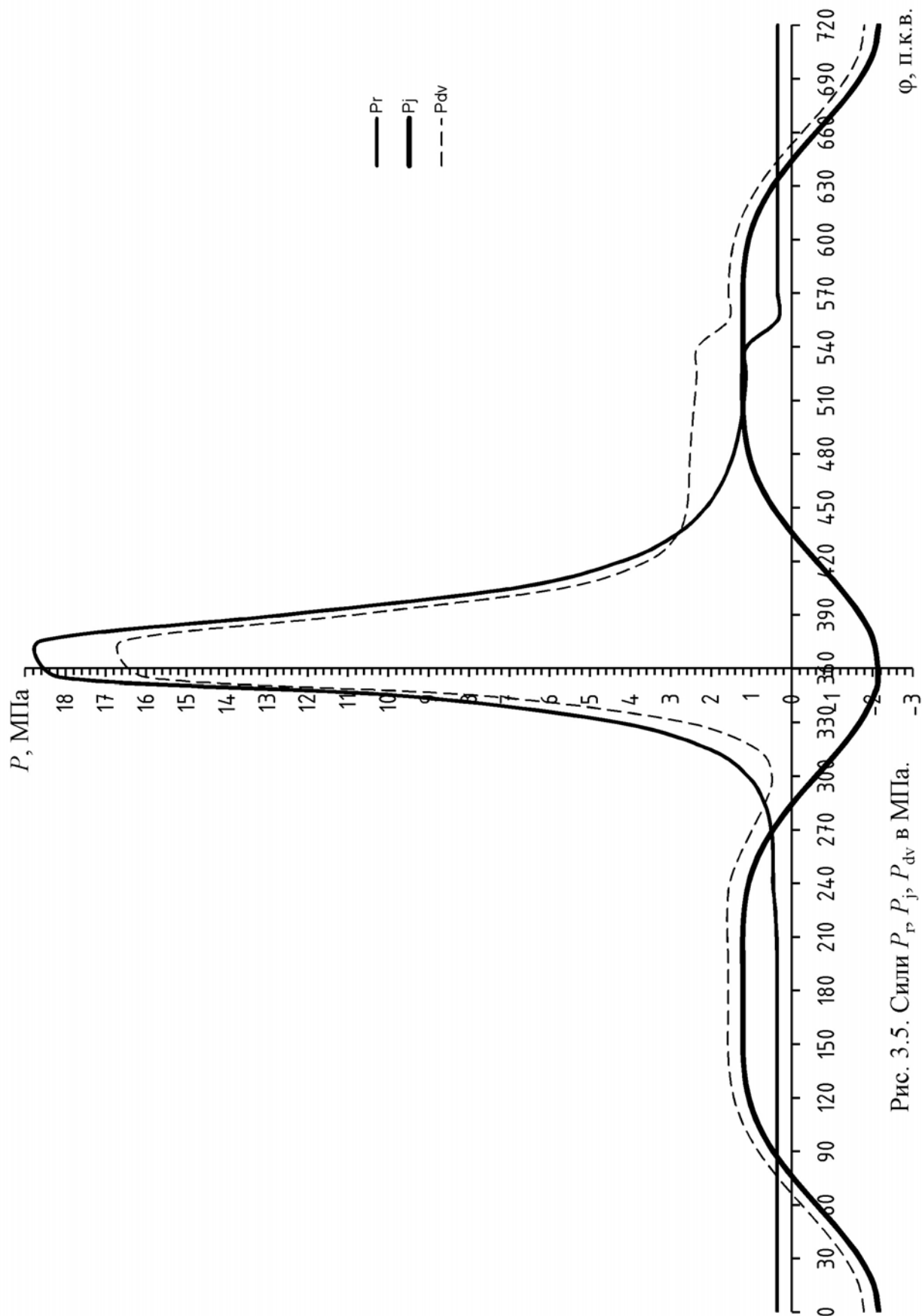
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n11,2 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2.

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

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3670	-2,1490	-1,7820	0	-1,7820	0
15	0,3670	-2,0288	-1,6618	-0,1207	-1,5740	-0,5467
30	0,3670	-1,6890	-1,3220	-0,1869	-1,0515	-0,8229
45	0,3670	-1,1872	-0,8202	-0,1657	-0,4628	-0,6971
60	0,3670	-0,6044	-0,2374	-0,0593	-0,0673	-0,2353
75	0,3670	-0,0274	0,3396	0,0954	-0,0043	0,3527
90	0,3670	0,4701	0,8371	0,2442	-0,2442	0,8371
105	0,3670	0,8417	1,2087	0,3395	-0,6408	1,0796
120	0,3670	1,0745	1,4415	0,3603	-1,0328	1,0682
135	0,3670	1,1872	1,5542	0,3139	-1,3209	0,8770
150	0,3670	1,2189	1,5859	0,2242	-1,4856	0,5988
165	0,3670	1,2146	1,5816	0,1149	-1,5575	0,2983
180	0,3670	1,2088	1,5758	0	-1,5758	0
195	0,3617	1,2146	1,5763	-0,1145	-1,5522	-0,2973
210	0,3797	1,2189	1,5987	-0,2260	-1,4975	-0,6036
225	0,4136	1,1872	1,6008	-0,3233	-1,3605	-0,9033
240	0,4701	1,0745	1,5447	-0,3861	-1,1067	-1,1447
255	0,4627	0,8417	1,3043	-0,3664	-0,6915	-1,1651
270	0,5171	0,4701	0,9872	-0,2879	-0,2879	-0,9872
285	0,6877	-0,0274	0,6603	-0,1855	-0,0083	-0,6858
300	1,0979	-0,6044	0,4935	-0,1234	0,1399	-0,4891
315	2,0550	-1,1872	0,8678	-0,1753	0,4897	-0,7376
330	4,3437	-1,6890	2,6547	-0,3754	2,1114	-1,6524
345	9,7858	-2,0288	7,7570	-0,5636	7,3468	-2,5521
360	18,1490	-2,1355	16,0135	-0,3909	15,9185	-1,7851
375	18,6490	-2,0288	16,6202	1,2076	15,7413	5,4681
390	12,5003	-1,6890	10,8112	1,5286	8,5985	6,7294
405	6,8297	-1,1872	5,6425	1,1397	3,1839	4,7957
420	4,1884	-0,6044	3,5840	0,8958	1,0162	3,5517
435	2,8603	-0,0274	2,8329	0,7959	-0,0355	2,9424
450	2,1335	0,4701	2,6036	0,7594	-0,7594	2,6036
465	1,7086	0,8417	2,5503	0,7164	-1,3521	2,2779
480	1,4494	1,0745	2,5239	0,6308	-1,8083	1,8703
495	1,2889	1,1872	2,4760	0,5001	-2,1045	1,3972
510	1,1919	1,2189	2,4109	0,3409	-2,2583	0,9102
525	1,1399	1,2146	2,3545	0,1711	-2,3186	0,4441
540	1,1235	1,2088	2,3323	0	-2,3323	0
555	0,3520	1,2146	1,5666	-0,1138	-1,5427	-0,2955
570	0,3520	1,2189	1,5709	-0,2221	-1,4715	-0,5931
585	0,3520	1,1872	1,5392	-0,3109	-1,3082	-0,8685
600	0,3520	1,0745	1,4265	-0,3566	-1,0220	-1,0571
615	0,3520	0,8417	1,1937	-0,3353	-0,6328	-1,0662
630	0,3520	0,4701	0,8221	-0,2398	-0,2398	-0,8221
645	0,3520	-0,0274	0,3246	-0,0912	-0,0041	-0,3371
660	0,3520	-0,6044	-0,2524	0,0631	-0,0716	0,2501
675	0,3520	-1,1872	-0,8352	0,1687	-0,4713	0,7098
690	0,3520	-1,6890	-1,3370	0,1890	-1,0634	0,8322
705	0,3520	-2,0288	-1,6768	0,1218	-1,5882	0,5517
720	0,3520	-2,1490	-1,7970	0	-1,7970	0



$\varphi, \text{ П.К.В.}$

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

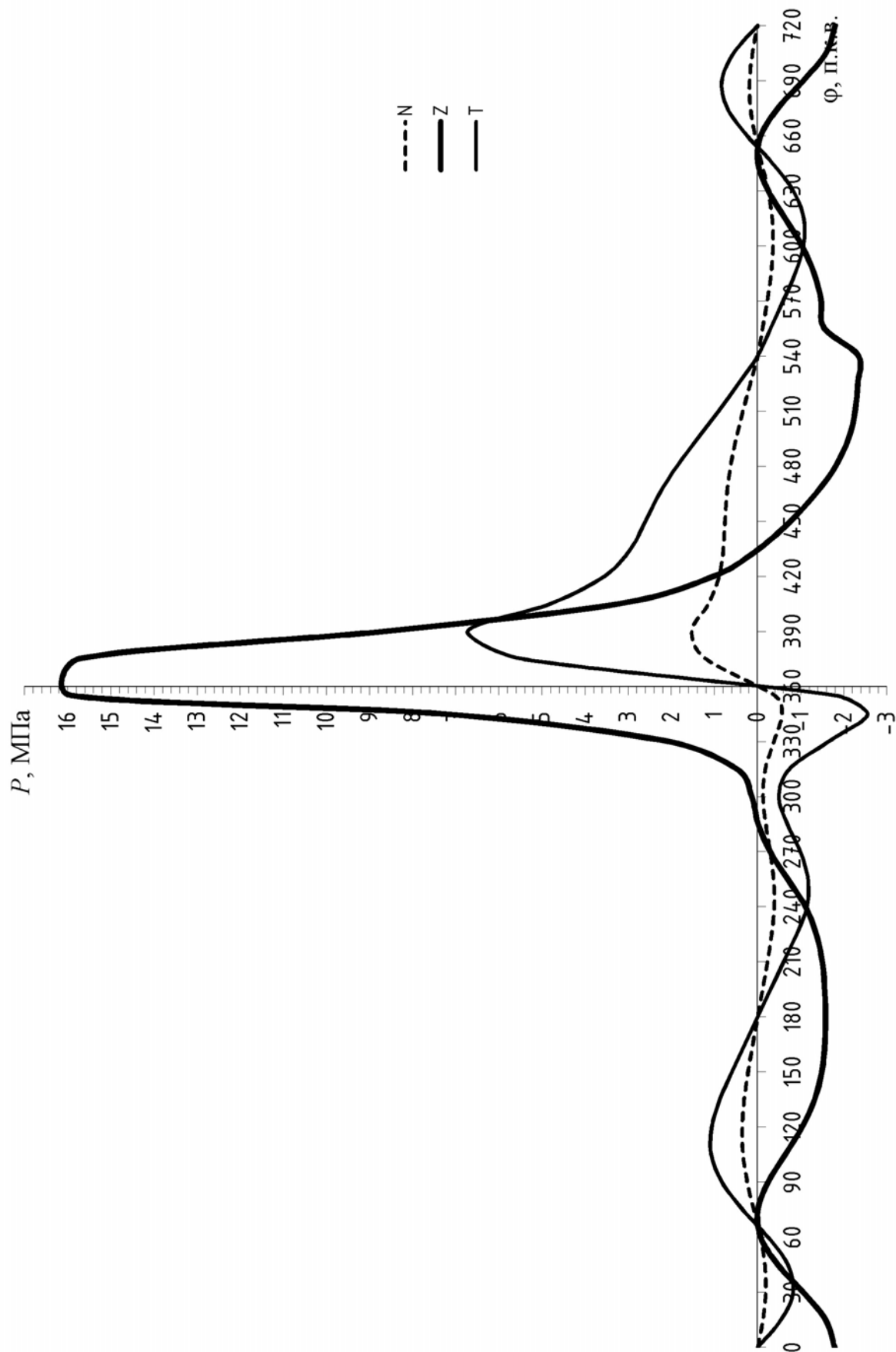


Рис. 3.6. Сили N , Z , T в МПа

3.3. Висновки по розділу

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про неврівноваженість моменту другого порядку для двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

					КРБ.142.2227ст.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

РОЗДІЛ 4

Розрахунок та конструювання відцентрового насосу системи охолодження двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4

4.1. Вступ

Згідно з завданням проектується насос системи охолодження двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4. Цілю є розрахунок теоретичних профілів основних елементів проточної частини насосу, до яких належить колесо та спіральний відвідний канал. На підставі цих елементів у проекті виконано розріз насосу з дотриманням розмірів та особливостей конструкції.

Всі розміри насосу знаходилися через використання наданої кафедрою комп'ютерної програми розрахунку ступеня насосу, яка реалізована в середовищі *Microsoft® Excel*. Всі розрахунки, з урахуванням машинізації обчислень, робилися до отримання оптимальних параметрів насосу, що проектується.

Таким чином, насос створений для забезпечення усіх заданих основних параметрів та на підставі конструкції, що придатна для його реалізації під задану функцію. Він може без обмежень працювати в системі охолодження.

4.2. Визначення початкових даних для розрахунків

Розрахунок розходу води виконуємо згідно з рівнянням теплового балансу

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

З нього

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

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

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

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

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перепад температур води на двигуні обирається в межах 5....15 К з урахуванням статистичних даних з розходів води по двигунах наближеної потужності та класу.

Кількість теплоти, яка надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить у воду)

$$Q_w = \frac{0,98 \cdot Q_\Sigma - Q_\Gamma - N_e}{1,1}, \text{ кВт},$$

де Q_Σ – теплота згоряння введена у циліндр від згоряння палива, кВт;

Q_Γ – теплота випускних газів, кВт;

N_e – тефективна потужність двигуна, кВт;

Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі

$$Q_\Sigma = \frac{N_e}{\eta_e} = \frac{450}{0,424} = 1061 \text{ кВт}.$$

Визначимо кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів)

$$Q_\Gamma = G_t \cdot C_{p_\Gamma} \cdot (T_{3T} - T_o), \text{ Вт},$$

де G_t – розхід газів через турбіну, кг/с;

C_{p_Γ} – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

T_{3T} – температура газів за турбіною, К.

