

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ
завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
д-р техн.наук, професор
Б. Г. Тимошевський

« » 2022 г.

Дипломна робота бакалавра

Розрахунок суднового двигуна типу 9ЧН 25,5/40
(МаК М25С) потужністю $N_e = 2700$ кВт, $n = 750$ хв⁻¹

Виконав студент Веселовський В. В.

підпис

Керівник Мінчев Д. С. _____
підпис

Миколаїв 2022 р.

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Напрямок підготовки 142 – енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Спеціальність двигуни внутрішнього згоряння
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
д.т.н., проф. Б. Г. Тимошевський
“___” _____ 2021 року

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Веселовському Віктору Вікторовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розрахунок суднового двигуна типу 9ЧН 25,5/40 (МаК М25С) потужністю $N_e = 2700$ кВт, $n = 750$ хв⁻¹

керівник проекту (роботи) Мінчев Д. С., к.т.н.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “___” _____ 20__ року №___

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) параметри серійного двигуна: ефективна потужність $N_e = 2700$ кВт, частота обертання колінчастого валу $n = 750$ хв⁻¹, двигун застосовується в якості головного суднового.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити
1) опис двигуна та особливості його застосування двигуна на об'єкті використання;
2) розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна за методикою Гриневецького-Мазінга та в програмному сервісі Blitz-PRO; 3) розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму для номінального режиму роботи двигуна; 4) проектування турбокомпресора системи вільного газотурбінного наддуву двигуна.

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

1) поперечний переріз двигуна; 2) переріз турбокомпресора; 3) плакат з результатами моделювання робочих циклів; 4) плакат з результатами розрахунків динаміки КШМ; 5) креслення об'єкту застосування.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1			
2			
3			
4			
5			
6			

Студент

(підпис)**Веселовський В. В.**
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)**Мінчев Д. С.**
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Загальний опис двигуна типу 9ЧН 25,5/40 та його систем	6
2. Розрахунок робочого циклу двигуна типу 9ЧН 25.5/40	27
3. Розрахунок динаміки КШМ та перевірочні розрахунки міцності деталей двигуна	52
4. Проектування відцентрового водяного насосу	70
Висновок	103

					ДР.6.142.5221з.01.П	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

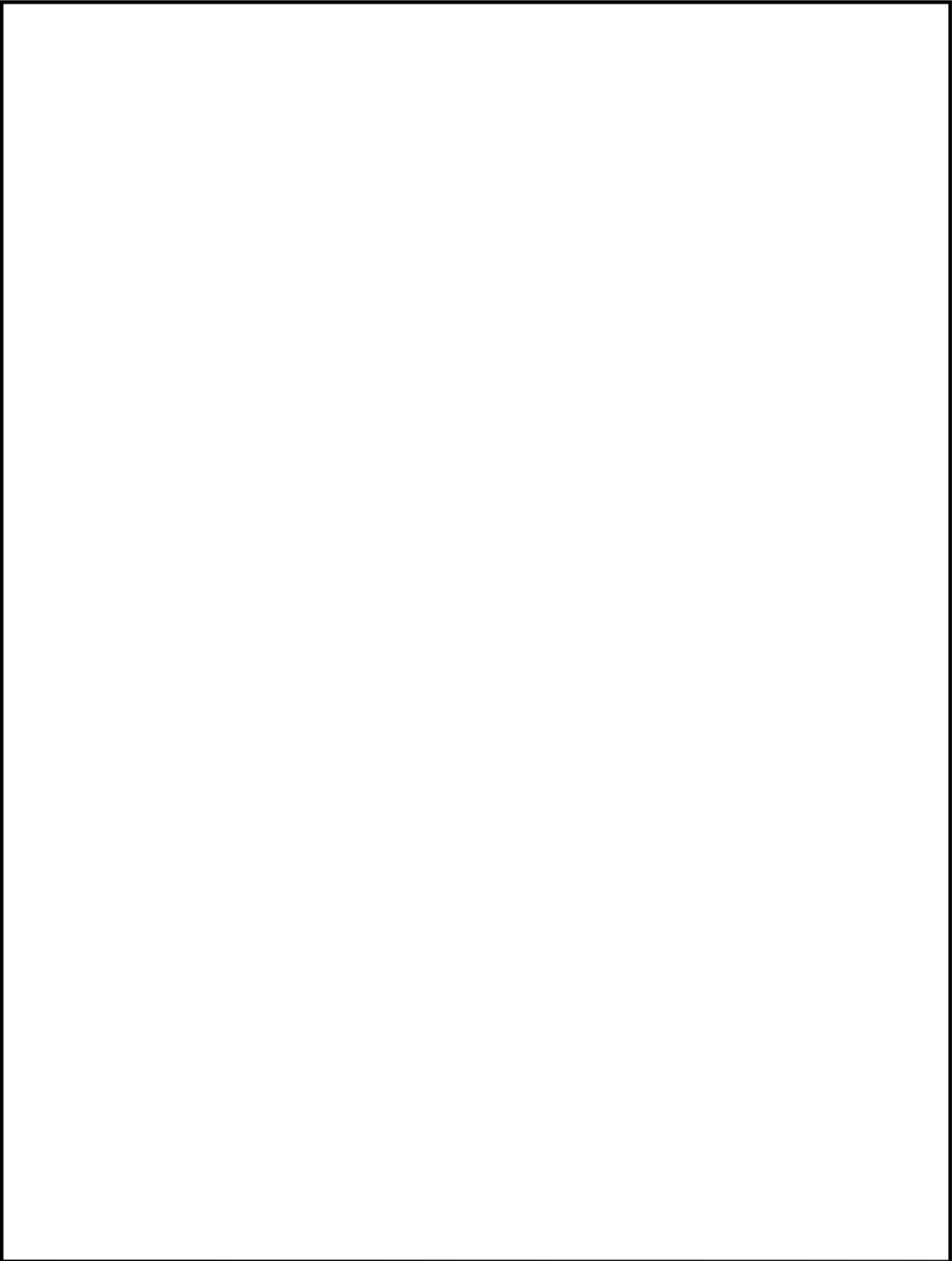
Вступ

Згідно з завданням кафедри, в даній роботі виконаний розрахунок дизельного двигуна типу 9ЧН 25,5/40 потужністю $N_e = 2700$ кВт, $n = 750$ хв⁻¹, що застосовується в якості головного суднового двигуна.

Двигун типу 9ЧН 25,5/40 (МАК 9М25С) є середньообертним двигуном дизельним двигуном (рівень форсування $p_e = 2,35$ МПа), який широко застосовується в різноманітних суднових енергетичних установках. Даний двигун є рядним дев'ятициліндровим дизельним двигуном з вільним газотурбінним наддувом (тиск наддувального повітря на номінальному режимі роботи становить $p_k = 0.42$ МПа)

Конструкція двигуна є типовою для сучасних середньообертних двигунів, і є результатом багаторічної еволюції. Зокрема, двигун має чотириклапану голівку циліндрів, пряме впорскування палива за допомогою паливної системи безпосередньої дії, систему змащення з «мокрим» картером, рідинне охолодження.

В дипломній роботі виконані опис двигуна та його основних систем, розрахунки робочих циклів двигуна з використанням різних методів розрахунку, динамічний розрахунок, прямий розрахунок відцентрового водяного насоса двигуна, який застосовується в системі охолодження.



					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розділ 1. Загальний опис двигуна типу 9ЧН 25,5/40 та його систем	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Веселовський В.В.						
Консульт.						НУК		
Викладач		Мінчев Д.С.						
Зав.каф.		Тимошевський Б.Г						

1. Загальний опис двигуна типу 9ЧН 25,5/40 та його систем

МАК М25С є середньооборотним чотиритактним двигуном, рядним, вертикальним, нереверсивним, з наддувом, з проміжним охолодженням наддувного повітря і з безпосереднім упорскуванням палива. Зовнішній вигляд двигуна наведено на рис.1.1.

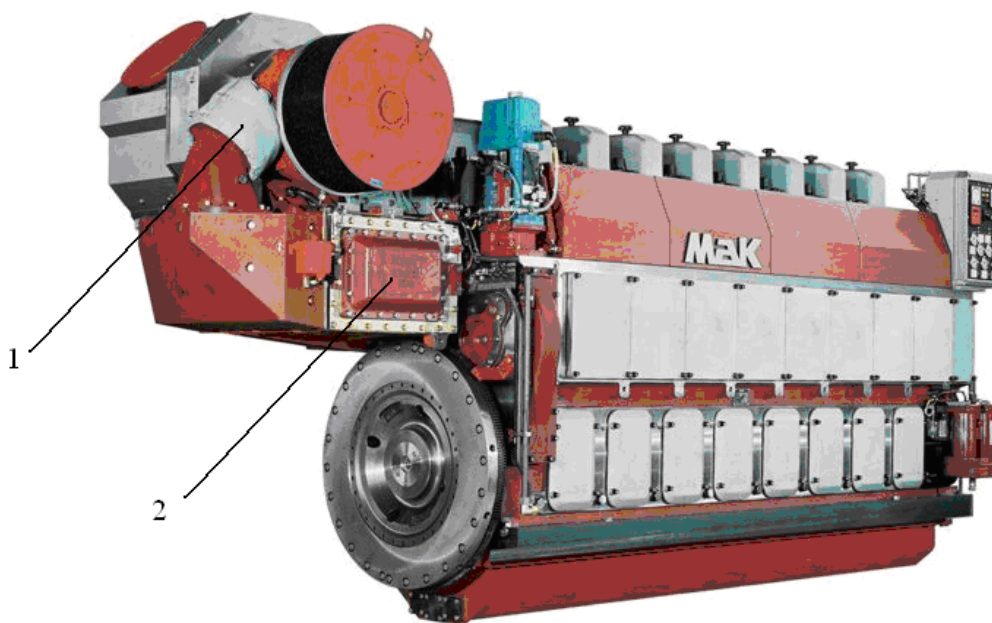


Рис.1.1 Двигун МАК 9М25С

Конструктивні особливості двигуна такі:

- позначення ГОСТ: 9ЧН25,5/40;
- спосіб займання палива – запалення від стиснення (дизельний);
- конструктивне виконання – рядний, вертикальний;
- тронковий, незміщений, центральний КШМ;
- число циліндрів – 9;
- діаметр циліндра – 255 мм;
- хід поршня – 400 мм;
- спосіб здійснення робочого циклу – чотиритактний;
- спосіб повітропостачання – з наддувом;
- схема повітропостачання – вільний газотурбінний наддув;