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера

$$C_{p_\Gamma} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot R_t, \text{ Дж/(кг·К)},$$

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

R_t – універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К).

$$C_{p_\Gamma} = \frac{1,374}{1,374 - 1} \cdot 287,406 = 1055,26 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни

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

де T_t – температура газу перед турбіною, К

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

$\eta_{t.ad}$ – адіабатний ККД турбіни.

$$T_{3T}^{ad} = T_t \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}, \text{ К}$$

Після підстановки

$$T_{3T}^{ad} = 790,298 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,356}{0,103}} \right)^{\frac{1,374 - 1}{1,374}} = 466,654 \text{ К.}$$

Тож

$$T_{3,T} = 790,298 - 0,74 \cdot (790,298 - 466,654) = 550,801 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$Q_G = 0,928 \cdot 1055,262 \cdot (550,801 - 298) = 247,442 \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 1061 - 247,442 - 450}{1,1} = 311 \text{ кВт.}$$

Якщо задати перепад температури охолоджуючої рідини на виході та на вході в двигун на рівні 6 К, то згідно рівняння теплового балансу можна визначити продуктивність відцентрового насоса, який відведе тепло від двигуна та забезпечить заданий перепад температур води.

$$G = \frac{311 \cdot 10^3}{4190 \cdot 6} \approx 12,5 \text{ кг/с, або } Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$$

Приймемо, що питома робота насоса повинна складати $L = 330 \text{ Дж/кг}$.

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

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

та рівняння для обчислення кутової швидкості ротора насоса

$$\omega = \frac{C \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}.$$

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

Значення n_s спочатку визначаємо заздалегідь, а потім коригуємо відповідно до рекомендацій. Вибір і подальша корекція n_s визначає частоту обертання ротора. Вибір і можлива корекція параметра C вихідних даних впливає тільки на $\Delta L_{кр}$ і, відповідно, на висоту всмоктування насоса. Параметри n_s і ω зі зміною C залишаються постійними.

Тож приймаємо $n_s = 100$, а $C = 900$.

Тоді

$$\Delta L_{кр} = 330 \cdot (1,54 \cdot \frac{100}{900})^{\frac{4}{3}} = 31,3 \text{ Дж/кг.}$$

При відомих $\Delta L_{кр}$, Q , C обчислюємо частоту обертів ротору насоса ω

$$\omega = \frac{C \Delta L_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}, \quad \omega = \frac{900 \cdot 31,3^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \sqrt{0,0125}} = 357,9 \text{ с}^{-1},$$

де $Q = 0,0125 \text{ м}^3/\text{с} = 45/3600$.

Частота обертання ротору

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad n = \frac{30 \cdot 357,9}{3,14} = 3419 \text{ об/хв.}$$

Відкоригуємо значення n_s так, щоб частота обертання дорівнювала би $k \times 500$, де $k = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$. Для цього використовуємо процедуру «Підбір параметру».

Таким чином, для насоса остаточно обчислені наступні параметри:
 $n_s = 102,4$; $C = 900$; $\Delta L_{кр} = 32,34 \text{ Дж/кг}$; $\omega = 366,3 \text{ с}^{-1}$; $n = 3500 \text{ об/хв.}$

4.3. Визначення основних розмірів робочого колеса

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

Вхідні параметри:

D_0 – діаметр входу в робоче колесо;

D_1 – діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса;

Δ_1 – товщина лопаті на вході;

β_1 – кут установки лопаті на вході.

Вихідні параметри:

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

Δ_2 – товщина лопаті на виході з колеса;

β_2 – кут установки лопаті на виході.

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

Для визначення основних розмірів робочого колеса (рис. 4.1) маємо наступні значення Q , L , ω , C , n_s .

Розрахунок слід розпочинати з визначення ККД насоса

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_{м.в.н} \cdot \eta_{с.п},$$

де η_r – гідравлічний ККД. Значення η_r сучасних насосів залежить від n_s і дорівнює 0,85...0,95;

η_o – об'ємний ККД. Середнє значення $\eta_o = 0,9...0,98$;

$\eta_{м.в.н}$ – коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду;

$\eta_{с.п}$ – коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках.

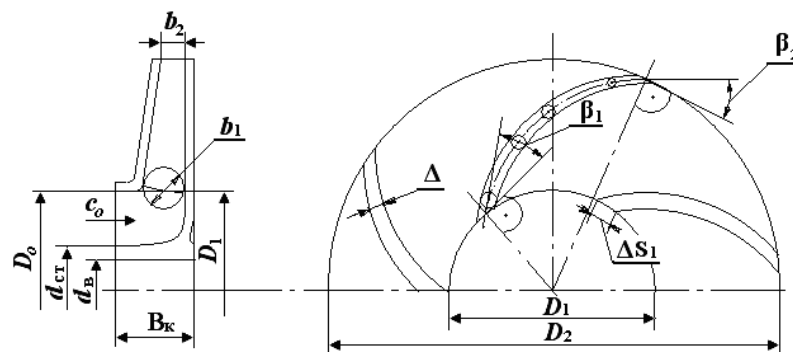


Рис. 4.1. Схема робочого колеса відцентрового насосу

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

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

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

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

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

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

де $k_{Co} = 0,07$ – коефіцієнт, який залежить від C ; приймаємо з рис. 4.2.

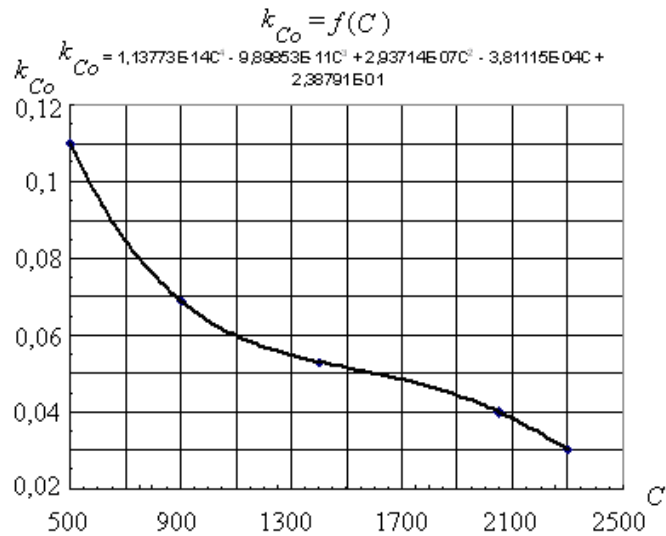


Рис. 4.2. Графік залежності $k_{Co} = f(C)$

Після підстановки

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,07}} = 4,27.$$

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

де z_n – кількість потоків (коліс) в насосі, шт.; приймаємо $z_n = 1.$

Після підстановки $Q_1 = \frac{0,0125}{1} = 0,0125 \text{ м}^3/\text{с}.$

Таким чином

$$D_{1np} = 4,27 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0125}{30 \cdot 366,3}} = 0,0653 \text{ м}.$$

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

$$D_{1np}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (d_{ст}^2 + D_1^2)},$$

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

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

де d_b – діаметр вала ротора насосу, м.

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

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

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

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

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

Крутний момент на валу ротора насоса обчислюється за формулою

$$M_{к} = \frac{N_{в}}{\omega},$$

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

$$N_{в} = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta}, \quad N_{в} = \frac{1000 \cdot 0,0125 \cdot 330}{0,7} = 5893 \text{ Вт.}$$

Після підстановки

$$M_{к} = \frac{5893}{314} = 16,09 \text{ Н·м.}$$

Таким чином

$$d_{в} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16,09}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,014 \text{ м.}$$

Діаметр маточини робочого колеса

$$d_{ст} = 1,29 \cdot 0,014 \approx 0,018 \text{ м.}$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_s = 80 \dots 120$ згідно з [2] знаходиться у межах $D_1 = (0,9 \dots 1,0) \cdot D_0$,

де D_0 – діаметр входу в робоче колесо, м.

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot c_o} + d_{ст}^2},$$

де Q_p – розрахунковий розхід через робоче колесо насоса з врахуванням об’ємних втрат рідини через ущільнення, м³/с;

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

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

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o}, \quad Q_p = \frac{0,0125}{0,97} = 0,0129 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2}, \quad c_o = 0,07 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{0,0125 \cdot 366,3^2} = 3,75 \text{ м/с}.$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0125}{3,14 \cdot 3,75} + 0,018^2} = 0,0686 \text{ м}.$$

Приймаємо $D_0 = 0,0686$ м і $D_1 = 0,067$ м.

То ж приведений діаметр в другому наближенні

$$D_{лпр}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,018^2 + 0,067^2)} = 0,0491 \text{ м}.$$

Значення гідравлічного ККД

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 49,1 - 0,172)^2} = 0,818.$$

Об’ємний ККД обчислюється за формулою

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}, \quad \eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{102,4^2}}} = 0,97.$$

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

$$\eta_{мвн} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}, \quad \eta_{мвн} = \frac{1}{1 + \frac{820}{102,4^2}} = 0,928.$$

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [4]; приймаємо $\eta_{\text{сп}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме

$$\eta = 0,818 \cdot 0,97 \cdot 0,928 \cdot 0,95 = 0,7.$$

Кут установки лопаті на вході визначається за формулою $\beta_1 = \beta_{10} + \delta$, де β_{10} – кут безударного входу, град; δ – кут атаки, град.

Значення кута δ знаходиться в межах від 0 до 15° [4]. Враховуючи особливості застосування насосу, що проектується, в нашому випадку доцільно прийняти δ як величину, яка доповнює кут β_1 до цілого числа градусів. Введення кута атаки міняє конфігурацію вхідного трикутника, перетворюючи його в косокутний трикутник.

Кут безударного входу визначається за формулою

$$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1},$$

де c_{1m} – меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с;

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

$$u_1 = \frac{366,3 \cdot 0,067}{2} = 12,28 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як

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

де $c'_{1m} = c_o = 3,75$ м/с – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі;

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

де $\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$ – перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м (рис. 4.1.);

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

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

z – число лопатей робочого колеса насосу.

Оптимальна кількість лопатей робочого колеса обчислюється за формулою

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

де $k = 6,5$ для литих коліс з відносно великою товщиною лопаті і $k = 8$ для робочих коліс з лопатями з листового матеріалу; приймаємо $k = 6,5$.

Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса визначається згідно з теорією подібності за формулою

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276}, \quad D_2^* = \frac{0,0686}{0,002 \cdot 102,4 + 0,276} = 0,1427 \text{ м}$$

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

Таблиця 4.1. Залежність β_2 від n_s

n_s	від 40 до 100	до 100	до 200
β_2 , град	30...36	25...30	20...22

Приймаємо в першому наближенні $\beta_2 = 31^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1356 + 0,067}{0,1356 - 0,067} \cdot \sin \frac{21 + 31}{2} = 8,42$$

Розраховане значення кількості лопатей робочого колеса є орієнтовним і може бути зміненим в певному діапазоні значень. Тож для відцентрових насосів загального призначення кількість лопатей робочого колеса лежить в межах $6 \dots 12$. Для отримання більш стабільної характеристики більш доцільно мати $z = 6 \dots 8$ [2]; приймаємо $z = 12$.

Після підстановки

$$\Delta S_1 = \frac{0,0011}{\sin 21^\circ} = 0,0031 \text{ м.}$$

Таким чином

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0031}{3,14 \cdot 0,067}} = 1,215.$$

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

$$c_{1m} = 3,75 \cdot 1,215 = 4,56 \text{ м/с}.$$

Тож

$$\beta_{10} = \arctg \frac{4,56}{12,28} = 20,38^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,62^\circ$

$$\beta_1 = 20,38 + 0,62 = 21^\circ.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні визначається за формулою:

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

де L_∞ – питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг.

$$L_\infty = (1 + p) \cdot L_T,$$

де L_T – теоретична питома робота колеса, Дж/кг.

$$L_T = \frac{L}{\eta_r}, \quad L_T = \frac{330}{0,818} = 403,43 \text{ Дж/кг}.$$

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

са. Зазвичай лежить в межах $0,2 \dots 0,4$ [4],

де $\psi = k_3 + 0,6 \cdot \sin \beta_2$ – коефіцієнт, яким оцінюється форма лопаті і якість її поверхні литих робочих коліс.

k_3 – коефіцієнт який лежить в межах $0,54 \dots 0,65$ [4]; приймаємо $k_3 = 0,54$.

Тож

$$\psi = 0,54 + 0,6 \cdot \sin 31^\circ = 0,850.$$

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

Тоді

$$p = 2 \cdot \frac{0,850}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,067}{0,1356} \right)^2} = 0,1875.$$

Після підстановки

$$L_{\infty} = (1 + 0,1875) \cdot 403,43 = 479,08 \text{ Дж/кг.}$$

Тож зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні

$$D_2 = \frac{2}{366,3} \cdot \left[\frac{3,42}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,42}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} \right)^2 + 479,08} \right] = 0,1356 \text{ м.}$$

Ширина маточини робочого колеса B_k (рис. 1) визначається з співвідношення $B_k = (0,2 \dots 0,4) \cdot D_2$,

$$B_k = 0,22 \cdot 0,1356 = 0,03 \text{ м.}$$

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

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad w_1 = \frac{4,56}{\sin 21^\circ} = 12,74 \text{ м/с;}$$

$$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}, \quad w_{10} = \frac{4,56}{\sin 20,38^\circ} = 12,74 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 визначається як

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2}, \quad u_2 = \frac{366,3 \cdot 0,1356}{2} = 24,85 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m}, \quad c_{2m} = 0,75 \cdot 4,56 = 3,42 \text{ м/с.}$$

Визначення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями

$$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2},$$

де $k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}}$ – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями.

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$ – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м (рис. 4.1).