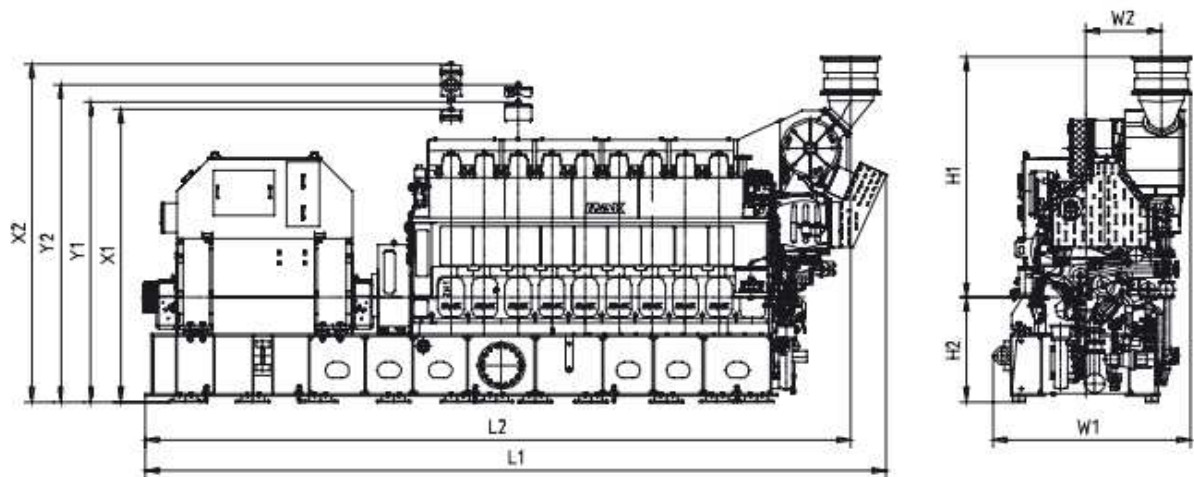
					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- схема утилізації енергії газів, що відходять – ізобарна система;
- принцип дії – простої дії;
- розташування розподільного валу – середнє;
- розташування клапанів – верхнє;
- середня швидкість поршня: 10 м/с;
- циліндрова потужність: 300 кВт;
- співвідношення хід поршня/діаметр: 1,57;
- робочий об'єм: 20,43 л. на циліндр;
- кількість клапанів одного циліндра – 4.

Табл.1.1 Параметри двигуна

Параметр	Одиниці вимірювання	Значення
Максимальна тривала потужність	кВт	2700
Частота обертання, номінальна	об/хв	750
Частота обертання, мінімальна	об/хв	250
Середній ефективний тиск	бар	23,2
Тиск наддувного повітря	бар	3,5
Тиск згоряння палива	МПа	18
Витрата повітря при $T_0 = 293 \text{ K}$	м ³ /год	9,24
Питома ефективна витрата палива	г/кВт*год	186
Витрата масла	г/кВт*год	0,6
Викиди NO _x	г/кВт*год	8,9

Габаритні види двигуна та таблиця відповідних розмірів наведені на рис. 1.2.



Engine Type	Dimensions [mm]						Dry weight *
	L1	L2	H1	H2	W1	W2	
6 M 25 C	8,070	7,638	2,950	1,340	2,479	977	43.0
8 M 25 C	9,130	8,727	3,097	1,340	2,534	977	53.0
9 M 25 C	9,516	9,057	3,097	1,340	2,534	977	56.0

Рис.1.2 Габаритні вигляди двигуна (без генератора).

Поперечний розріз двигуна наведений на рис. 1.3.

Система остова. Є жорсткою структурою з блокових конструкцій, призначеною для утримання разом всіх основних вузлів і деталей двигуна та їх герметизації. Складається з блок-картеру, блоку циліндрів і циліндрових кришок. Блок-картер виконаний у вигляді монолітної чавунної виливки. У цьому виливку міститься порожнина повітряного ресивера. Рама відсутня. У картера в нижній частині виконані лапи для кріплення до фундаменту, знизу кріпиться піддон для зливу та вмісту олії. На верхню площину блоку встановлюється висока сорочка блоку циліндрів, зверху на неї спираються індивідуальні кришки циліндрів і між ними утворена порожнина охолодження. З неї вода, що охолоджує, переходить в кришку, а частина води (до кришки) відбирається на охолодження турбокомпресора. В останній модифікації турбокомпресор не охолоджується, що унеможливило корозії його корпусу. У отвори блок-картера та блоку циліндрів вставляються втулки циліндрів. У

верхню частину втулки циліндрів встановлюються антиполірувальні кільця, поверхня втулки азотована, термін служби - 60 тис. годин.

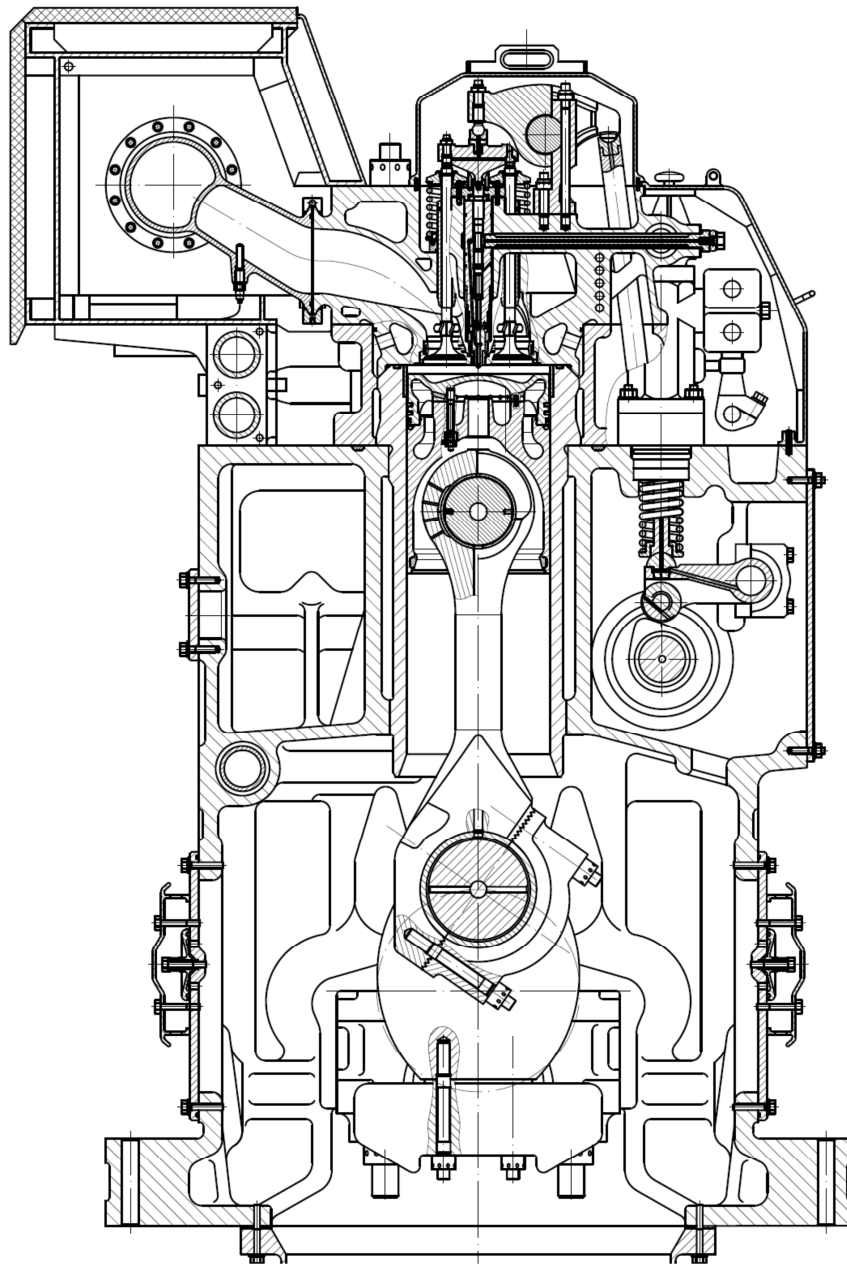


Рис.1.3. Поперечний переріз двигуна типу 9ЧН25,5/40 (МАК 9М25С)

Кришки, блок циліндрів та блок-картер стягнуті анкерними болтами, що проходять по всій висоті двигуна. У нижній частині картера встановлено корінні підшипники колінчастого валу . Вал підвісний. Розподільний вал розташовується збоку від циліндрів двигуна і встановлюється у розточенні блок-картера.

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Система головного руху.

Призначена для сприйняття енергії від згоряння палива та перетворення поступального руху у обертальне.

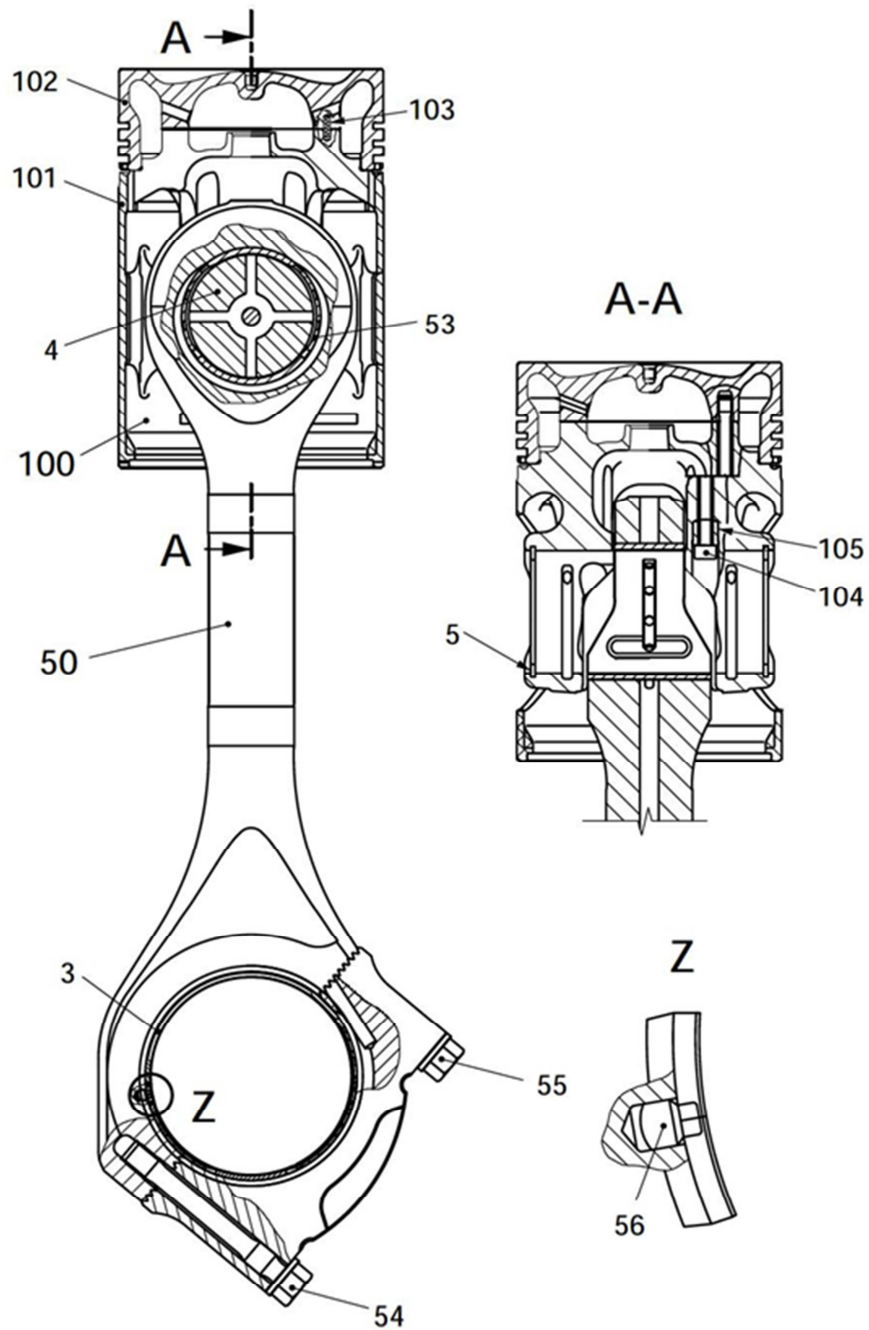


Рис.1.4. Складений поршень зібраний з шатуном.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ДР.6.142.52213.01.ПЗ