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

Після підстановки

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 31^\circ} = 0,002 \text{ м.}$$

Тож

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,1356}} = 1,06.$$

Тоді

$$c'_{2m} = \frac{3,42}{1,06} = 3,23 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u} = \frac{403,43}{24,85} = 16,24 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u\infty} = \frac{L_r \cdot (1 + p)}{u_2}, \quad c_{2u\infty} = \frac{403,43 \cdot (1 + 0,1875)}{24,85} = 19,28 \text{ м/с.}$$

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

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}, \quad w_2 = \sqrt{3,42^2 + (24,85 - 16,24)^2} = 9,27 \text{ м/с.}$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченим числом лопатей $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ знаходиться з графіка (рис. 4.3) або з виразу

$$(w_1/w_2)_{\text{opt}} = 3,166 \cdot 10^{-11} \cdot n_s^6 - 1,812 \cdot 10^{-08} \cdot n_s^6 + 4,228 \cdot 10^{-06} \cdot n_s^4 - 5,150 \cdot 10^{-04} \cdot n_s^3 + 3,464 \cdot 10^{-02} \cdot n_s^2 + 1,231 \cdot n_s + 19,82$$

Згідно з графіком оптимальне співвідношення відносних швидкостей буде дорівнювати 1,378.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{12,74}{9,27} = 1,380.$$

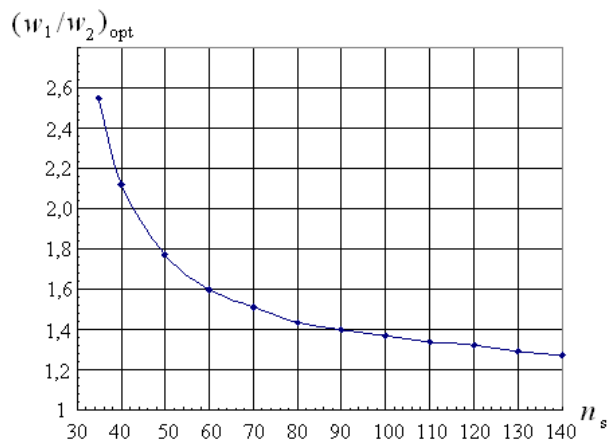


Рис. 4.3. Залежність $(w_1/w_2)_{opt}$ від n_s

Дійсне співвідношення (w_1/w_2) задовольняє оптимальному значенню при $\beta_2 = 31^\circ$. Розрахункове значення кута β_2 встановлене після ряду послідовних наближень. Відповідно значення всіх параметрів і кутів приводиться в даному прикладі в останньому наближенні.

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей обчислюється за формулою

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad w_{2\infty} = \frac{3,42}{\sin 31^\circ} = 6,65 \text{ м/с.}$$

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

Діаметр входу в робоче колесо $D_0 = 68,6 \text{ мм}$

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 67,0 \text{ мм}$

Товщина лопаті на вході в колесо $\Delta_1 = 1,1 \text{ мм}$

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 21^\circ$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 135,6 \text{ мм}$

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

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

4.4. Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

Побудова меридіанного перетину робочого колеса (рис. 4.4) виконується наступним чином. На лінії, яка перпендикулярна вісі робочого колеса, відкладаємо точки, які відповідають значенням радіусів $R_1, \dots, R_i, \dots, R_2$. Через ці точки ці точки проводимо відрізки, на яких відкладаємо значення ширини каналу відповідно $b_1, \dots, b_i, \dots, b_2$. Потім на відрізках шириною b_i , як на діаметрах, будуємо кола. Проводимо лінії, паралельні вісі робочого колеса і які відповідають діаметрам $D_0, d_{ст}, d_в$ (рис. 4.1). Після чого будуємо бокові стінки каналу, які огинають кола з діаметрами b_i .

Таблиця 4.2. Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0670	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1356	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00686	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c'_{im}}$	0,01633	1
		0,01394	a
		0,01227	б
		0,01104	в
		0,0101	г
		0,00937	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	3,75	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями	3,23	2
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	3,646	a
		3,542	б
		3,438	в
		3,334	г
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	-15,16	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	4,25787	

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

Таблиця 4.3. Результати розрахунку меридіанного перетину робочого колеса

Радіуси, м	R_1	a	b	c	R_2
	0,0335	0,0404	0,0472	0,0541	0,0609
Ширини каналів, м	0,0163	0,0139	0,0123	0,0110	0,0101
	b_1	a	b	c	b_2

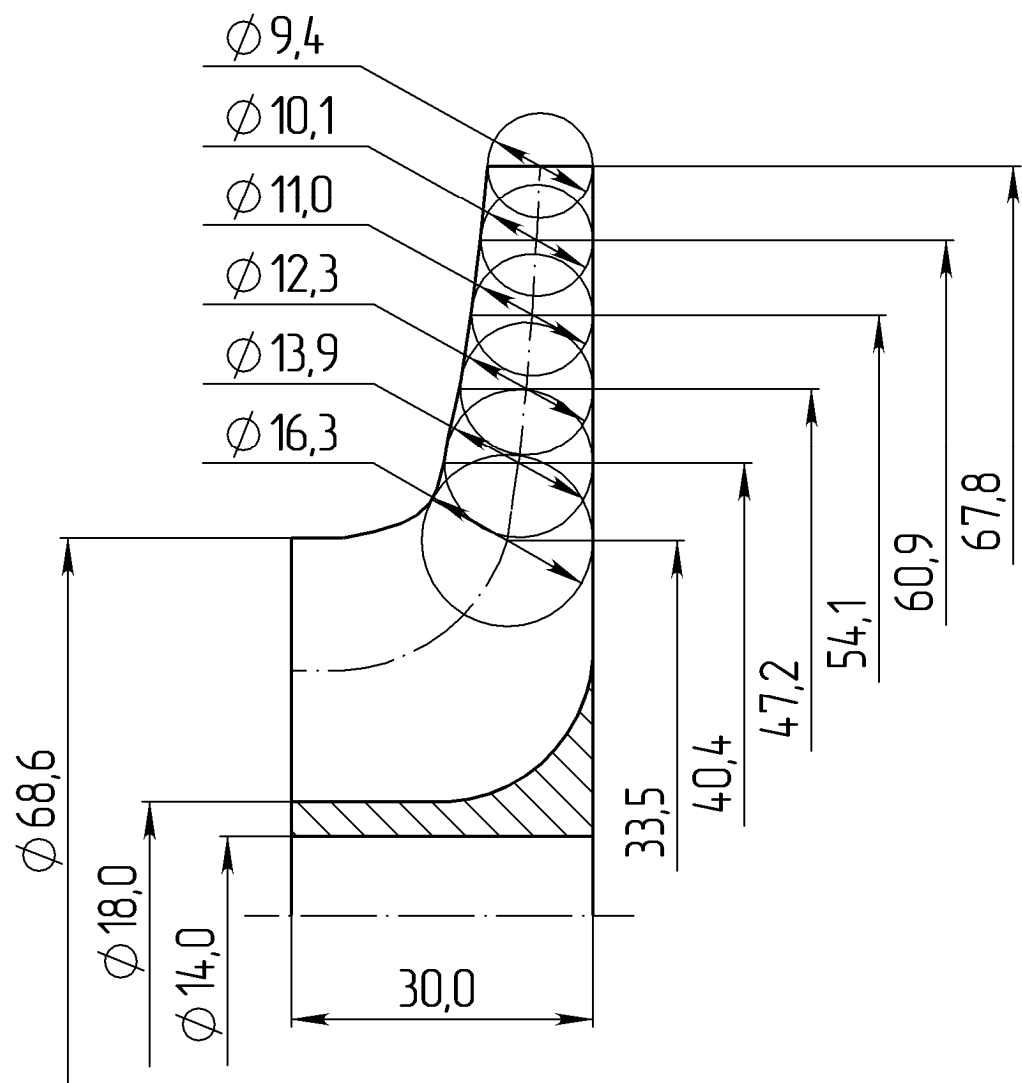


Рис. 7. Меридіанний перетин робочого колеса

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

4.5. Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Побудова середньої лінії лопаті в плані виконується по координатах точок, які лежать на цій лінії. Положення цих точок визначається в циліндричній системі координат $R - \varphi$ (рис. 4.5). Розрахунок проводиться в табличній формі. Таблиця розрахунків 4.4 та таблиця результатів розрахунку 4.5 представлена як копія відповідної форми, що представлена в розрахунковій програмі на окремому листі. За таблицею результатів будуються точки на плані робочого колеса. Через ці точки проводиться лекальна крива і визначається вид середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.

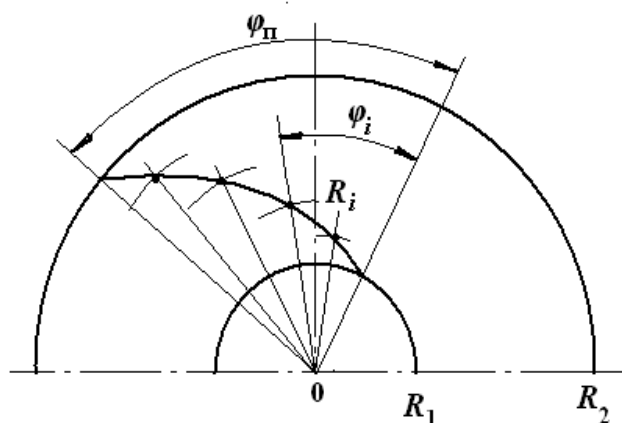


Рис. 4.5. Схема побудови лопаті робочого колеса насоса в плані

Таблиця 4.4. Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,067	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1356	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00343	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0335	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0369	a
		0,0404	б
		0,0438	в
		0,0472	г
		0,0507	д
		0,0541	е
		0,0575	ж
		0,0609	з
		0,0644	и
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0678	2

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-33,236	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	5,67341	
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	4,56	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	4,446	a
		4,332	б
		4,218	в
		4,104	г
		3,99	д
		3,876	е
		3,762	ж
		3,648	з
		3,534	и
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	3,42	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-177,55	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	18,688	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	12,74	1
w_i , м/с	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	12,131	a
		11,522	б
		10,913	в
		10,304	г
		9,695	д
		9,086	е
		8,477	ж
		7,868	з
		7,259	и
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	6,65	2

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

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \lg \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta\varphi_i = \frac{180}{\pi} \times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta\varphi_i$	$R_i, \text{ м}$
1	20,98	77,87	73,31		0	0	0,0335
a	21,51	68,74			14,41	14,41	0,0369
б	22,10	61,07	57,78	64,90	12,76	27,18	0,0404
в	22,75	54,49			11,36	38,54	0,0438
г	23,48	48,77	46,25	51,63	10,15	48,69	0,0472
д	24,31	43,72			9,09	57,78	0,0507
e	25,26	39,20	37,16	41,46	8,15	65,93	0,0541
ж	26,36	35,11			7,31	73,24	0,0575
з	27,64	31,36	29,62	33,23	6,53	79,78	0,0609
и	29,15	27,87			5,82	85,60	0,0644
2	30,97	24,60		26,23	5,16	90,76	0,0678

4.6. Розрахунок спірального відвідного каналу трапецієвидної форми

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

При профілюванні задано спосіб, відповідно до якого

$$R \cdot c_u = R_2 \cdot c_{2u} = \text{const}.$$

Розхід рідини через елементарну площадку поперечного перетину відводу знаходиться за формулою

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

Спіральний відвід являє собою криволінійний дифузорний канал, який зазвичай закінчується дифузором з прямою віссю (прямовісним дифузором). Форма поперечних перетинів спірального відводу для обраного закону зміни швидкості води за радіусом може бути тільки трапецієвидною. Така форма поперечного перетину каналу дозволяє реалізувати закон постійності моменту швидкості рідини $R \cdot c_u = \text{const}$ по всій площі кожного перетину що, в свою чергу, забезпечує мінімальне радіальне навантаження на колесо. Спіральний

відвід трапецієвидного перетину забезпечує менші втрати за рахунок зменшення вихроутворення під час надходження потоку з колеса в канал. Нахил бічних стінок поперечного перетину каналу зазвичай приймається однаковим для всіх перетинів. Кут сходження (розкриття) стінок $\alpha = 30...40^\circ$ [4]; приймаємо $\alpha = 30^\circ$.

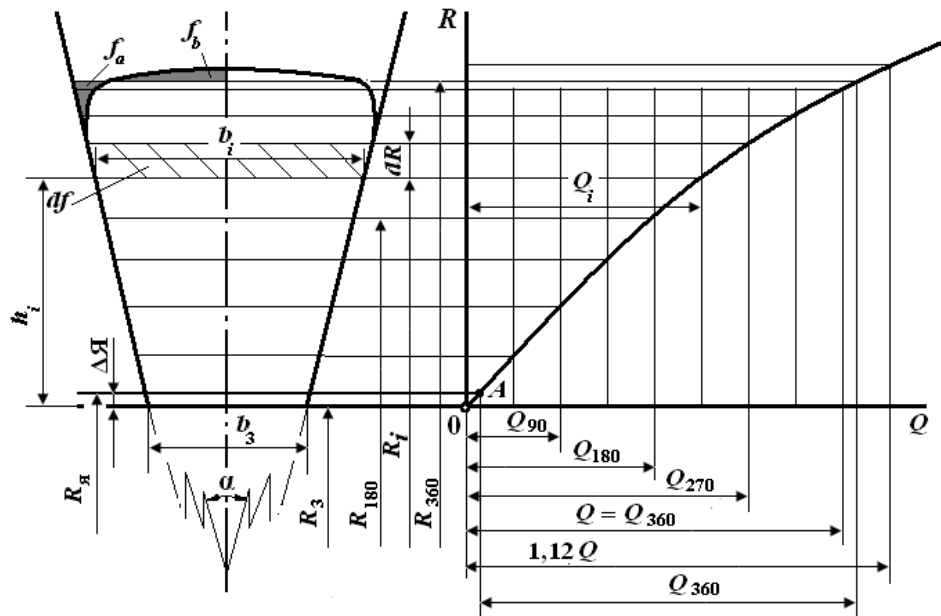


Рис. 4.6. Комплексний графік для визначення розмірів спірального відводу

Розрахунок відвідного каналу виконується по восьми перетинах, віддалених на 45° один від одного.