Лист

Система являє собою центральний, вертикальний, незміщений тронковий, криворшипно-шатунний механізм (КШМ). Вона складається з поршня, шатуна та колінчастого валу (до колінчастого валу відносяться також позиції).

Поршень (див. також рис. 1.4) охолоджується, складовий - головка ста-лева, спідниця алюмінієва. У голівці розташовуються два компресійні та одне маслоснімне кільця. Канавка першого кільця підвищення зносостійкості зміцнена. На робочу поверхню першого кільця нанесена протизносна наплав-ка. Термін служби кілець сягає 30 тис. годин.



Рис.1.5 Фото поршня

Поршень охолоджується олією. Масло надходить від поршневого пальця через дві кільцеві канавки в свердління спідниці поршня, через які надходить далі в периферійну порожнину головки. З цієї порожнини, після заповнення певного обсягу, масло зливається по свердлінням головки в центральну порожнину, де знову заповнює певний об'єм, а потім зливається в центральний отвір на головку шатуна. У верхній головці є отвір, яким масло додатково

змащує головний підшипник. Надлишок олії стікає в картер. Охолодження поверхонь головки поршня виконується збовтуванням.

Шатун (рис 1.5) сталевий, круглого перерізу, нижня головка з ко-сим роз'ємом для виїмки поршня з шатуном через втулку циліндра. У нижній кришці, нижній і верхній головках шатуна виконані розточування та свердління, а в стрижні – центральне свердління. Через них масло надходить під тиском від мотильової шийки колінчастого валу до поршневого пальця і далі на охолодження поршня. Масло, що виходить з торців мотилевого підшипника, розбризкується у вигляді крапель, які йдуть на мастило циліндро-поршневої пари.

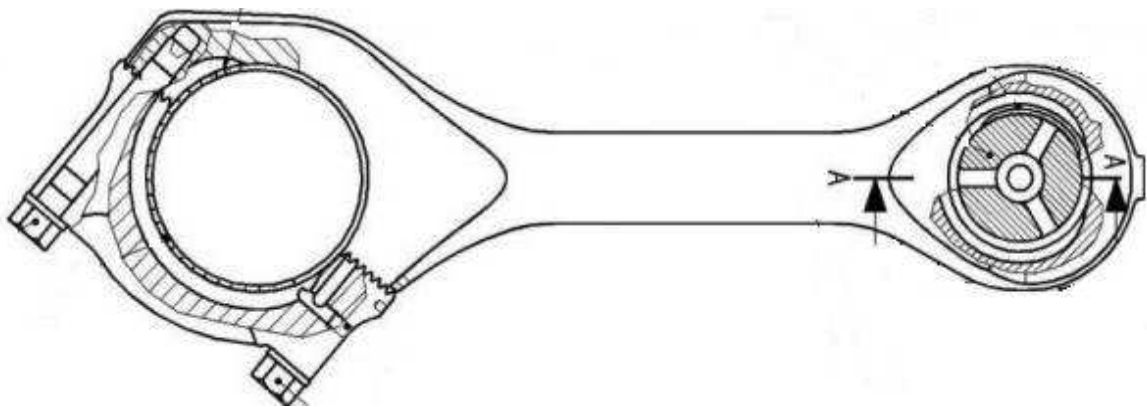


Рис.1.6. Шатун двигателя

Колінчастий вал рис 1.7 цільнокований, підвісний. Зміцнені вкладиші виготовлені шляхом відцентрового лиття, мають антифрикційні властивості.

На приводному кінці двигуна колінчастий вал обладнаний шевронним сальником для ущільнення картера. Осьовий зазор обмежується комбінованим упорним підшипником, підшипником маховика. Встановлена гарячою посадкою шестерня приводу розподільного валу розташована на приводному кінці. На задньому кінці валу є шестерня для приводу водяних насосів та масляного насоса. Зазвичай встановлюється також гасник вібрації.

Колінчастий вал може обертатися за допомогою ручного механізму провертання двигуна, що наводить маховик. Корінний підшипник ковзання роз'ємного типу, двошарової конструкції. Верхній вкладиш підшипника має

масляну канавку, а в нижньому вкладиші вона відсутня. Опорно-упорний підшипник, розташований за приводу, має аналогічну конструкцію. Вкладиші мотилевих та рамових підшипників тонкостінні, дво- або тришарові, застосовуються також підшипники канавкового типу. З метою полегшення підробітку підшипників та захисту шийок валу від задирів, які можуть виникати від можливих неспіввісностей при його укладанні, а також невеликих деформацій валу та фундаментної рами при роботі, фірма вдається до електrolітичного покриття вкладишів м'яким цинком або оловом, завтовшки кілька тисячних міліметрів. Термін служби підшипників – 30 тис. годин.

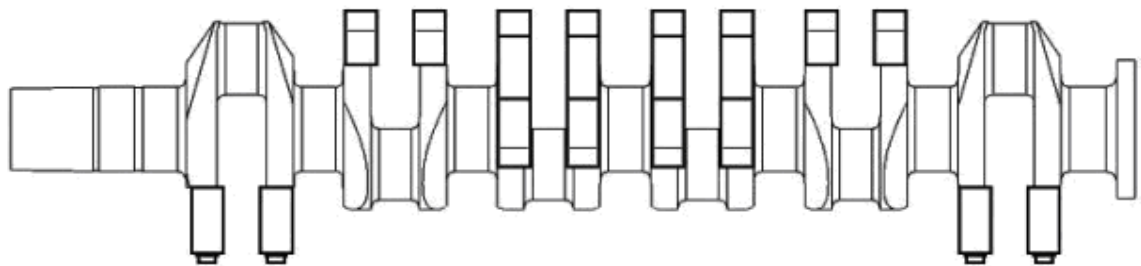


Рис.1.7. Колінчастий вал

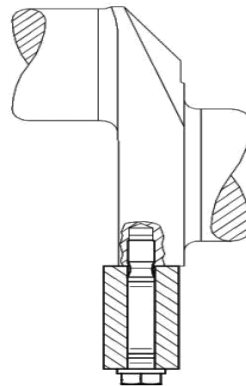


Рис.1.8. Коліно колінчастого валу з противагою

Система допоміжного руху.

Призначена для керування впускними та випускними клапанами. Є механізмом приводу елементів газорозподілу. Її схема зрозуміла з рис.1.3. Механізм складається з розподільного валу з кулаком, який впливає на сережку

з роликом, яка передає зусилля штанзі. Штанга переміщає важіль коромисла, коромисло іншим кінцем тисне на траверсу. Траверса відкриває клапана. , Два - на випуск. Відповідно є на кожен циліндр два кулаки, чотири клапани, дві штанги, два коромисли, дві траверси. На малюнку 1.9. показані вид розрізу циліндра та вид зверху на кришку. На рис.1.10 дано фото частини газорозподільного механізму.

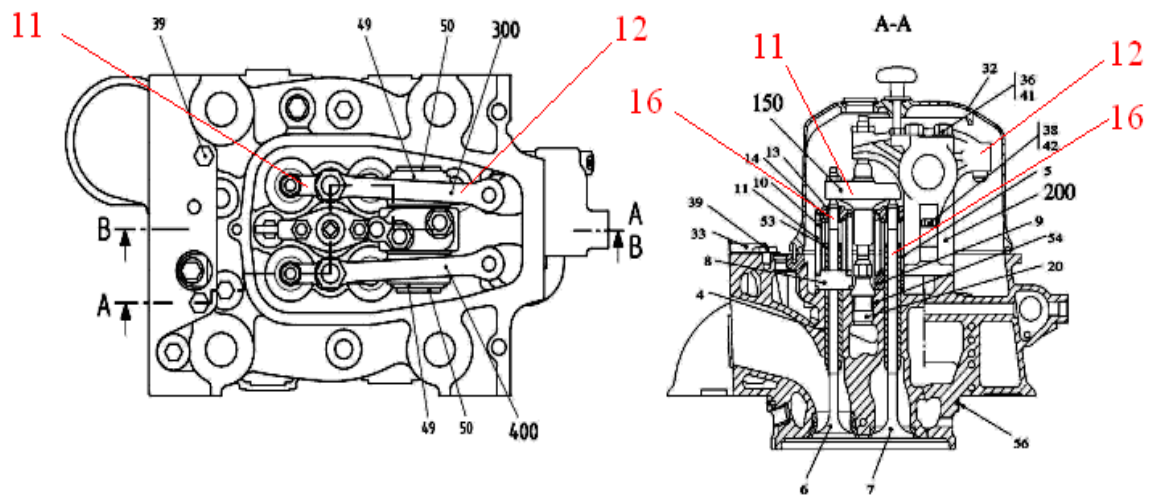


Рис.1.9. Часть газораспределительного механизма (обозначения красными цифрами соответствуют рис.1.4)