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

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

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

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

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

$$R_2 = \frac{0,1356}{2} = 0,0678 \text{ м.}$$

Тоді

$$R_3 = 1,03 \cdot 0,0679 = 0,070 \text{ м.}$$

Приріс радіусу

$$\Delta R = 0,071 \cdot 0,070 = 0,005 \text{ м.}$$

Ширину вхідного перетину спірального каналу b_3 приймаємо за умови, що вона повинна бути більше ширини робочого колеса на виході b_2 на товщину переднього і заднього дисків і має забезпечити достатні зазори між робочим колесом і внутрішніми стінками корпусу. Відносно широкі зазори дозволяють частково використовувати енергію дискового тертя і створити певні зручності під час зборки насосу.

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2, \quad b_3 = 0,0094 + 0,03 \cdot 0,1356 = 0,013 \text{ м.}$$

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

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

$$R_я = R_3 + \Delta Я, \quad R_я = 0,070 + 0,001 = 0,071 \text{ м.}$$

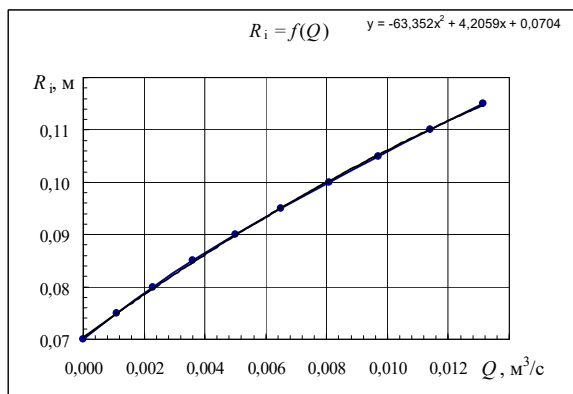


Рис. 4.7. Залежність внутрішнього радіусу спіральної поверхні відводу від розходу

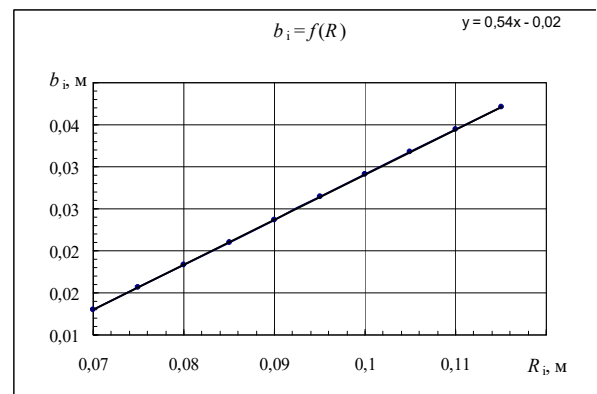


Рис. 4.8. Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіусу спіральної поверхні відводу

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

Таблиця 4.6. Проміжні значення радіусів і ширин каналу на цих радіусах

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
$R_i, \text{ м}$	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_3 + \Delta R \cdot i$, де i – номер ділянки.	0,070	R_3
		0,075	a
		0,080	b
		0,085	v
		0,090	z
		0,095	d
		0,100	e
		0,105	$ж$
		0,110	$з$
		0,115	$и$
		0,120	$к$
		0,125	$л$
		0,130	$м$
		0,135	$н$
		0,140	$о$
		0,145	$п$
		0,150	$р$
$b_i, \text{ м}$	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах: $b_i = b_3 + 2 \cdot (R_i - R_3) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	0,013	b_3
		0,016	a
		0,018	b
		0,021	v
		0,024	z
		0,026	d
		0,029	e
		0,032	$ж$
		0,034	$з$
		0,037	$и$
		0,040	$к$
		0,042	$л$
		0,045	$м$
		0,048	$н$
		0,050	$о$
		0,053	$п$
		0,056	$р$

Таблиця 4.7. Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_i = \frac{b_i}{R_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta Q = \frac{L_T}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R, \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_\Sigma = \sum_1^i \Delta Q, \text{ м}^3/\text{с}$
<i>Вз</i>	0,18571	0,1974	0,0000	0,0000
<i>а</i>	0,20904		0,0011	0,0011
<i>б</i>	0,22945	0,2385	0,0012	0,0023
<i>в</i>	0,24746		0,0013	0,0036
<i>г</i>	0,26347	0,2706	0,0014	0,0050
<i>д</i>	0,27779		0,0015	0,0065
<i>е</i>	0,29068	0,2965	0,0016	0,0081
<i>ж</i>	0,30235		0,0016	0,0097
<i>з</i>	0,31295	0,3178	0,0017	0,0114
<i>и</i>	0,32263		0,0018	0,0131
<i>к</i>	0,33151	0,3356	0,0018	0,0149
<i>л</i>	0,33967		0,0018	0,0168
<i>м</i>	0,34721	0,3507	0,0019	0,0187
<i>н</i>	0,35418		0,0019	0,0206
<i>о</i>	0,36066	0,3637	0,0020	0,0226
<i>п</i>	0,3667		0,0020	0,0246
<i>р</i>	0,37233	0,3695	0,0020	0,0267

В табл. 4.7 відмічаємо строку зі значенням розходу рідини через спіральний відвід, яке не перевищує більше ніж на 10 % від заданого в завданні значення розходу. В нашому випадку табличне значення $Q = 0,0131 \text{ м}^3/\text{с}$ перевищує заданий $0,0125 \text{ м}^3/\text{с}$ менше, ніж на 0,7 %. Тож його відмічаємо як граничне. Результати розрахунків значень розходів, радіусів і ширин з табл. 4.6 і 4.7 переносяться в табл. 4.8 до виділеного значення Q .

Таблиця 4.8. Результати розрахунку

Перетини	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$R_i, \text{ м}$	$b_i, \text{ м}$
0	0,0000	0,07	0,0130
<i>а</i>	0,0011	0,075	0,0157
<i>б</i>	0,0023	0,08	0,0184
<i>в</i>	0,0036	0,085	0,0210
<i>г</i>	0,0050	0,09	0,0237
<i>д</i>	0,0065	0,095	0,0264
<i>е</i>	0,0081	0,1	0,0291
<i>ж</i>	0,0097	0,105	0,0317
<i>з</i>	0,0114	0,11	0,0344
<i>и</i>	0,0131	0,115	0,0371

Таблиця 4.9. Розміри поперечних перетинів відводу для різних кутів обхвату

φ_i	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
R_φ , мм	70	77	84	90	95	101	106	110	115
b_φ , мм	18,0	21,7	25,1	28,4	31,5	34,4	37,1	39,6	42,0
h_φ , мм	1	8	14	20	26	31	36	41	45

При проектуванні перетинів відвідного каналу гострі кути профілю перетину, особливо в верхній його частині, округлюються відповідно до рекомендацій [4], коли площі f_a і f_b рівні між собою. Далі контури поперечних перетинів відводу розміщуються (накладаються) по радіусу R_2 , проведених під вибраними кутами обхвату φ_i , після чого через точки перетину осевих ліній цих перетинів з лініями максимальної ширини перетинів проводиться плавна крива, яка утворює внутрішню поверхню перетину спірального відводу, перпендикулярного вісі обертання робочого колеса насоса.

Для завершення побудови внутрішнього контуру спірального відводу в плані необхідно мати конструктивні параметри профілю відвідного дифузора. Дифузор слугує для сполучення спірального каналу з відвідним трубопроводом. Для його побудови необхідно знати діаметр або радіус початкового перетину дифузора ρ_{360} , радіус кінцевого перетину $R_{тр}$ і його довжину L_d .

Початковий перетин дифузора формується за допомогою пластичної деформації перетину каналу за останнім перетином відводу (на куті обхвату 360°) від форми трапеції до форми рівновеликого за площею круга. Радіус цього круга визначається за формулою

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(R_{\max} - R_3) \cdot (b_{\max} + b_3)}{2 \cdot \pi}},$$

Данні максимальних і мінімальних значень R і b беремо з табл. 4.8.

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,115 - 0,07) \cdot (0,0371 + 0,013)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0182 \text{ м.}$$

Кінцевий перетин розраховується з умови забезпечення необхідної швидкості рідини на виході з насоса $c_{тр}$. Згідно з [4] швидкості рідини на виході з насоса повинна бути в межах 2...5 м/с.

Приймаємо $c_{тр} = 4$ м/с.

Радіус кінцевого перетину дифузору визначається за формулою

$$R_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot c_{\text{тр}}}}, \quad R_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{0,0125}{3,14 \cdot 4}} = 0,0315 \text{ м.}$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [4] 8...12 градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини; приймаємо $\sigma = 9^\circ$.

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

$$L_{\text{д}} = \frac{R_{\text{тр}} - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}}, \quad L_{\text{д}} = \frac{0,0315 - 0,0182}{\operatorname{tg} \frac{9}{2}} = 0,170 \text{ м.}$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 230 мм, а довжина дифузора 170 мм. Умова виконана.

4.7. Оцінка допустимої висоти всмоктування насосу

На основі початкових даних визначався коефіцієнт C , який використовується для обчислення вхідні розмірів проточної частини та визначення конфігурації робочих органів насосу. Коефіцієнт C входить до емпіричних залежностей для визначення ряду розрахункових величин. Методика розрахунку з емпіричними залежностями містить ряд неминучих округлень і поправок, які не виключають розходження кінцевих результатів з запланованими спочатку. Так, допустима висота всмоктування рідини, яка дійсно забезпечується конструкцією спроектованого насосу, тепер повинна визначатися на основі отриманих конкретних параметрів за формулою

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

$A = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу [4]; приймаємо $A = 1,1$.

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

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

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

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

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

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

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

$$\lambda_{ш} = 1,2 \cdot \frac{4,56}{12,28} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{4,56}{12,28}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,35,$$

$\lambda_1 = 1,0 \dots 1,2$ [4]; приймаємо $\lambda_1 = 1,0$.

$$\Delta l_{кр} = 0,35 \cdot \frac{(366,3 \cdot 0,067)^2}{8} + \frac{4,56^2}{2} \cdot (0,35 + 1,0) = 40,39 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

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

$$H_{всд} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 2338}{999,13} - 1,1 \cdot 40,39 - 4 \right) = 5,03 \text{ м}.$$

Отже дійсна висота всмоктування більше 5 м.

4.8. Опис конструкції насоса

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для системи охолодження двигуна;
- по роду приводу – навісний;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

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

Ротор 5 складається з робочого колеса 11, яке закріплене на валу за допомогою шпонки та гайки-обтічника 14 (рис. 4.9).

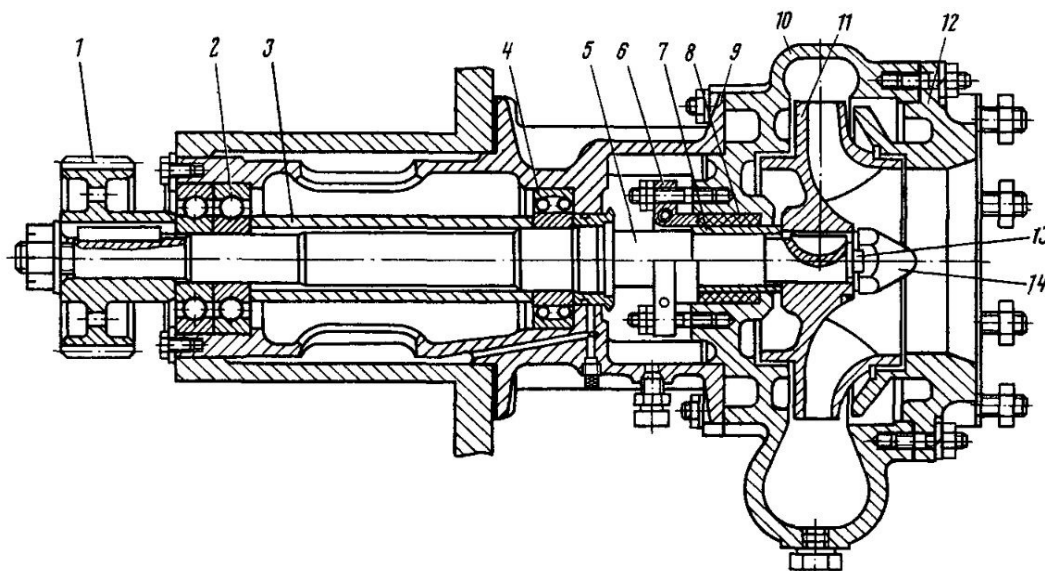


Рис. 4.9. Відцентровий насос системи охолодження

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

Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, захисна втулка 7 і підшипники 2 та 4. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпонковий паз, призначений для фіксації муфти 1, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу, який об'єднує такі елементи насоса, як: вхідний патрубок 12, спіральний відвід 10 і камеру, в якій обертається робоче колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З боку переднього диска колеса в корпусі сформовано щільне ущільнення, що складається з ущільнюючого кільця, яке охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ переднього покривного диска колеса. У корпусі виконані отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відвідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус з боку заднього диска колеса закритий кришкою корпусу, яка утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр круглої кришки проходить канал для валу ротора, в

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

Ущільнення валу здійснюється за допомогою торцевого ущільнювача. У цій конструкції на захисній втулці валу встановлені обертаються деталі ущільнення: скоба, в якій розміщено декілька пружин, конічне кільце з фторопласту, обертове кільце пари тертя. Нерухомі деталі розташовані в корпусі ущільнення. Нерухоме кільце пари тертя закріплено натискною кришкою, гільзою і стопорним кільцем.

Кришка корпусу притискається до корпусу ліхтарем насоса. Ліхтар є проміжковою частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса з корпусом підшипникових опор. У ліхтарі виконано бічне вікно, яке забезпечує доступ до торцевого ущільнення. Через вікно також забезпечується видалення води, яка протікає назовні через ущільнення при роботі насоса.

У корпусі підшипників розміщуються два підшипники. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник.