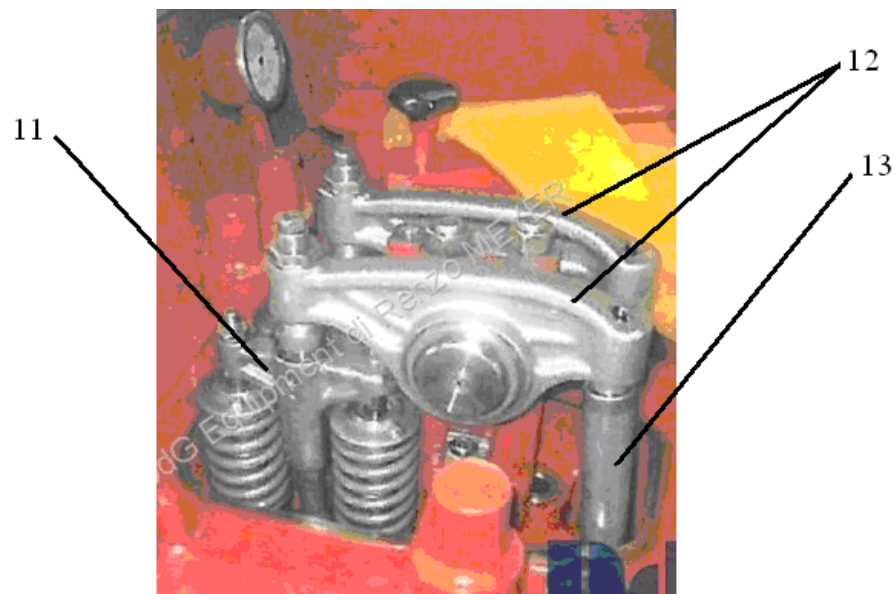


Рис.1.10. Вид на газораспределительный механизм (обозначения цифрами соответствуют рис. 3.1)

Розподільний вал складений (рис. 1.11) і збирається із секцій за кількістю циліндрів, що спрощує його демонтаж і заміну окремих секцій. На валу розташовані кулаки для приводу механізму газорозподілу (1) та кулаки для приводу ТНВД (2).

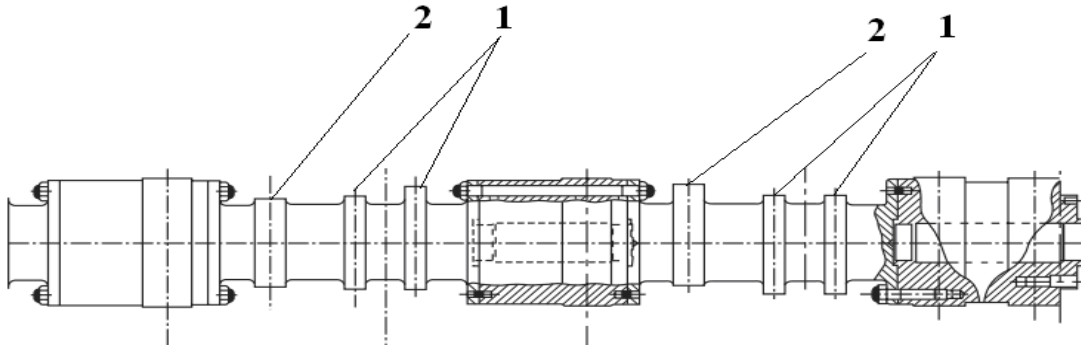


Рис.1.11 Распределительный (кулачковый) вал

Система повітропостачання.

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива та продування циліндра, у певній кількості та із заданими параметрами.

Двигун має систему вільного газотурбінного наддуву. Принципова схема такої системи представлена на рис.1.12.

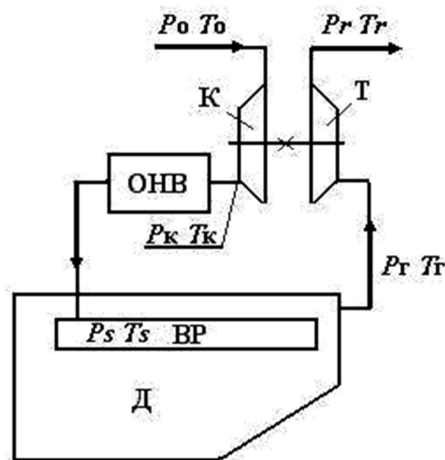


Рис.1.12. Принципова схема системи повітропостачання: ОНВ – охолоджувач наддувного повітря; ВР – повітряний ресивер; Д – двигун; К – компресор; Т – газова турбіна

На двигуні встановлено один турбокомпресор 1 типу KBV HPR5000 (рис. 1.13). Двигун має один впускний ресивер 9 (рис.3.1) та один охолоджувач наддувного повітря (2, рис. 1.1). Тиск наддуву двигуна $p_k = 350$ кПа, рівень підвищення тиску в компресорі $P_k = 3,5$.

Двигун оснащений системою наддуву (системою утилізації енергії вихлопних газів) за постійного тиску (ізобарна система). Має один випускний колектор, що на з'єднанні з кожним циліндром має компенсатори.

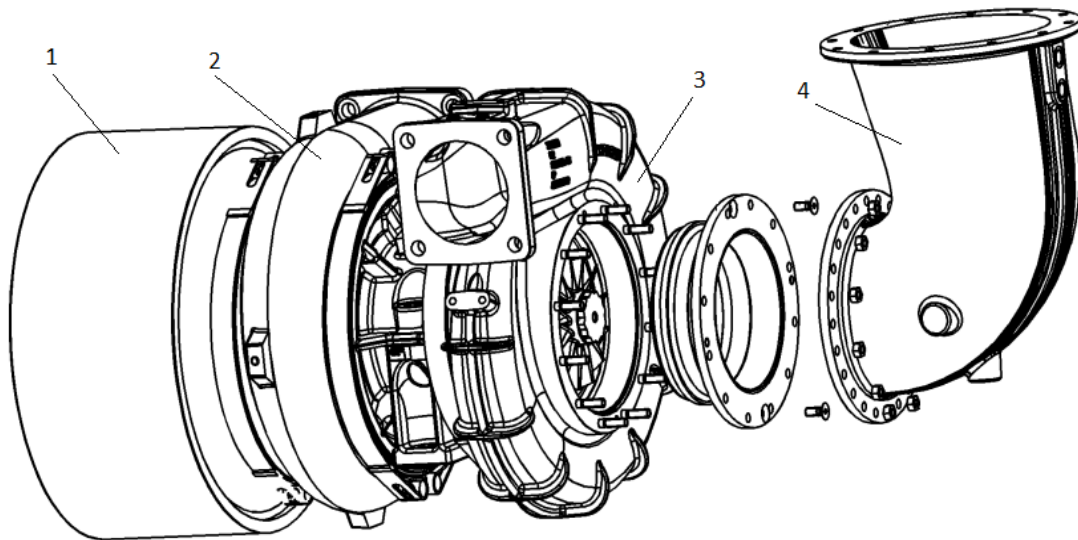


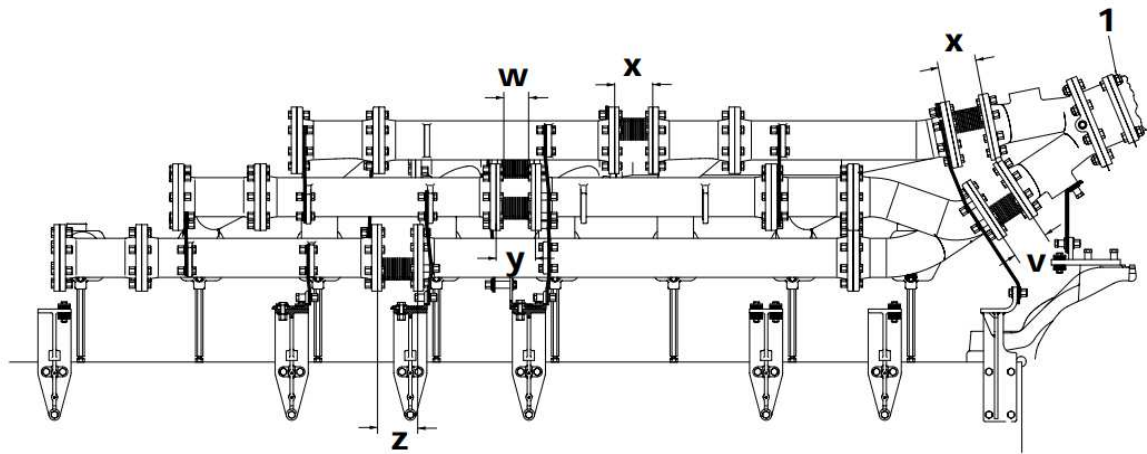
Рис.1.13 - Загальний вигляд турбокомпресора типу KBV HPR5000:1 – повітряний фільтр; 2 – корпус компресора; 3 – корпус турбіни; 4 – частина труби випускного колектора.

Система газовипуску.

Призначена для відведення випускних газів та їх використання в системі вільного газотурбінного наддуву.

Оскільки двигун має порівняно високий наддув, застосована ізобарна система використання енергії газів, що відходять, яка більш раціональна, ніж імпульсна система при високому наддуві. Схема імпульсної системи використання енергії відпрацьованих газів показана на рис.1.14. За такої схеми газ

з усіх циліндрів виходять в один колектор.



1.14. Схема випускного колектора для імпульсної системи газотурбінного наддуву

Система охолодження.

На двигунах МаК зазвичай використовують два закриті контури водяного охолодження. Контур високої температури води, що охолоджує, використовується для охолодження двигуна.

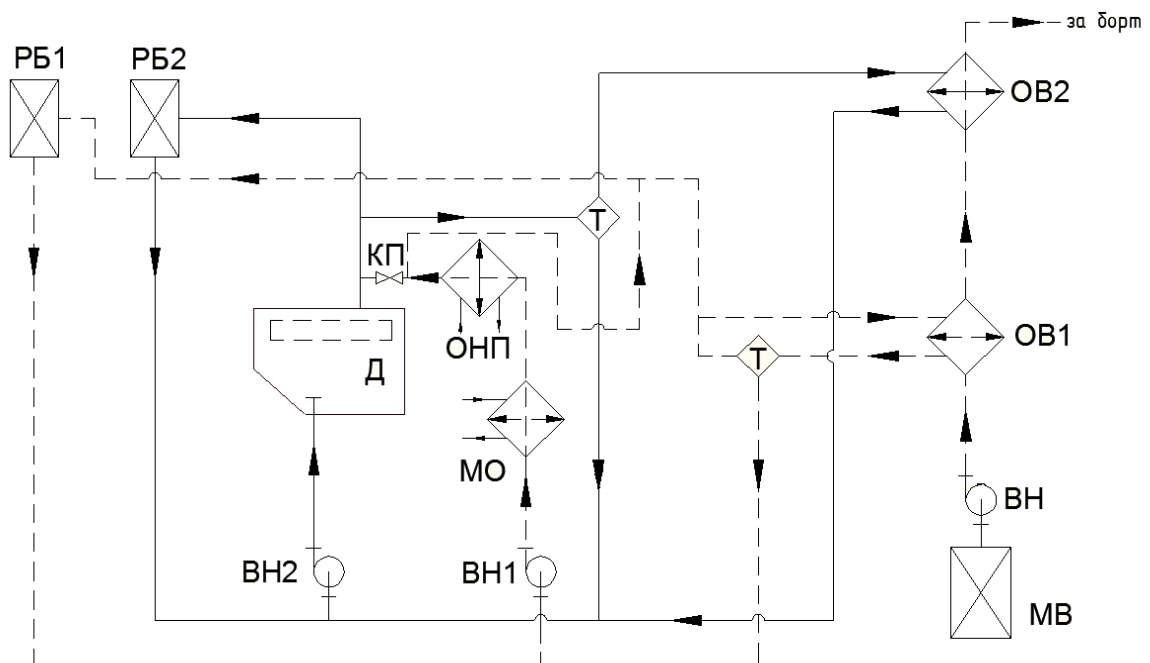


Рис. 1.15 – Двухконтурна система охолодження:

РБ1, РБ2 – розширювальні бачки низькотемпературного та високотемпературного контурів, відповідно; Д – двигун; ВН,ВН1,ВН2 - водяні насоси відцентрового типу; ОВ1,ОВ2 - охолоджувачі охолоджуючої рідини; МО – масляний охолоджувач; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; Т – термостат; КП – клапан прохідний; МВ – морська вода.