При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через щілину між двома дисками на зовнішньому діаметрі колеса. Рідина, яка вилітає з диска, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені водою. При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обер-

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

тальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатєвих каналів колеса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубку переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщаються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

4.9. Висновки по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування насосу для системи охолодження двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроекований відцентровий насос має розхід рідини $Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$, яку спроможний всмоктувати з висоти 5,03 м. ККД насосу $\eta = 0,7$ (що допустиме для таких насосів). Насос споживає 5,9 кВт енергії при 3500 об/хв. На виході з насосу рідина має швидкість 1,6 м/с.

					КРБ.142.2227ст.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

РОЗДІЛ 5

Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4

5.1. Паливна система

Паливна система дизельного двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4 (рис. 5.1) складається з фільтрів грубої і тонкої очистки, паливопроводу, розташованого на дизелі, і перепускного клапана. До і після фільтра тонкого очищення, для визначення тиску палива на вході в дизель і засміченості фільтра по перепаду тисків встановлені манометри. Паливо з бака тепловоза через фільтр грубої очистки засмоктується насосом подачі палива і через фільтр тонкої очистки подається по трубі до насосів високого тиску правого і лівого рядів дизеля. Надлишок палива через перепускний клапан і топливоподогреватель відводиться в бак тепловоза. Паливо, що просочилося з порожнини високого тиску форсунок, по трубі також зливається в паливний бак тепловоза. На дизелях Scania типу 8ЧН 12,7/15,4 встановлені однакові індивідуальні для кожного циліндра паливні насоси високого тиску, які механічно приводяться плунжером-золотником, і форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням руху голки.

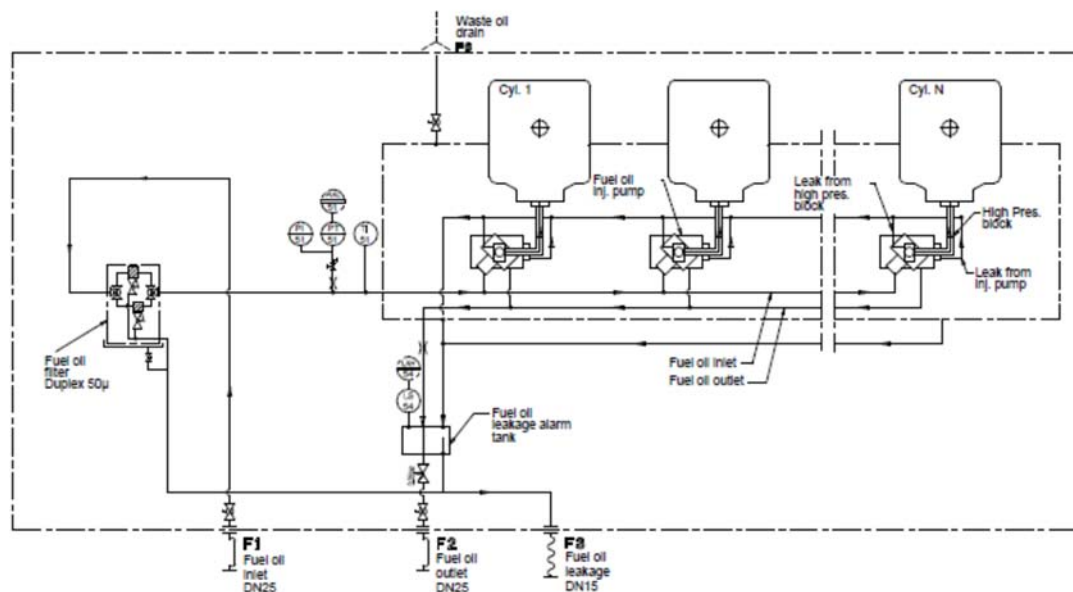


Рис. 5.1. Схема паливної системи дизельного двигуна
Scania типу 8ЧН 12,7/15,4

На дизелях Scania типу 8ЧН 12,7/15,4 застосовується 5 індивідуальних паливних насосів високого тиску (рис. 5.2). Всі насоси прикріплені до лотка, на лотку для кожного насоса передбачено по 4-ри шпильки. Корпус насоса відлитий з чавуну.

Плунжерна пара складається з плунжера і втулки (гільзи). В гільзі плунжера є 2 отвори:

- нижній для відсікання палива;
- верхній для підведення палива.

На голівці плунжера присутні 2 спіральні кромочки (верхня і нижня), вони необхідні для забезпечення регулювання подачі палива в циліндри двигуна, регулювання відбувається за рахунок обертання плунжера. Ці кромочки розміщені так, що в разі, якщо рейка висувається, то подача палива збільшується, інакше – зменшується. На циліндричних поверхнях плунжерів є кілька кільцевих канавок. Одна цих канавок широка, і постійно з'єднана з каналом всмоктування, що знаходяться в гільзі, завдяки наявності цієї канавки присікається можливе попадання палива за плунжеру в систему змащення двигуна. На гільзі розміщений спеціальний зубчастий вінець, в його пази заходить повідець плунжера, звичайно з невеликим зазором. З цим вінцем в постійному зачепленні знаходиться паливна рейка, яка обертає плунжер. Зубчастий вінець 5, утримується на гільзі верхньою тарілкою 7, притиснутою до корпусу насоса пружиною 6. Протилежним торцем пружина 6 впирається в нижню тарілку 3, яка розташована на плунжері і спирається на упор 22 штовхача.

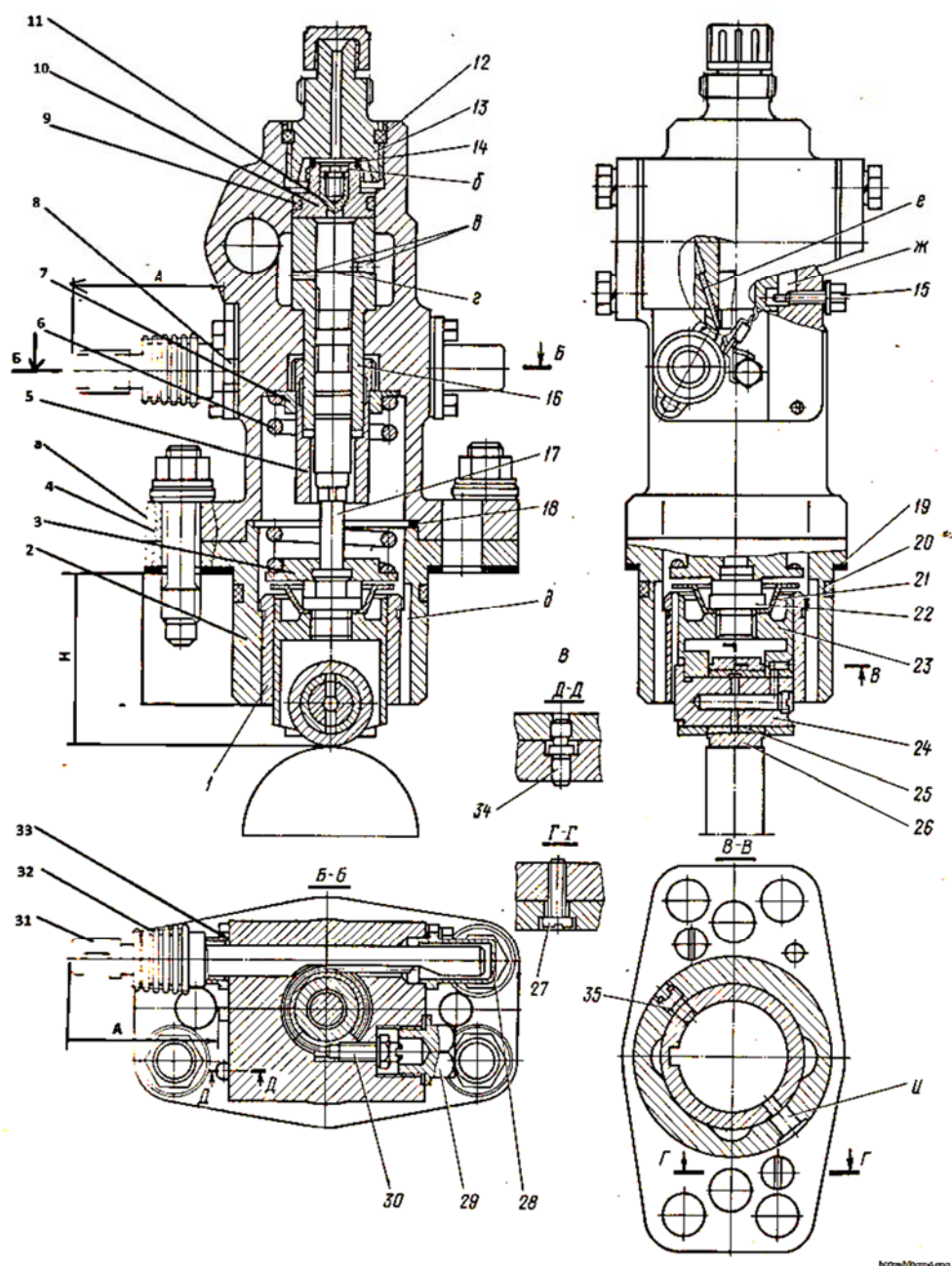


Рис. 5.2. Схематичне зображення ПНВТ

1 – втулка; 2 – напрямна втулка; 3 – тарілка нижня; 4 – корпус насоса; 5 – зубчастий вінець; 6 – пружина; 7 – тарілка верхня; 8 – болт; 9 – ущільнювальне кільце з бензомаслостойкой гуми; 10 – корпус нагнітального клапана; 11 – клапан; 12 – ущільнювальне кільце; 13 – натискний штуцер; 14 – прокладка; 15 – стопорний гвинт; 16 – гільза (втулка) плунжера; 17 – плунжер; 18 – ущільнювальне кільце; 19 – прокладка регулювальна; 20 – ущільнювальне кільце; 21 – тарілка; 22 – упор; 23 – корпус штовхача; 24 – вісь ролика; 25 – втулка; 26 –

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ

Аркуш

72

ролик; 27 – гвинт; 28 – кришка; 29 – пробка; 30 – гвинт; 31 – рейка; 32 – ковпак; 33 – фланець; 34 – штифт; 35 – гвинт стопорний.

А – максимальний вихід рейки ПНВТ, становить 89,3 мм;

Н – відстань від ролика штовхача до торця направляючої втулки;

Цей параметр береться до уваги при підборі прокладок, які ставлять між фланцями лотка і спрямовуючої штовхача. Самі прокладки необхідні для того, щоб забезпечити зазор між корпусом нагнітального клапана і плунжером, коли він знаходиться в крайньому верхньому положенні. Цей зазор повинен складати $2^{+0,15}$.

а - поверхня для маркування товщини прокладки;

б - порожнину, де створюється високий тиск;

в - отвори для відсічення і підведення палива;

г - запірні кромки;

д - зливний масляне отвір;

е - отвір;

ж - простір з низьким тиском;

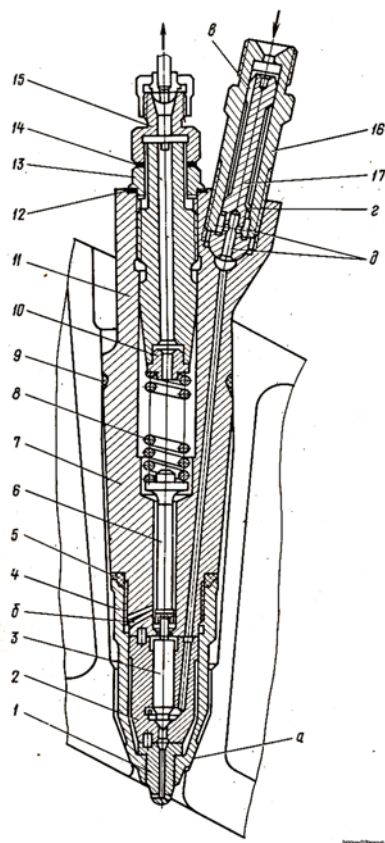
з - масляне отвір для змащування штовхача.

5.1.2 Форсунка

Конструкція форсунки (рис. 5.3) забезпечує максимально можливе наближення пружини до голки розпилювача для зменшення маси рухомих деталей. Щілинний фільтр на вході у форсунку дає можливість захистити розпилювач від забруднення при роботі, а також під час встановлення і зняття трубок з-за зовнішньої різьби на корпусі фільтра. Розпилюючі отвори в соплах розташовані похило, тобто так само, як і форсунки в кришках циліндра. Корпус розпилювача і сопло мають азотовані поверхні, що забезпечує термостійкість і зносостійкість деталей. Пропускну здатність форсунки перевіряють на стенді зі зразковим насосом на режимах, що відповідають номінальній потужності і мінімальній частоті обертання валу при холостому ході.

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

Рис. 5.3. Поперечний розріз форсунки



Форсунку на дизель встановлюють спеціальну розточування кришки циліндра, виконану під кутом 30 градусів до осі циліндра, що дозволяє розташувати поза закриття кришки зовнішню частину форсунки і полегшити умови її обслуговування в експлуатації. Форсунка кріпиться до кришки циліндра двома шпильками, гайки яких щоб уникнути надмірної деформації ковпака і розпилювача затягують ключем, створюючи момент $0,1 \dots 0,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$

Ущільнення форсунки в кришці забезпечується конусним з'єднанням в нижній частині і гумовим ущільнювальним кільцем 9 у верхній частині. До нижнього торця корпусу 7 кріплять ковпаком 4 корпус 2 розпилювача і сопло 1, торцеві поверхні яких ущільнені за рахунок їх малої шорсткості і високої точності обробки. Деформація деталей обмежена фіксованою затяжкою ковпака.

5.1.3 Паливopідкачувальний насос

Дизельний двигун Scania типу 8CH 12,7/15,4 використовує насос шестеренного типу з приводом від колінчастого валу. Даний насос забезпечує тиск в системі до 0,6 МПа.

Насос шестеренного типу з приводом від дизеля встановлено на торці корпусу приводу насосів і приводиться в обертання через проміжний шліцьовий вал, втулку і штифт, що дозволяють за рахунок зазорів в шліцьових з'єднаннях компенсувати неспіввісність привідного валика насоса і шестерні приводу.