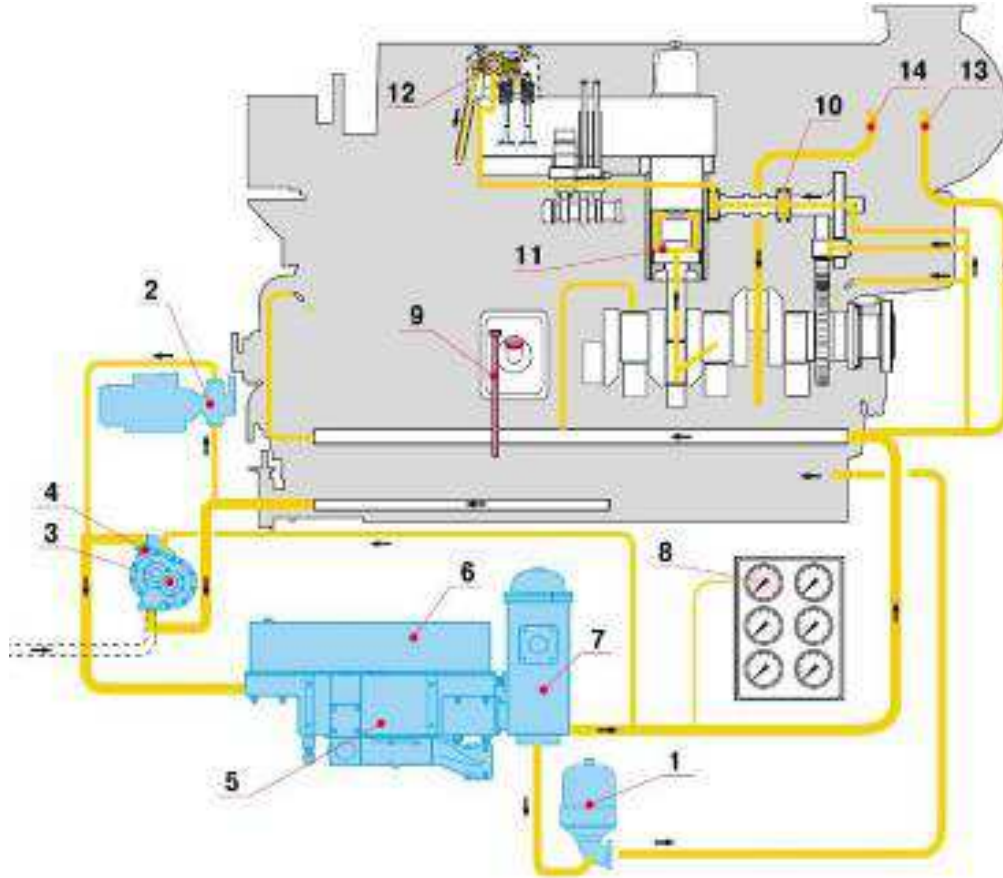


Рис. 1.16. Схема системи змащення

1 – відцентровий фільтр; 2 – маслопрокачуючий насос; 3 – циркуляційний масляний насос; 4 – клапан регулювання тиску; 5 – термостат; 6 – масляний холодильник; 7 – масляний фільтр; 8 – манометр; 9 – масломірна рейка; 10 – підшипники розподільчого валу; 11 – поршневі пальці; 12 – підшипники коромисел; 13 – трубопровід до ГТН; 14 – трубопровід з ГТН.

Контур низької температури охолоджує наддувний повітря. Крім того, контур низької температури води, що охолоджує, може бути використаний

для охолодження додаткового обладнання, наприклад, генератора або коробки передач

Система змащення.

Призначена для мастила деталей двигуна, що труться, а також для часткового відведення тепла тертя і тепла від нагрітих деталей двигуна.

Двигун оснащений циркуляційною системою мастила з «мокрим» картером. Принципова схема системи показано на рис.1.16.

Охолоджена олія під тиском надходить у головну масляну магістраль двигуна. З неї масло подається через отвори бічних шпильок у блоці циліндрів на корінні підшипники. Масло тече далі з корінних підшипників через отвори в колінчастому валі на підшипник нижньої головки шатуна і вгору в шатун і поршень. Завдяки особливій конструкції отворів у колінчастому валі потік олії на шатун пульсуючий. Масло із зазорів у мотилевих підшипниках розпорошується в картері, а краплі розпиленого масла потрапляють на стінки циліндрів, забезпечуючи мастило між поршнями та циліндрами. Крім того, частина олії надходить на мастило механізму газорозподілу. Після змащування деталей двигуна та охолодження поршнів масло зливається в піддон двигуна.

Паливна система.

Паливна система двигуна паливом призначена для розміщення запасу палива на судні, очищення, розпилення палива та рівномірного розподілу його по циліндрах відповідно до порядку роботи двигуна. Схема паливної системи дизеля зображено малюнку 1.17.

					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

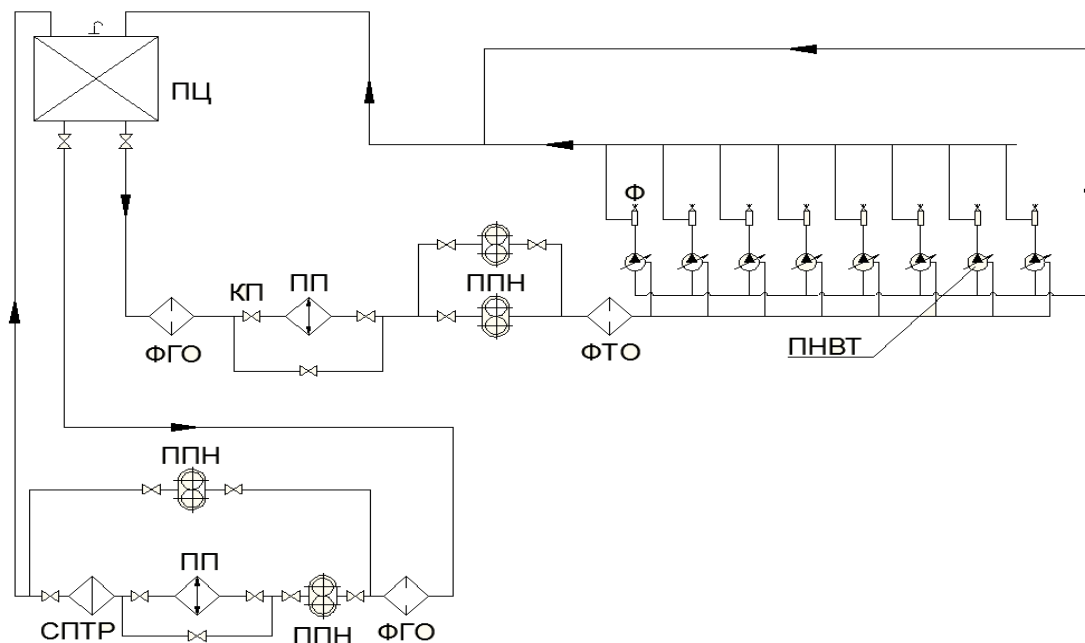


Рисунок 1.17 – Схема паливної системи дизеля

ПЦ – паливна цистерна; КП – клапан перепускний; ПП – підігрівач палива; ПНН – паливопідкачуючий насос; ПНВД – паливний насос високого тиску; СПТР – сепаратор; ФГВ – фільтр грубої очистки; ФТО - фільтр тонкого очищення; Ф –форсунка.

Система живлення суднового дизеля складається з паливних насосів високого тиску, паливопідкачувальних насосів, форсунок, трубопроводів низького та високого тиску, повітроочисника, впускного та випускного колекторів, паливних фільтрів грубого та тонкого очищення, паливопідігрівачів та паливної цистерни.

На двигуні встановлено вісім ПНВД індивідуального типу. Конструктивно індивідуальний ПНВД виконується у вигляді модулів та кріпиться збоку блоку циліндрів. Таке розміщення дає такі переваги:

- відсутність необхідності внесення конструктивних змін до існуючої голівки блоку;
- Підвищення жорсткості приводу за рахунок виключення з конструкції коромисел;

- Можливість простого демонтажу елементів системи упорскування.