5.1.4 Паливні фільтри

Перед тим як потрапити в паливну систему дизеля паливо спочатку проходить крізь фільтр грубої очистки палива. Фільтр здатний затримувати чужорідні частинки, розмір яких перевищує 45 мікрон. Фільтр грубої очистки палива розташований з лівого боку дизеля. Фільтр складається з корпусу, в якому розміщений набір фільтруючих елементів, цей набір утворює своєрідний пакет, який надівається на 3-х граний стрижень. Сам стрижень вкручується у верхню кришку, між верхньою кришкою і корпусом є ущільнювальне кільце. Пакет з фільтруючими елементами закріплений на стержні гайкою з шайбою, яка стопориться гранями і захищає фільтруючі елементи від можливого пошкодження, коли затягується гайки. Після затяжки гайка стопориться шплінтом. У нижній частині корпусу фільтр присутній різьбова пробочка, яка призначена для зливу палива і механічних домішок, які осідають внизу корпусу після очищення. Дизельне паливо засмоктується у фільтр грубої очистки крізь отвір в нижньому фланці, а далі через фільтруючі елементи потрапляє всередину пакета. Після цієї процедури очищення, паливо виходить по трубопроводу і спрямовується до паливopідкачуючого насосу. Частина "затриманих" чужорідних тіл залишаються на фільтрувальних елементах, інша ж частина опускається вниз корпусу фільтра.

5.1.5 Паливні трубки високого тиску

Паливо від насосів до форсунок подається по паливопроводу високого тиску. На всіх дизельних двигунах Scania типу 8CH 12,7/15,4 застосовується паливопроводи довжиною 570 мм з зовнішнім діаметром 8 мм і внутрішнім діаметром 2,6 мм. Тривала надійна робота паливопроводу високого тиску забезпечується раціональним вибором його розмірів і конфігурації, високою якістю виготовлення і монтажу на дизелях.

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

5.1.6 Розрахункова частина

Циклова подача палива:

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

де $g_e = 0,199 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 450 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$\tau = 4$ – коефіцієнт тактності;

$n = 1500 \text{ об/хв}$ – частота обертання колінчатого валу;

$i = 8$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = \frac{0,199 \cdot 450 \cdot 4}{120 \cdot 1500 \cdot 8} = 0,253 \cdot 10^{-3} \text{ Г/ЦИКЛ}.$$

Запас палива

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

де $K_m = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт, який враховує можливе збільшення витрати палива;

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

$$G_m = [1,1 \cdot (0,199 \cdot 450)] \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 1,97 \text{ т}.$$

Об'єм витратної цистерни

$$V = (G_n / \rho_n) K_1 K_2 \cdot 10^3, \text{ м}^3.$$

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

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

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

$$V = \frac{1,97}{830} \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 2,5 \text{ м}^3.$$

Продуктивність паливопідкачуючого насоса (ППН):

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

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

$$W_{\text{пн}} = \frac{1,5 \cdot 450 \cdot 0,199}{830} = 0,16 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Потужність привода ППН:

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

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

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

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

$\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД ППН.

$$N = \frac{0,16 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 0,7} \cdot 10^3 = 0,48 \text{ кВт}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів:

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

де $\nu_t = 0,02 \dots 0,05$ м/с – швидкість фільтрації;

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

$$F_{\phi} = \frac{0,16}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 0,01 \text{ м}^2.$$

5.2. Масляна система

Масляна система забезпечує подачу масла в необхідній кількості і з заданою температурою для змащення й охолодження підшипників, поршнів і інших тертьових деталей. Резервуаром для масла служить масляна ванна, виконана в поддизельной рамі. Рівень масла у ванні контролюється щупом. З ванни через сітчастий маслозаборник і розміщений у ньому безповоротний клапан масло надходить у усмоктувальну порожнину масляного насоса. Під тиском, створюваним насосом, масло по каналу подається через фільтр грубого очищення в полнопоточний фільтр тонкого очищення і потім по трубопроводу в охолоджувач. На виході з охолоджувача потік розділяється на три частини. Одна частина масла направляється до відцентровимх фільтрів і звідти зливається у ванну; інша надходить через фільтри грубої очистки в дизель і розподіляється по всіх циліндрах. По третьому каналу масло через редукційний клапан підводиться до поздовжнього каналу лотка. Від трубопроводу подачі масла до дизеля є відвід на турбокомпресор.

З порожнини підшипників турбокомпресора масло зливається в привід насосів. Система каналів у блоці, колінчастому валі, приводах, шатунах і поршнях забезпечує роздачу масла по всім елементам дизеля, які труться.

Напірна магістраль дизеля з'єднана з реле тиску і запобіжним клапаном, який перепускає масло в картер при перевищенні тиску вище 0,6 МПа. У разі

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		77

підвищення перепаду тисків у фільтрі тонкого очищення вище 0,18 МПа спрацьовує клапан, що перепускає масло повз фільтра. Обмеження верхньої межі тиску масла (0,9 МПа) забезпечується перепускним клапаном, вбудованим в корпусі насоса. Перед пуском дизеля і після його зупинки включається маслопрокачуючі насоси, які забирають масло з поддизельної рами і під тиском через безповоротний клапан подають його в систему дизеля.

Масляна система двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4 включає один масляний насос і один охолоджувач. З ванни масло проходить через фільтр грубого очищення, всмоктується насосом і подається до фільтру тонкого очищення, з якого потрапляє в охолоджувач. Від насоса під тиском масло надходить у фільтр грубої очистки і потім на змазку дизеля.

5.2.1. Масляний насос двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4

Головний масляний насос (рис. 5.4) 8-циліндрових дизелів Scania встановлений на передньому торці двигуна, а саме на корпусі приводу насосів. Він призначений для забезпечення циркуляції масла в системі дизеля з необхідним тиском.

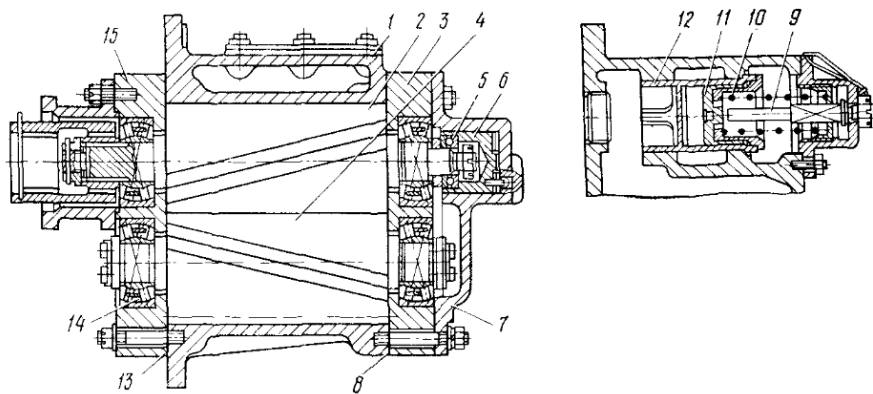


Рис. 5.4. Насос масляний

- | | |
|-------------------------------|-------------------------------|
| 1. Корпус; | 8, 13. Лакотканеві прокладки; |
| 2. Шестірня ведуча; | 9. Стрижень; |
| 3, 15 Плити підшипників; | 10. Пружина; |
| 4. Ведена шестерня; | 11. Поршень; |
| 5. Упорний підшипник; | 12. Клапан; |
| 6. Розвантажувальний поршень; | 14. Підшипник. |
| 7. Кришка; | |

Номінальна частота обертання масляного насоса 1440 об/хв; подача не менше 160 м³/год при тиску нагнітання 0,7 МПа і температурі масла 65...82 °С. Тиск відкриття перепускного клапана 0,9 МПа. Насос шестеренного типу, односекційний, нереверсивний.

5.2.2 Масляні фільтри

Фільтр масла відцентрового типу. Ротор фільтра обертається на осі. У кришці ротора встановлено сопла і два відбійника. Опорами ротора служить бронзові втулки, запресовані в корпус і кришку ротора, а також упорний підшипник, що сприймає навантаження від маси ротора і зафіксований на осі пружинним кільцем. В ковпаку запресована втулка, яка служить опорою для верхнього кінця осі. Внутрішня стінка корпусу ротора вкрита паперовою прокладкою, що полегшує видалення відкладень продуктів зносу з масла при очищенні фільтра.

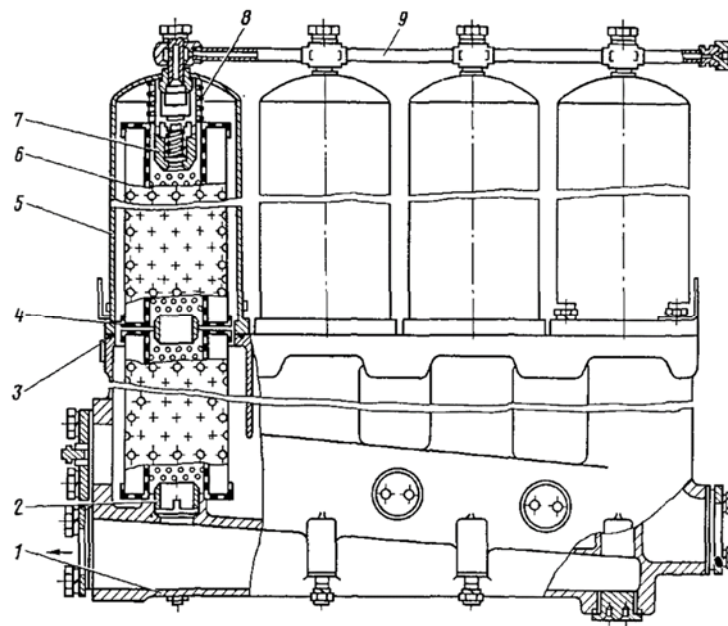


Рис. 5.5. Фільтр масла повнопотоковий

В процесі експлуатації при технічному обслуговуванні розбирають відцентровий фільтр для очищення внутрішньої порожнини ротора від відкладень. При розбиранні та складанні фільтра необхідно звертати увагу на вста-

новлення сопел в задане положення, так як це забезпечує створення реактивного моменту для обертання ротора.

5.2.3 Фільтр повнопоточковий

Для тонкого очищення масла призначений повнопоточковий фільтр (рис. 5.5). В експлуатації необхідно постійно стежити за станом фільтруючих елементів і періодично їх замінювати.

5.2.4 Охолоджувач масла

Для відводу тепла, що виділяється в масло від тертьових деталей, і при охолодженні поршнів використовується охолоджувач (рис. 5.6). Водяна порожнину охолоджувача розділена навпіл перегородкою 5 в кришці 11. Вода циркулює в охолоджуючій секції з оребреними трубками 6, закріпленим у передній 3 і задній 16 трубних дошках. Для поліпшення теплообміну в охолоджуючій секції встановлені сегментні перегородки 13, створюють поперечний омивання маслом трубного пучка.

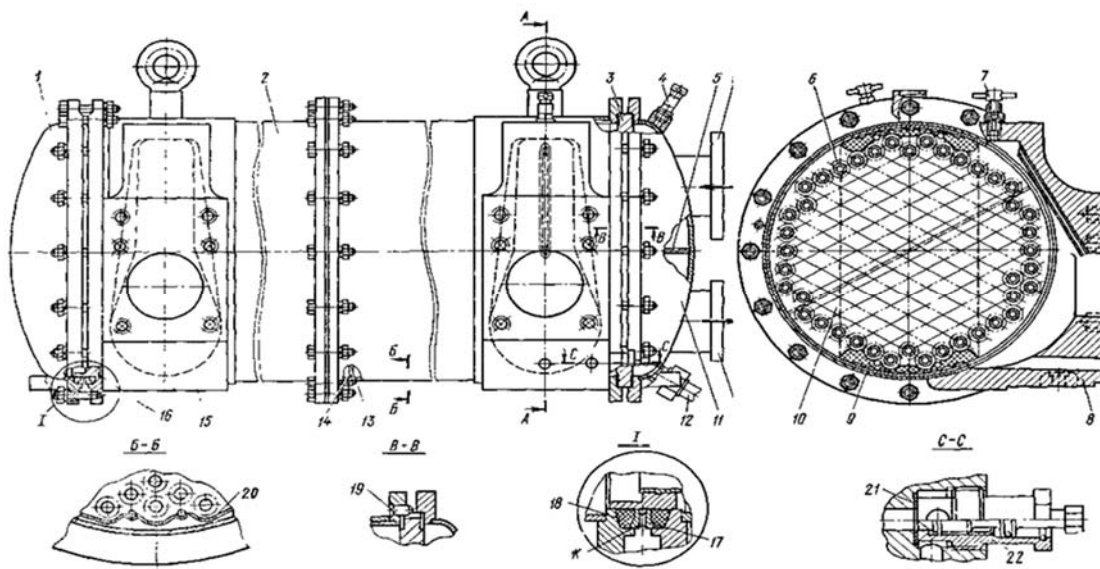


Рис. 5.6. Охолоджувач масла:

- 1, 11 – кришки; 2 – корпус; 3, 16 – дошки трубні; 4, 7 – вентиль;
 5, 13 – перегородки; 6 – охолоджуючі трубки; 8, 15 – кронштейн;
 9, 20 – заповнювачі; 10 – охолоджуюча секція; 12 – труба; 13 – дрiт;
 14 – шнур; 17 – кільце проміжне; 18 – кільце ущільнювальне; 19 – штифт;
 21 – прокладка; 22 – вентиль для зливу масла; ж, д – патрубки; жс – отвір

Стик перегородок і корпусу ущільнений гумовим шнуром 14. Температурні подовження трубок охолоджуючої секції викликають переміщення задньої трубної дошки 16, яка ущільнюється в корпусі 2 і кришці 1 двома гумовими кільцями. Положення секції відносно корпусу фіксується штифтом 19.

Вода в охолоджувач надходить по патрубку *г* передньої кришки, проходить по трубках *б* і однієї половини секції, потім по трубках іншої половини і виходить з патрубка *д*. Масло в охолоджувач надходить по трубопроводу в рамі через отвір в кронштейні 15, проходить в міжтрубному просторі і виходить через кронштейн 8.