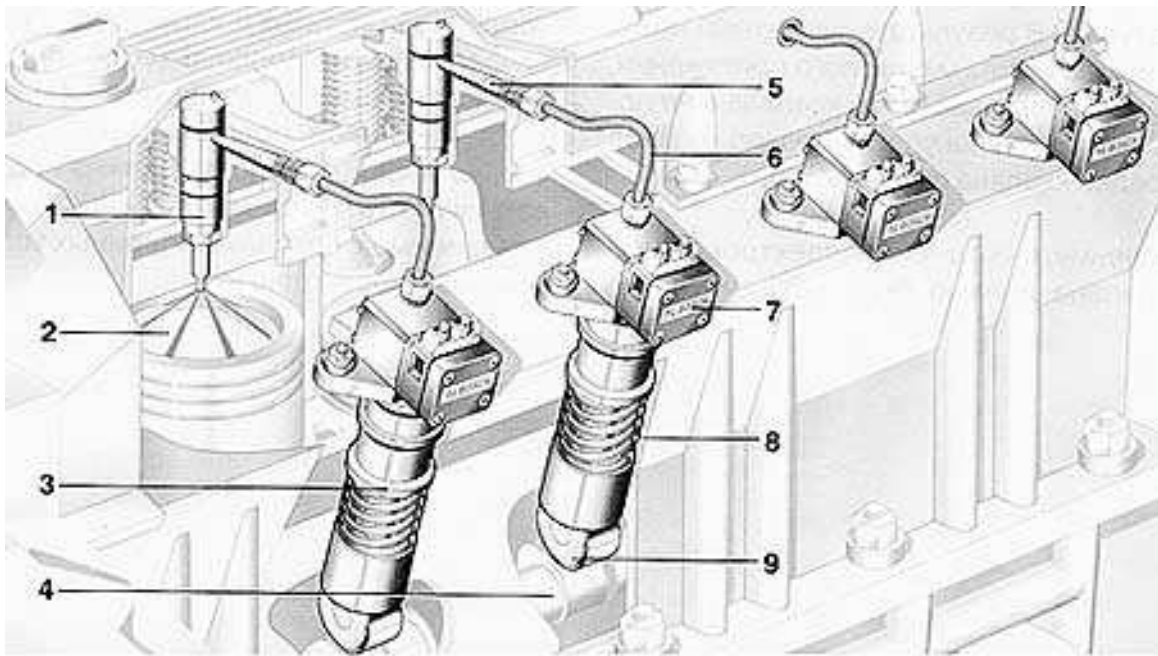


Рисунок 1.18 – Розміщення індивідуальних ПНВТ

1 – форсунка; 2 – камера згоряння; 3 – ПНВТ; 4 – розподільний вал двигуна; 5 – штуцери трубопроводу високого тиску; 6 – ПНВТ; 7 – клапан електромагнітний; 8 пружина зворотна; 9 -роликовий штовхач.

Система пуску

Системою стисненого повітря обладнуються СЕУ всіх типів. Найбільш розвинені ці системи на дизельних транспортних та промислових судах. Розрізняють системи стисненого повітря низького (до 1 мПа), середнього (до 3 мПа) та високого (більше 5 мПа) тиску. Повітря низького тиску використовується для господарських потреб судна та ЕУ (продування механізмів, кінгстонів), середнього тиску - в основному для пуску та реверсу головних дизелів, а високого - у системах пуску допоміжних ДВЗ та інших цілей.

В основному стиснене повітря витрачається на пуск головних та допоміжних дизелів. Крім цього він використовується для роботи пневмоавтоматики, контролюючих пристроїв та попереджувальної сигналізації, для створення тиску в пневмоцистернах прісної та заборотної води, для продування нагрівальних змійовиків, фільтрів та кінгстонів.

Велику групу споживачів стисненого повітря складають пневматичні пристрої загальносудинних призначення: тифони, пневмоінструмент і верстати, пневматичні вантажопідйомні механізми, вуглекислотні станції, повітряні апарати та ін.

Основні елементи системи стисненого повітря. До складу системи пускового повітря входять: компресори для стискання повітря, балони для зберігання, волого і мастило відокремлювач, головний пусковий клапан, розподільувач пускового повітря, пусковий клапан.

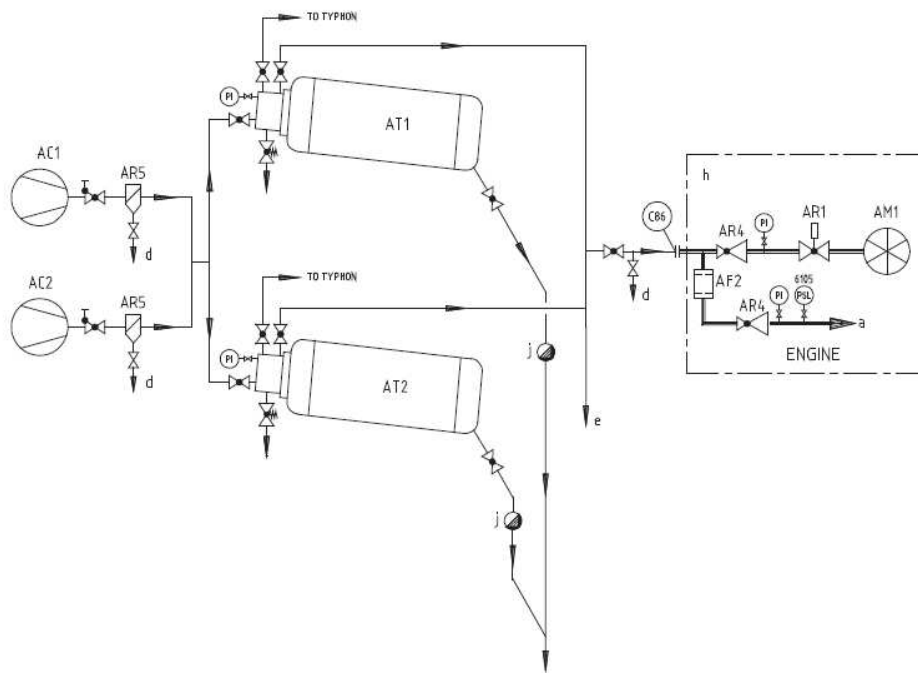


Рисунок 1.19 – Система стисненого повітря

AC1, AC2 – компресори; AR5 - водомаслоочисник; d – стік конденсату; МЕНЮ1, AT2 – балони стисненого повітря; j – автоматичний злив конденсату; e – інші потреби; AF2 - очищувач повітря; AR4 – редукційний клапан; AR1 – пусковий клапан; AM1 – повітряний стартер; а - керуюче повітря.

Особливості роботи двигуна на споживач енергії

Двигун МАК 9М25С входить до складу дизель генераторної установки, отже працює за генераторною характеристикою.

Основним режимом роботи двигуна є номінальний.

Дизель генераторна установка – автономний пристрій, який здійснює виробництво електроенергії у вигляді спалювання дизельного палива. Конструкція складається з генератора, що виробляє змінний струм, та ДВЗ. Такий агрегат встановлюється на загальну платформу та жорстко прикріплюється до металевої рами.

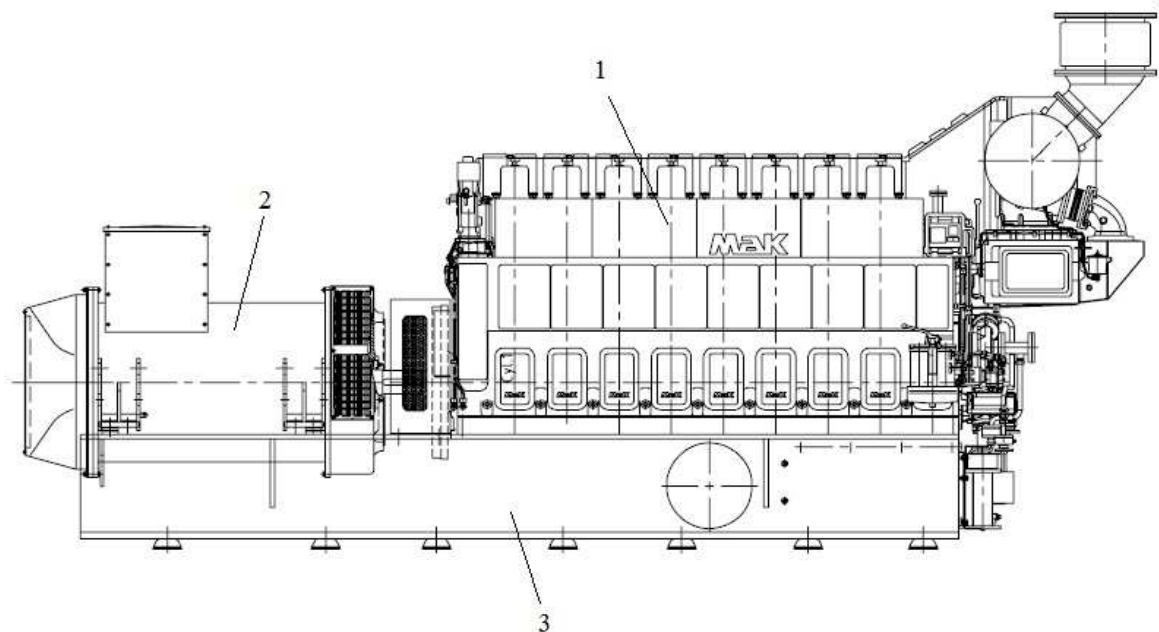


Рис.1.20 Дизель-генераторна установка

1 – ДВЗ; 2 – генератор змінного струму; 3 – платформа (рама).

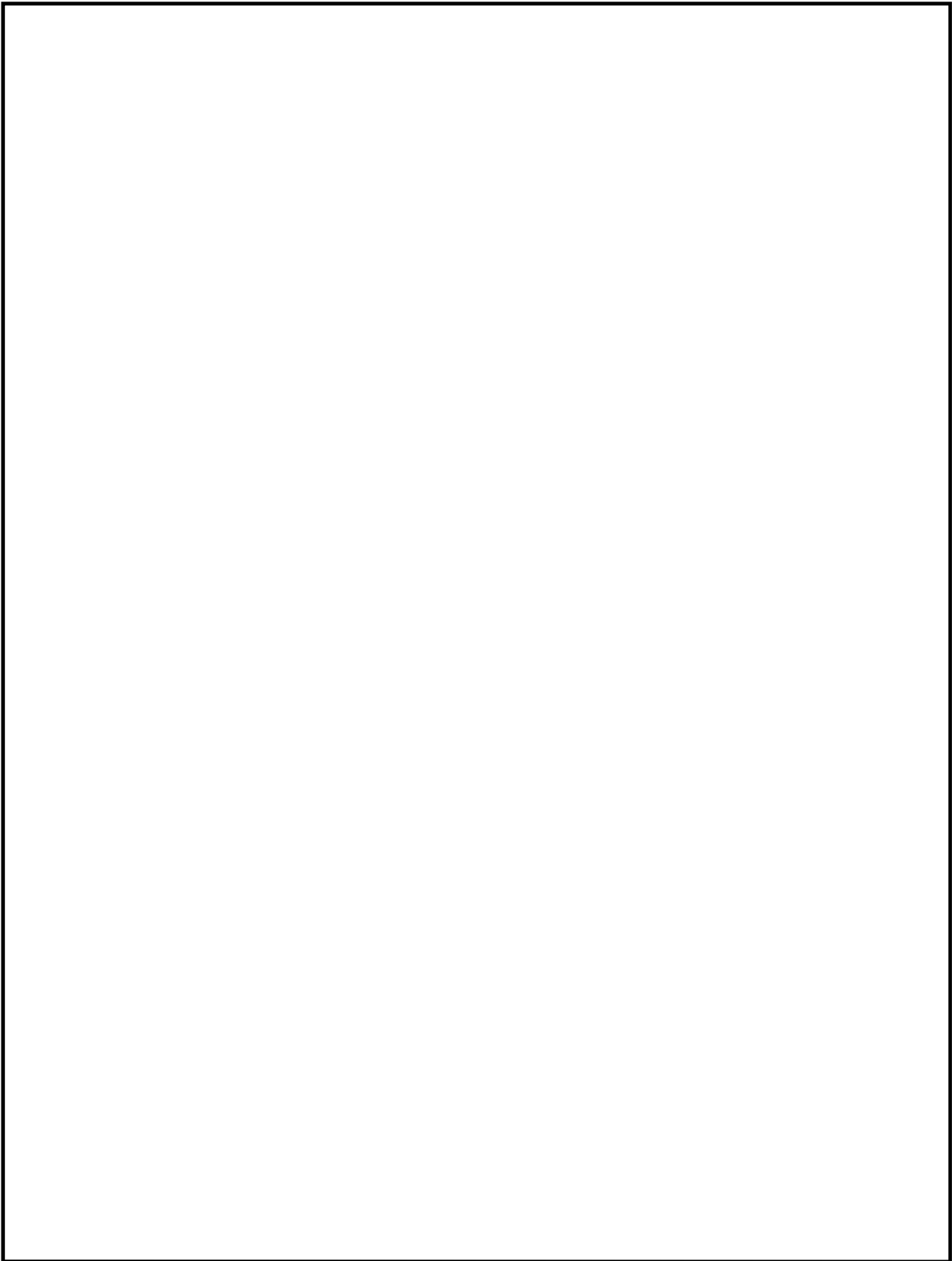
У разі монтажу на транспортному засобі перед початком експлуатації для забезпечення стабільності механізму дизельна генераторна станція попередньо жорстко закріплюється. Для цього потрібне дотримання відстані між стінками відсіку та крайніми точками пристрою. Щоб обслуговування дизель генераторної установки було зручнішим, важливо організувати вільний доступ до її деталей та вузлів. Крім того, правильне закріплення забезпечить безперебійність роботи обладнання, наприклад, надходження повітря до рухомих частин, запобігши перегріву механізму.

При зниженні частоти обертання валу напруга та потужність тягового генератора також мають зменшуватись. Зменшення напруги та потужності генератора відбувається через зниження частоти обертання якоря та змен-

шення магнітного потоку генератора внаслідок зниження напруги та струму збудника. Тут застосована замкнута САУ (система автоматичного управління) генератором, тому зниження частоти обертання якоря та зменшення магнітного потоку генератора внаслідок зменшення напруги та струму збудника не можуть змінити напругу та потужність генератора. Зниження напруги і потужності генератора при цьому може бути досягнуто лише зменшенням підмагічування амплітату. Це і здійснюється живленням обмотки амплітату, що задає, через безконтактний тахометричний блок струмом, який пропорційний частоті обертання валів дизельгенератора.

Залежність струму в обмотці від частоти обертання валів дизельгенератора визначає залежність потужності генератора від частоти обертання або, іншими словами, навантаження на дизель з боку генератора на проміжних позиціях контролера. Таку залежність з урахуванням витрат потужності на втрати в генераторі та привід допоміжних агрегатів тепловоза називають генераторною характеристикою.

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна типу 9ЧН 25,5/40			
Студент		Веселовський В.В.						
Консульт.								
Викладач		Мінчев Д.С.						
Зав.каф.		Тимошевський Б.Г						
						Літ.	Арк.	Аркушів
						НУК		

2. Розрахунок робочого циклу двигуна типу 9ЧН 25.5/40

Розрахунок за методикою Гринівецького-Мазінга

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згорання змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згорання та дисоціації продуктів згорання скрита в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догорання палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гринівецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

2.1 Вхідні данні

Діаметр циліндру D , м	0.255
Хід поршня S , м	0.4
Частота обертів колінчатого валу n , об/хв.	750
Коефіцієнт тактності z	0.5
Число циліндрів i	9
Тиск наддування P_K , МПа	0.42
Тиск навколишнього середовища P_0 , МПа	0.1
Температура навколишнього середовища T_0 , К	293
Коефіцієнт надлишкового повітря для згоряння α	2.6
Коефіцієнт продувки φ_a	1.1
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	0.005
Коефіцієнт використання тепла в точці z ξ_z	0.805
Коефіцієнт використання тепла в точці b ξ_b	0.94
Ступінь стиснення ϵ	16
Ступінь підвищення тиску при згорянні λ	1.083
Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a , К	30.0
Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ	1.0
Механічний ККД двигуна η_m	0.93
Втрата тиску в повітряному охолоджувачі $\Delta P_{охл}$, МПа	0.005
Зниження температури в повітряному охолоджувачі $\Delta T_{охл}$, К	190
Температура залишкових газів T_r , К	750.0
Масовий склад палива:	
Вуглецю C	0.87
Водню H	0.126
Сірки S	0.000
Кисню O	0.004

2 Розрахунок процесу наповнення:

2.1 Температура повітря за компресором, К:

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 437.928$$

2.2 Температура повітря в ресивері, К:

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 310.934$$

2.3 Температура повітря в кінці наповнення, К:

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 342.726$$

2.4 Тиск повітря в ресивері двигуна:

$$P_s := P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.416$$

2.5 Тиск в кінці наповнення, МПа:

$$P_a := \xi_a \cdot P_s \quad P_s = 0.416$$

2.6 Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_f := \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.963$$

3 Розрахунок процесу стиснення:

3.1 Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорно мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К):

$$c'_v \leftarrow 19.26 + 0.0025T$$

3.2 Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорно мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К):

$$c''_v \leftarrow 20.47 + 0.0036T$$

3.3 Визначення коефіцієнтів рівнянні регресії для теплоємності суміші газів в циліндрі в кінці процесу стиснення:

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

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$a_{vc} := \frac{\gamma_r \cdot 20.47 + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot 19.26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} \quad a_{vc} = 19.292$$

$$b_c := \frac{\gamma_r \cdot 0.0036 + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot 0.0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} \quad b_c = 0.002529$$

3.4 Показник політропи стиснення:

$$n_1 := 1.34$$

$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.369$$

3.5 Тиск в кінці стиснення, МПа:

$$P_c := P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 18.536$$

3.6 Температура в кінці стиснення, К:

$$T_c := T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 954.46$$

4 Розрахунок процесу згоряння:

4.1 Кількість повітря, що надходить в циліндр, кмоль/кг:

$$L := \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 0.545$$

4.2 Теоретичний коефіцієнт молекулярного зміни:

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0599$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярного зміни:

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0582$$

4.4 Частка палива, вигоріла до точки z:

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 1.044$$

4.5 Коефіцієнт молекулярного зміни в точці z:

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.061$$

4.6 Питома ізохорно середня теплоємність в точці z, кДж/(кмоль·К):

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

де

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

$$L_0 := 0.49$$

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

$$a_{vz} := \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 20.47 + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot 19.26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} \quad a_{vz} = 20.417$$

$$b_z := \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 0.0036 + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot 0.0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} \quad b_z = 0.00355$$

4.7 Визначення коефіцієнтів рівняння регресу для теплоємності робочого тіла в точці b, кДж/(кмоль·К):

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

$$a_{vb} = 20.37178 \quad b_b = 0.003511$$

4.8 Визначення температури в точці z, К:

$$A := \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot b_z \quad B := \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (a_{vz} + 8.314)$$

$$C := \frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [(19.26 + 0.0025 T_c) + 8.314 \lambda + \gamma_r \cdot [(20.47 + 0.0036 T_c) + 8.314 \lambda]] \cdot T_c$$

$$T_z := 200 \quad T_z = \frac{C}{A \cdot T_z + B} \quad T_z = 1670$$

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

Рішення: $T_z = 2.036 \times 10^3$

4.9 Максимальний тиск в циліндрі, МПа:

$$P_z := \lambda \cdot P_c \quad P_z = 20.075$$

5 Розрахунок процесу розширення:

5.1 Ступінь попереднього розширення:

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\rho := \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \quad \rho = 1.649$$

5.2 Ступінь подальшого розширення:

$$\delta := \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 9.597$$

5.3 Визначення показника політропи розширення і температури робочого тіла в точці b, К:

$$T_b := 1100$$

$$n_2 := 1.2$$

$$n_2 = \left[\frac{8.314 \left(\frac{\beta_z \cdot T_z}{\beta} - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1 \quad n_2 = 1.253$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad T_b = 679.9$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b := \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0.328$$

6 Визначення індикаторних показників циклу:

6.1 Теоретичне середнє індикаторне тиск, МПа:

$$P_i := \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P_i = 2.546$$

6.2 Дійсне середнє індикаторне тиск, МПа:

$$P_i := P_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.521$$

6.3 Питома індикаторний витрата палива, кг/(кВт·год):

$$g_i := 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_i}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad g_i = 0.172$$

6.4 Індикаторний ККД:

$$\eta_i := \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.489$$

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

7 Визначення ефективних показників:

7.2 Середнє ефективне тиск, МПа:

$$P_e := P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.344$$

7.3 Ефективний ККД:

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.455$$

7.4 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год):

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m} \quad g_e = 0.185$$

7.5 Ефективна потужність двигуна:

$$N_e := 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 2696$$

7.6 Похибка визначення ефективної потужності:

$$\Delta N := \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.462\%$$

Допустима похибка визначення ефективної потужності не повинна перевищувати 0,5%.

8 Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора:

8.1 Визначення витрати повітря двигуном, кг/год:

Газова постійна повітря $R_g := 287$, кДж/(кг·К)

$$G_g := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_f \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 5.693$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/год:

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 5.831$$

8.3 Тиск газів перед турбіною, МПа:

$$P_r := \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0.307$$

8.4 Температура газів, К:

$$T_t := T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} \quad T_t = 720.3$$

8.5 Кількість робочого тіла, кмоль/кг:

$$M_s := \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 0.575$$

8.6 Газова постійна для газів, що відходять, кДж/(кг·К):

$$R_t := \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.134$$

8.7 Показник адіабати для газів, що відходять:

$$k_t := \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)} \quad k_t = 1.347$$

8.8 Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі:

$$\ddot{e} := \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t}{k_t - 1}} \right] \cdot \eta_{t,m} \cdot \eta_{t,ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_a}{k_a - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad \Pi_k = 4.204$$

8.9 Розрахунковий тиск наддуву, МПа:

$$P_{kd} := \ddot{e} \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0.4204$$

8.10 Похибка визначення тиску наддуву:

$$\Delta P_k := \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.354\%$$

Похибка визначення тиску наддуву не повинна перевищувати 0,5%.

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок в програмному сервісі Blitz-PRO

Для виконання необхідних розрахунків було використано програмний комплекс Blitz-PRO, доступний у вигляді онлайн сервісу.