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		81

Расчетная часть

1. Мощность главного двигателя, кВт $N_e = 450$
2. Удельный расход топлива, кг/(кВт*ч) $g_e = 0.199$
3. Количество теплоты трения, отводимой маслом, кДж/ч
 Доля теплоты трения, принята маслом
 Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.4-0.45$, принимаем $\alpha_{тр} = 0.42$
 Механический КПД двигателя $\eta_M = 0.85$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_M} \right) - 1 \right] = 3600 \cdot 0.42 \cdot 450 \cdot \left(\frac{1}{0.85} - 1 \right) = 120071.0$$
4. Проток в контуре масла для отвода теплоты трения, м³/ч
 Теплоемкость, кДж/(кг*К) $c_M = 2.05$
 Плотность, кг/м³ $\rho_M = 900$
 Допустимая разность температур, °C $\Delta t_M = 10$

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{120071.0}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 6.508$$
5. Поток масла в контуре охлаждения поршней, м³/ч
 Доля теплоты отводимая от поршней
 Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.04-0.05$, принимаем $\alpha_{о.п} = 0.05$
 Теплота сгорания топлива, кДж/ч
 Лежит в диапазоне $Q_p=40000-43000$, принимаем $Q_p = 42664.4$
 Теплота, отведенная от поршней, кДж/ч

$$Q_{о.п} = \alpha_{о.п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 0.05 \cdot 0.199 \cdot 450 \cdot 42664.4 = 191029.9$$

$$W_2 = \frac{Q_{о.п}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{191029.9}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 10.35$$
6. Подача циркуляционного масляного насоса, м³/ч
 Коэффициент запаса подачи $k_W = 1.667$

$$W_{мн} = k_W \cdot (W_1 + W_2) = 1.667 \cdot (6.508 + 10.35) = 28.1$$
7. Необходимый запас циркуляционного масла, кг
 Кратность циркуляции, 1/ч $K_{ц} = 72$

Подача циркуляционного насоса, м³/ч

$$G_{\text{сист}} = \frac{W_{\text{мн}}}{K_{\text{ц}}} = \frac{28.1}{72} = 0.39$$

$$G_{\text{цм}} = G_{\text{сист}} \cdot \rho_{\text{м}} = 0.3903 \cdot 900 = 351.27$$

8. Коэффициент загромождения картера элементами конструкции

$$K_1 = 1.04$$

Коэффициент учитывающий мертвый объем картера

$$K_2 = 1.05$$

Вместимость картера для хранения запаса масла, м³

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{цм}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_{\text{м}}} = \frac{351.27 \cdot 1.04 \cdot 1.05}{900} = 0.426$$

9. Рекомендуемое время работы самоочищающегося сепаратора в сутки, ч

$$\tau_{\text{с}} = 10$$

Рекомендуемая частота сепарации масла, сут.⁻¹

$$K = 2$$

Суммарная пропускная способность сепараторов, м³

$$W_{\text{пзс}} = \frac{V_{\text{м}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K = \frac{0.426}{10} \cdot 2 = 0.0852$$

10. Температура масла после подогревателя, °C

$$t_{2\text{м}} = 85$$

Температура масла в картере, °C

$$t_{1\text{м}} = 45$$

Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·K)

$$K_{\text{ТП}} = 500$$

Температура насыщенного пара, поступающего в подогреватель, °C

$$t_{\text{см}} = 170$$

Средняя разница температур между насыщенным паром и маслом, °C

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

Количество одновременно работающих сепараторов

$$n_{\text{с}} = 1$$

Коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности опложениями

$$k_3 = 1.2$$

Площадь теплопередающей поверхности подогревателя масла перед сепаратором, м²

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{пзс}} \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}) \cdot \rho_{\text{м}}}{K_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_{\text{м.}} \cdot n_{\text{с}}} \cdot k_3 = \frac{0.0852 \cdot 2.05 \cdot (85 - 45) \cdot 900}{500 \cdot 105} \cdot 1.2 = 0.144$$

11. Мощность, потребляемая насосом, кВт

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		83

Напор насоса, м

$$H_H = 4$$

К.П.Д насоса

$$\eta_H = 0.75$$

$$N_{\text{цн}} = 0.272 \cdot \frac{W_{\text{мн}} \cdot H_H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5} = 0.272 \cdot \frac{28.1 \cdot 4 \cdot 900}{0.75} \cdot 10^{-5} = 0.367$$

12. Площадь фильтрующей поверхности фильтра грубой очистки, м²

Скорость фильтрации, м/с

$$v_M = 0.05$$

Коэффициент живого сечения

$$K_{\text{жс.}} = 0.2$$

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{мн}}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{\text{жс.}}} = \frac{28.1}{3600 \cdot 0.05 \cdot 0.2} = 0.781$$

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

$$q_{\text{ф}} = 1.2$$

Площадь поверхности фильтра тонкой очистки, м²

$$F_{\text{фто}} = \frac{W_{\text{мн}}}{q_{\text{ф}}} = 23.417$$

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

$$k_{\text{ТП}} = 1400$$

Коэффициент загрязнения холодильника

$$k_3 = 1.2$$

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

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

Температурный напор, °С

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

Площадь теплопередающей поверхности маслоохладителя, м²

$$F_M = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{о.п.}}}{k_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_H} \cdot k_3 = 3.678$$

5.3. Система охолодження

Вода із системи охолодження надходить по роздатковій магістралі уздовж блоку циліндрів, вводиться в зарубашкові порожнини втулок в їх нижній частині, омиває втулки і через трубки надходить до порожнин охолодження кришок циліндрів. З кришок вода перетікає в охолоджуючі порожнини випускних колекторів, звідки по трубах направляється на охолодження корпусу турбокомпресора і далі знову в систему охолодження.

При згорянні палива в циліндрі дизеля температура газів сягає 1500...1600 °С і, відповідно, зростає температура дотичних з ним деталей: поршня, втулки циліндра, та ін. Якщо не охолоджувати ці деталі, то температура їх підвищиться настільки, що вони можуть вийти з ладу. Щоб температура деталей не перевищувала допустимі межі, деталі необхідно охолоджувати.

На судні з двигуном Scania типу 8ЧН 12,7/15,4 застосовується замкнута система охолодження водою, має суттєві переваги перед проточною, що застосовується в деяких стаціонарних і суднових установках. Ця система дозволяє працювати на високому температурному режимі (температура води на виході з дизеля 90...95 °С), що підвищує економічність двигуна.

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

Застосування водяних насосів з великою подачею забезпечує майже сталу швидкість води на всіх режимах. Крім того, температура охолодження води в холодильнику тепловоза регулюється зміною частоти обертання вала

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		85

вентилятора охолоджуючого повітря (отже, кількість повітря), що досягається застосуванням багатоступеневих редукторів. Циркуляційна, примусова, відкритого типу з розширювальним баком, що виключає утворення повітряних або парових мішків в трубопроводах.

5.3.1 Склад системи

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

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

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

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

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

Трубопроводи слугують для транспортування води.

5.3.2 Класифікація системи

Система охолодження двигуна класифікуються за такими ознаками:

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

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

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

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		86

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

Расчетная часть

1. Общее количество воды в системе, м³

$$V_v := 1$$

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

$$\beta := 0.00043$$

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

$$\Delta t := 70$$

Коэффициент запаса

$$k_3 := 2$$

Объем расширительного бака, м³

$$V_{pб} := 2V_v \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot k_3 = 0.12$$

2. Эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e := 450$$

Доля теплоты, отводимой в охлаждающую воду от рабочих цилиндров

$$\alpha_{nv} := 0.228$$

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

$$g_e := 0.199$$

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$Q_{np} := 42664.4$$

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

$$Q_{nv} := \alpha_{nv} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np} = 0.228 \cdot 0.199 \cdot 450 \cdot 42664.4 = 871096.121$$

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

$$c_{nv} := 4.19$$

Плотность пресной воды, кг/м³

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

Перепад температур при охлаждении цилиндров, °С

$$\Delta t_{nv} := 6$$

Коэффициент запаса подачи насоса

$$K_{п} := 1.3$$

Подача циркуляционного насоса пресной воды, м³/ч

$$W_{nv} := \frac{Q_{nv} \cdot K_{п}}{c_{nv} \cdot \rho_{nv} \cdot \Delta t_{nv}} = 45.045$$

4. Температура воды на входе в теплообменник, °C	$t_1 := 95$
Температура воды на выходе из теплообменник, °C	$t_2 := 70$
Температура воздуха на входе в теплообменник, °C	$t_3 := 40$
Температура воздуха на выходе из теплообменника, °C	$t_4 := 80$

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

5. Коэффициент теплопередачи от пресной воды воздуху, кДж/(м ² *ч*К)	$K_B := 4000$
---	---------------

Площадь теплопередающей поверхности водо-водяного теплообменника, м²

$$F_{ov} := \frac{Q_{nv}}{K_B \cdot \Delta t_{cp}} = 9.679$$

5.4. Системи повітропостачання і газовідводу

Сукупність пристроїв, що забезпечують подачу в циліндри двигуна необхідної кількості повітря із заданими тиском і температурою, називається системою повітропостачання. Підвищити ефективність робочого процесу в циліндрах дизеля можна шляхом подачі повітря в кількості, відповідному оптимальному співвідношенню мас повітряного заряду і подаваного палива. Наповнення циліндрів необхідною кількістю повітря досягається за рахунок підвищення його щільності. Повітря через повітряні фільтри 1 (рис. 5.8) тепловоза надходить у всмоктуючий патрубок компресора 2.

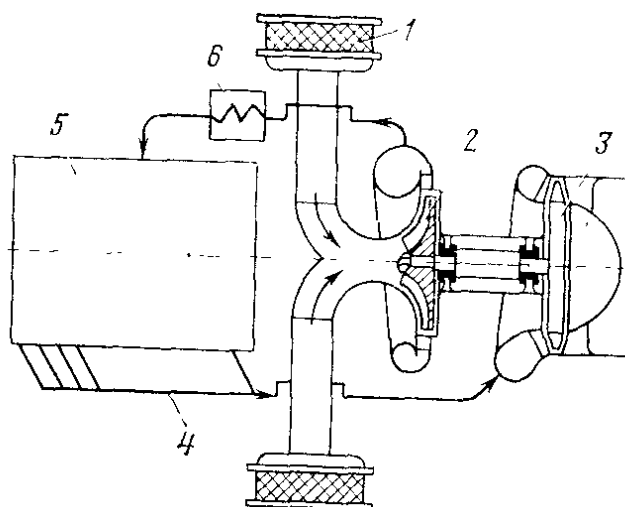


Рис. 5.8. Схема системи повітропостачання

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		88

В компресорі повітря стискається, а потім надходить у водоповітряний охолоджувач 6, де охолоджується до 70...80 °С. Стисле і охолоджене повітря подається в наддувний ресивер, а звідти через впускні клапани в циліндри дизеля 5. Газ, що випускається з циліндрів, через газовипускні колектори 4 підводиться до турбіни 3 турбокомпресора. Потенційна енергія випускних газів перетворюється в механічну в турбіні, потужність якої використовується для приводу компресора. Турбіна і компресор компонуються в одному агрегаті, званому турбокомпресором.

Ефективність системи повітропостачання визначається сукупністю характеристик всіх елементів, що входять до її складу. Проте визначальний вплив на параметри дизеля у всьому діапазоні його робочих режимів надає турбокомпресор. Тому при створенні двигуна проводиться узгодження характеристик дизеля і турбокомпресора з метою оптимізації параметрів у всьому діапазоні режимів тепловозної характеристики. В експлуатації може виникнути неузгодженість характеристик дизеля і турбокомпресора при зміні опорів на всмоктуванні повітря і випуску газів. Нормальна робота системи повітропостачання характеризується певною залежністю тиску наддуву і витрати повітря від потужності двигуна, частоти обертання його колінчастого валу і параметрів навколишнього середовища. Ця залежність зазвичай представляється графічно у вигляді характеристики компресора, на яку накладається лінія робочих режимів дизеля.

5.4.1 Охолоджувач наддувного повітря

Для підвищення щільності і тим самим поліпшення наповнення циліндрів, повітря після виходу з компресора охолоджується в теплообмінному апараті, який називається охолоджувачем наддувного повітря. Повітря охолоджується водою холодного контуру водяної системи дизеля. Охолоджувач (рис. 5.9) встановлений на кронштейні 8 і кріпиться до нього шпильками 7. Кронштейн прикріплений до блоку циліндрів болтами 9. Зварний корпус 12 охолоджувача наддувочного повітря з патрубком 13 закритий верхній 2 і нижній 6 кришками. В середині корпуса розташована охолоджуюча секція, що

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		89

Рис. 8. Охладитель наддувочного воздуха:

1 — трубка отвода пара; 2 — крышка верхняя; 3 — трубки; 4 — доска трубная верхняя; 5 — трубка; 6 — крышка нижняя; 7 — шпилька; 8 — кронштейн; 9 — болт; 10 — кольцо резиновое; 11 — доска трубная нижняя; 12 — корпус; 13 — патрубок; 14 — заглушка; Б — фланец; Д — перегородка; Е, С — патрубки; Ж, И — ка-
налы

Рис. 8. Охладитель наддувочного воздуха:

- 1 — трубка отвода пара; 2 — крышка верхняя; 3 — трубки; 4 — доска трубная верхняя; 5 — трубка; 6 — крышка нижняя; 7 — шпилька; 8 — кронштейн; 9 — болт; 10 — кольцо резное; 11 — доска трубная нижняя; 12 — корпус; 13 — патрубок; 14 — заглушка; Б — фланец; Д — перегородка; Е, С — патрубки; Ж, И — каналы.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

Аркуш

5.4.2 Випускні колектори

Гази, що відпрацювали в циліндрах дизеля, відводяться до турбіни через випускні колектори, розташовані на кожному ряду циліндрів з зовнішньої сторони двигуна.

Завдяки значному обсягу випускного трубопроводу і великому числу об'єднуються циліндрів (чотири і більше) імпульси тиску газів в колекторі зменшуються, так що параметри газу на вході в турбіну мало змінюються в часі. Така система називається ізобарною.

Конструктивно ізобарна система простіше імпульсної. При високих тисках наддуву вирівнювання параметрів газу в часі забезпечує підвищення к. к. д. турбіни і за рахунок цього поліпшення економічності дизеля. Крім того, зменшуються динамічні навантаження на робочі лопатки турбіни, що підвищує її надійність.

За умовами роботи до колектора пред'являються наступні вимоги: можливо менший рівень гідравлічних втрат при переміщенні газу від циліндрів до турбіни; збереження високої температури газу (запобігання теплових втрат) перед надходженням в турбіну; надійність в роботі при значних змінах температур і тисків газу на різних режимах; низький рівень температур на зовнішній поверхні, що виключає можливість загоряння при випадковому попаданні самозаймистих рідин; можливо меншу кількість газоплотных стиків, простота збірки і розбирання. Всі ці вимоги були реалізовані в конструкції колекторів двигунів Scania типу 8ЧН 12,7/15,4.

5.4.3 Розрахункова частина

1.1. Производительность компрессора найду из условия расхода воздуха через двигатель для номинального режима:

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

де $D = 0,127$ м – діаметр циліндра;

$S = 0,154$ м – хід поршня;

$R = 287$ Дж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря;

$i = 8$ – кількість циліндрів;

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		91

$\chi = 2$ – коефіцієнт тактності;

$n = 1500$ об/хв – частота обертання;

$\varphi_a = 1,15$ – коефіцієнт продувки;

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

$P_s = 0,98 \cdot P_o \Pi_K$ МПа – тиск повітря в ресивері;

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

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

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0,903 \text{ кг/с}$$

Расчет газоотводящей трубы

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{g_e N_e (\alpha_\Sigma L'_0 + 1) T_z}{p_z v_z}} \text{ м,}$$

де $g_e = 0,199$ кг/(кВт·год) – питома витрата палива;

$N_e = 450$ кВт – ефективна потужність двигуна;

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

$\alpha_\Sigma = 2,0$;

$L'_0 = 14,3$ кг – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;

$T_r = 570$ К – температура відпрацьованих газів;

$p_r = 0,103 \dots 0,107$ МПа – тиск у газоході при допустимій швидкості газу

$v_r = 40 \dots 50$ м/с. Прийємо: $p_r = 0,107$ МПа, $v_z = 50$ м/с.

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,199 \cdot 450 \cdot (2 \cdot 14,3 + 1) \cdot 570}{0,107 \cdot 50}} = 0,17 \text{ м}$$

Розрахунок ізоляції

$$d_{u3} = x d_n \text{ м,}$$

де d_n – зовнішній діаметр газоходу, мм;

x знаходимо з рівняння:

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

					КРБ.142.2227ст.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		92

де $\lambda_{из} \approx 0,5 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м·год·К) – коефіцієнт теплопровідності совелита або вермикуліту при $t_{сер} \approx 570$ К;

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

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

$t_b = 313$ К – температура повітря;

$t_n \approx 570$ К – температура потоку газу.

$$y = x \ln x = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 10^{-3}(110 + 6)} \frac{570 - 333}{333 - 313} = 0,029$$

Виводжу з рівняння x , і отримую:

$$x = 1,029,$$

$$d_{из} = 1,029 \cdot (0,17 + 0,006) = 0,18 \text{ м.}$$

5.5. Висновки по розділу

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

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

РОЗДІЛ 6

Організація охорони праці та охорони навколишнього середовища

6.1. Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників в машинному відділенні

На обслуговуючий персонал машинного відділення впливають наступні шкідливі і небезпечні виробничі чинники:

1. частини двигуна, що обертаються;
2. підвищений рівень шуму і вібрації;
3. підвищена вологість;
4. підвищена температура повітря;
5. відсутність природного освітлення;
6. відсутність природної вентиляції;
7. наявність пари палива і масла, а також відпрацьованих газів в повітрі;
8. наявність нагрітих частин устаткування;
9. наявність високої напруги;
10. наявність перехідних машин і механізмів;
11. наявність балонів із стислим повітрям;
12. наявність вантажопідйомних пристроїв.

В приміщеннях машинного відділення підтримується чистота і порядок за допомогою щоденного прибирання, не допускається скупчення сміття і просочення масла, фарби і нафтопродуктів, матеріалу, здатного самозайматися. Плити, трапи, поручні і тому подібне міцно укріплені, чисті і досуха протерті. Під механізмами і устаткуванням завжди стоять чисті піддони для збору витоків води, масла, піддони обладнані дренажними трубопроводами, відведеними у відповідні дренажні цистерни.

Підвищення потужності і загальної енергонасиченості сучасних машинних відділень посилило вимоги до таких показників забезпечення оптимальних умов праці екіпажа на судах, як вентиляція машинного відділення,

					КРБ.142.2227ст.16.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		94

галасливість, вібрація, освітленість, для яких встановлені допустимі параметри відповідно до санітарних правил і норм.

В машинному відділенні зазвичай є повітряний шум головного двигуна. Двигуни створюють шум, що виникає внаслідок вібрації поверхонь, а також періодичних ударів в зчленуваннях деталей і складальних одиниць, іншими словами первинний структурний і механічний шум, а також газодинамічний шум, тобто шум, що виникає внаслідок стаціонарних або нестаціонарних процесів в газах. Згідно ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки» значення рівня шуму, що допускається, складає 85 дБ при періодичному обслуговуванні ваhti. Міра впливу шуму на вахтових залежить не лише від рівня звукового тиску, але і від тривалості дії шуму, що враховується нормами.

Для зниження шуму на судні від двигунів застосовують колективні засоби захисту, організаційні заходи, засоби індивідуального захисту.

Для зниження дій шуму і вібрацій на обслуговуючий персонал застосовується дистанційне керування двигуном. Дизель розміщений в окремому приміщенні. Центральний пост управління знаходиться в машинному відділенні, при цьому не забезпечується висока звукоізолююча здатність поста від структурного і повітряного шуму. На двигуні встановлений глушник, на обгороджуваннях машинного відділення встановлені звукопоглинальні конструкції. Звукоізолюючі кожухи не застосовуються, що пояснюється відсутністю відпрацьованих конструкцій, що не утрудняють експлуатацію машини.

Машинне відділення є найбільш шумним приміщенням і вживанням колективних засобів захисту не вдається понизити рівень шуму до рівня допустимого, внаслідок чого використовуються засоби індивідуального захисту. На судні застосовують протишумові втулки, навушники для роботи біля машини.

Якщо шум сприймається людиною на слух, то вібрація зазвичай відчувається. Вібрація – це механічні коливання пружних тіл, що виникають під дією яких-небудь возмущаючих сил.

					КРБ.142.2227ст.16.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		95

Для зменшення вібрації в машинах і механізмах виконано урівноваження рухомих деталей. При цьому виконана так само віброізоляція машин від корпусу судна. Для зменшення передачі вібрації і шуму через неопірні зв'язки і збільшення надійності роботи віброізованих дизелів у валопроводах двигунів передбачені резинокордні муфти, а в трубопроводах і кабелях – гнучкі вставки.

Для забезпечення нормального мікроклімату в машинному відділенні передбачена вентиляція. Вентиляція дозволяє виконувати вимоги ГОСТ 12.1.005-88 «Загальних санітарно-гігієнічних вимог до повітря робочої зони», яке нормує температуру в машинному відділенні, вологість, швидкість руху повітря, наявність пилу, газів. Вміст С не перевищує 20 мг/м³, вміст NO_x і SO₂ не більше 5 мг/м³. Температура повітря влітку в машинному відділенні не більше 25 °С, відносна вологість не більше 60 %. Швидкість руху повітря до 1 м/с.

Зниження вмісту пари палива, масел і відпрацьованих газів здійснюється так само своєчасним оглядом вихлопної системи, паливної і масляної систем для виявлення нещільності з'єднань, трубопроводів, агрегатів, систем і видалення патьоків палива і масел на самому двигуні.

В машинному відділенні передбачено лише штучне освітлення. Згідно СНіП 23-05-95 «Природне і штучне освітлення» нормативна освітленість складає 300 лк. При виробництві ремонтних робіт додатково до загального може застосовуватися місцеве освітлення. Окрім цього, на випадок виходу зі строю загального освітлення є аварійне освітлення.

6.2. Заходи щодо поліпшення умов і підвищення безпеки праці

Поліпшення умов праці на флоті пов'язане з вдосконаленням організації праці. До заходів щодо поліпшення умов праці можна віднести вживання засобів індивідуального і загального захисту:

- від вібрації – спеціальної вібропоглинаючої екіпіровки (черевики із спецпідшвою, що віброізолюють покриття і килимки);

					КРБ.142.2227ст.16.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		96

- від шуму – різних шумізолюючих пристосувань і покриттів палуби і перегородок (навушники, ширми і перегородки);
- від загазованості – вживання штучної вентиляції;
- від електрики – токоізолюючі килимки, рукавички, боти.

При роботі в тяжких умовах в машинному відділенні необхідно частіше робити перерви.

Необхідно організувати активний відпочинок: обладнати спортзал, кімнату відпочинку, залучити екіпаж до активного загальносудового життя.

Також необхідно особливо відзначити важливість поліпшення умов мешкання на судні:

- організація правильного харчування і розпорядку дня;
- забезпечення побутових благ і мікроклімату житлових приміщень (пральня, душі, санвузол, кондиціонування, опалювання).

6.3. Пожежна безпека

Пожежною безпекою судна називається його здатність протистояти виникненню і поширенню вибухів і пожеж. На судні передбачений комплекс пожежних і профілактичних заходів.

Конструктивний пожежний захист полягає в тому, що корпус судна, його надбудови і вирубування по довжині розділені на головні пожежні зони, довжина кожної зони не перевищує 10 метрів. Кожна така зона горизонтально розділяється на окремі об'єми, що утворюються палубами. Щоб уникнути поширення вогню і диму, виникнення тяги отвори всіх дверей, вентиляційні канали, світлові, вентиляційні люки мають пристрої для закриття.

Для сповіщення про пожежу на судні встановлена система пожежної сигналізації, яка зосереджена на центральному пожежному посту.

Судно обладнане стаціонарними системами пожежогасінні. На додаток до водопожежної системи передбачена система пожежогасінні.

Паливо і масла зберігаються в окремих герметичних ємкостях, при проведенні ремонтних робіт паливо і масла віддаляються. Чисте і використа-

					КРБ.142.2227ст.16.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		97

не дрантя зберігається в окремих герметичних ящиках. Для гасіння невеликих вогнищ пожеж застосовуються вогнегасники порошкового і вуглекислотного типу, ящик з піском.

6.4. Охорона навколишнього середовища

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля.

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

В першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До *другої групи* відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья).

До *третьої групи* входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 .

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

					КРБ.142.2227ст.16.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		98

В *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

В *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи

6.5. Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Вдосконалення робочого процесу і сумішоутворення.

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатоканальні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

ВИСНОВОК

В ході виконання роботи визначені конструктивні особливості заданого двигуна, обрано основні параметри робочого циклу для подальшого розрахунку динаміки та кінематики, а також циркуляційного насосу системи охолодження.

За результатами розрахунку робочого циклу, виконано розрахунок і побудову теоретичної індикаторної діаграма двигуна та зроблено розрахунок та побудову графіків зміни сил, діючи на КШМ одного циліндра.

В четвертому розділі виконано розрахунок відцентрового насосу для системи охолодження розглянутого двигуна. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри насосу з відхиленнями, які не суттєві для проведення компоновочного конструювання. Спроектований відцентровий насос має розхід $Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$ та питому роботу $L = 330 \text{ Дж/кг}$ при $\text{ККД} = 0,70$.

Проведено розробку принципів схем основних систем двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4, виконаних приблизний розрахунок систем та їх елементів, виконання технічного описання систем.

З'ясовані причини виникнення небезпек і шкідливих факторів при роботі двигуна на обслуговуючий персонал. Розроблені способи захисту персоналу від негативного впливу.

					КРБ.142.2227ст.16.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		100

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Арциков А.П., Воронов В.Ф. Судовые вспомогательные механизмы. Гидравлические машины. – Л.: Судостроение, 1963. – 432 с.
2. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
3. Дизели. Справочник. Под ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова – 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1977, 480 с.
4. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.
5. Насосы: Справочное пособие: Пер. с нем. В.В. Малюшенко, М.К. Бобка / К. Бадеке, А. Граневальд и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 503 с.
6. Эпельман Т.Е., Лукин А.И., Ткаченко С.Г. Расчёт определяющих параметров основных механизмов и оборудования СДУ на стадии эскизного проектирования: Учебное пособие. – Н.: НКИ, 1984.
7. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика, В.А. Шнацкий, Л.: Судостроение, 1976.
8. Справочник по Единой системе конструкторской документации. Под ред. Ю.И. Степанова – Х.: Прапор, 1979.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				Документація		
A3			КРБ.142.2227см.16.04.03.	Схема системи охолодження		
				двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4		
				Складові одиниці		
		6		Двигун	1	
		7		Циркуляційний насос	2	
				низькотемп. контуру		
		8		Насос заборотної води	2	
		9		Циркуляційний насос	2	
				високотемп. контуру		
		10		Термостат	2	
		11		Гол. теплообмінник двигуна	1	
		12		ОНП	1	
		13		Теплообмінник	1	
		14		Кінгстонний бак	2	
		15		Фільтр заборотної води	2	
		16		Масляний теплообмінник	1	
		РЦ		Розширювальна цистерна	1	
				КРБ.142.2227см.16.04.03.		
Зм.	Лист	№ докум	Підпись	Дата		
Студент		Сич Н.Б.			Літ.	Лист
Консульт.						Листостів
Керівник		Наливайко В.С.			НУК	
Зав. каф.		Гозоренко О.А.				
					Схема системи охолодження двигуна Scania типу 8ЧН 12,7/15,4	