Blitz-PRO – комплексна математична модель робочого циклу комбінованого двигуна внутрішнього згоряння, яка має відкриту архітектуру з можливістю розширення та доопрацювання програмного коду.

Основні можливості математичної моделі:

- 1) моделювання робочого процесу 2-х і 4-х тактних двигунів, а також двигунів з періодичним пропуском процесу згоряння, з іскровим запаленням і запаленням від стиснення, які працюють на різних видах пального;
- 2) спільні розрахунки робочого процесу в циліндрі, впускних і випускних колекторах при роботі двигуна на стаціонарних і не встановлених режимах роботи при його обладнанні різними типами системи наддуву;
- 3) інтеграція в загальний алгоритм розрахунків характеристик агрегатів наддуву, зокрема лопатевих машин турбокомпресора, з можливістю їх екстраполяції на весь робочий діапазон;
- 4) розрахунки режимів холодних прокручувань двигуна;
- 5) розрахунки нестационарної течії газу в елементах газоповітряного тракту двигуна.
- 6) розрахунки навантаження двигуна при його роботі на несталих режимах шляхом розрахунків динаміки споживача енергії (судна, автомобіля, і т.п.).

Основні особливості програмного комплексу Bliz-PRO:

- 1) розрахунки робочого циклу на вибір користувача може здійснюватися, виходячи із заданого значення потужності двигуна, або виходячи із заданого значення циклової дози пального, або виходячи з значення коефіцієнта надлишку повітря;
- 2) розрахунки характеристик тепловиділення в дизельних двигунах за методикою професора М. Ф. Разлейцева, в двигунах з іскровим запаленням – за методикою І.І. Вібе;

					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3) розрахунки температур вогневих поверхонь деталей ЦПГ на базі:

квазістаціонарного одновимірних уявлення процесу теплопередачі, при цьому розраховується епюра температури вогневої поверхні циліндричної втулки по висоті втулки;

двовимірної вісесиметричної моделі теплопровідності, використання якої дозволяє уточнити значення температур теплосприймаючих поверхонь циліндра;

4) розрахунки процесів теплопередачі у впускному і випускному колекторів з різним способом ізоляції (в тому числі для випускних колекторів з жаровою трубою);

5) можливість довільного вибору кроку розрахунків за кутом повороту колінчастого вала (найчастіше використовуються 1; 0,5 ;. 0,25 і 0,125 град п.к.в.)

Загальна характеристика та структура моделі

Двигун розглядається як відкрита термодинамічна система, яка обмінюється тепловою енергією, механічною роботою і робочим тілом з навколишнім середовищем і являє собою сукупність наступних відкритих термодинамічних систем (ВТС): "Робочий циліндр", "Випускний патрубок", "Випускний колектор", "Проміжний випускний колектор", "Повітряний ресивер", "Проміжний повітряний ресивер".

Розрахунки робочого процесу в відкритих термодинамічних системах здійснюється на базі використання узагальненої системи диференціальних рівнянь, рішення якої дозволяє визначити приріст тиску за кутом повороту колінчастого вала в ВТС, що взаємодіє з n_1 термодинамічними системами і обмінюється теплом з n_2 теплосприймаючими поверхнями. Чисельне інтегрування даної системи рівнянь, яка в загальному випадку може включати в себе як рівняння стану ідеального газу, так і рівняння стану реального газу, покладено в основу алгоритму, який використовується в моделі.

$$\frac{dp}{d\phi} = p \left(\frac{\frac{dI_{\tau}}{d\phi} + \sum_1^{n_1} \frac{dI_j}{d\phi}}{c_v T_m} + \frac{\frac{dQ_x}{d\phi}}{c_v T_m} - \frac{\sum_1^{n_2} \frac{dQ_{cti}}{d\phi} + \frac{dQ_{н.т}}{d\phi}}{c_v T_m} - k \frac{d \ln V}{d\phi} + \frac{dv}{m/\mu} - \frac{c_{vm}}{c_v} \frac{\sum_1^{n_1} dm_j + dm_{\tau}}{md\phi} - \frac{d(c_v)_T}{d\phi} \frac{1}{c_v} \right) \quad (2.1)$$

$$\frac{dQ_x}{d\phi} = Q_{\eta} q_{\eta} \frac{dx}{d\phi}; \sum_1^l \frac{dQ_{cti}}{d\phi} = \sum_1^l \alpha_{\tau i} F_i (T - T_{cti}) \frac{1}{6n}; \sum_1^n \frac{dI_j}{d\phi} = \sum_1^n c_{pmj} T_j \frac{dm_j}{d\phi}; \frac{dI_{\tau}}{d\phi} = c_{pm\tau} T_{н.т} q_{\eta} \frac{d\sigma_{\eta}}{d\phi};$$

$$\frac{dQ_{н.т}}{d\phi} = q_{\eta} \frac{d\sigma_{\eta}}{d\phi} (c_{pm\tau} (T_{н.т} - T_{\tau}) + r_{\tau}); dm_{\tau} = q_{\eta} \frac{d\sigma_{\eta}}{d\phi}; dv = \frac{m}{\mu} \frac{\beta_0 - 1}{1 - \gamma_r} \frac{dx}{d\phi} + \sum_1^{n_1} \frac{dm_j}{d\phi \mu_j};$$

$$dm = \sum_1^{n_1} dm_j + q_{\eta} \frac{d\sigma_{\eta}}{d\phi};$$

$$pV = \frac{m}{\mu} RT.$$

в даних рівняннях dm_j , dI_j – елементарна маса і ентальпія, яка надходить або покидає ВТС при взаємодії з j -ю системою; dm_m , dI_m – елементарна маса і елементарна ентальпія, що випарувалася палива; dQ_x – енергія, яка виділяється при згорянні палива; dQ_{cm} – теплота, яка відводиться в стінки; $dQ_{i.m}$ – теплота, витрачена на прогрів і випаровування палива; $d_{(cv)T}$ – приріст істинної теплоємності внаслідок зміни якості робочого тіла; $dx/d\phi$ – швидкість тепло-виділення; $d\sigma/d\phi$ – швидкість впорскування пального; n – частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ; $\alpha_{\tau i}$ – коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла до i -й тепло сприймає поверхні; F_i – площа i -й теплосприймаючої поверхні; $T_{cm,i}$ – середня температура i -й теплосприймаючої поверхні; μ , μ_j – молекулярна маса робочого тіла, яке надходить в дану ВТС; T_m – температура палива, яке впорскується; $T_{i.m}$ – температура випаровування пального; r_m – питома теплота пароутворення; $c_{pm\tau}$, $c_{pm,m}$ – питома масова ізобарна середня теплоємність рідкого палива і паливних парів.

Для виконання розрахунків, номінального режиму роботи двигуна першим чином були обрані початкові дані та введені у відповідні форми програми. Початкові дані обиралися з інструкції з експлуатації двигуна типу 8ЧН 26/26, з креслень даного двигуна та з технічної літератури.

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

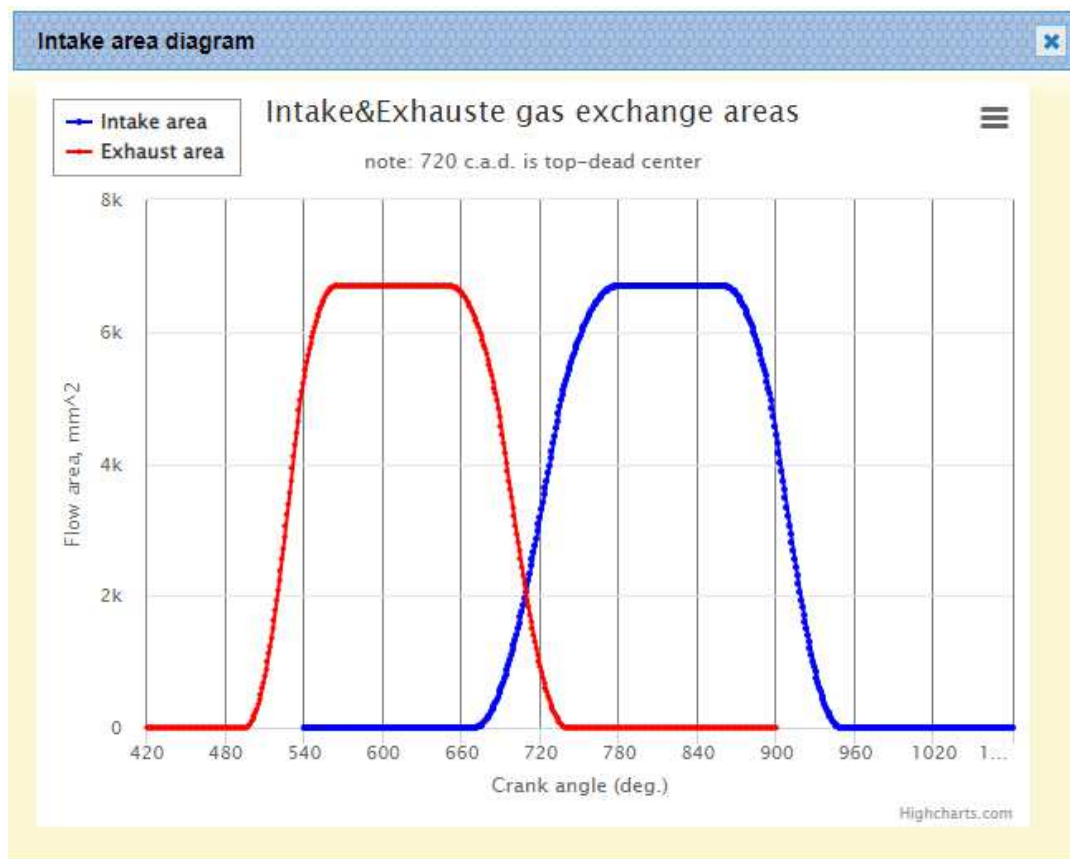
Crank	Opposite pistons	Conrod free	Other	Mechanism of main motion	
Parameter	Data	Units	Caption		
D_{cyl}	255	mm	Cylinder bore		
S_{pist}	400	mm	Piston stroke		
i_{cyl}	9	-	Number of cylinders		
ε	16	-	Geometrical compression ratio		
μF_{leak}		mm ²	Piston&Rings equivalent leakage area		
λ_{crank}	0.23618	-	Crank ratio <i>ratio between crank radius and connection rod length</i>		
k_{pist}		-	Relative eccentricity of the crank <i>ratio between piston pin eccentricity and crank radius</i>		
m_{osc}		kg	Total oscillating mass <i>check the value of the oscillating mass, referred to the piston surface [low-speed: 2500...6000, medium-speed: 1000...3000, high-speed: 200...700], kg/m²: NaN</i>		
m_{rot}		kg	Total rotational mass <i>check the value of the rotational mass, referred to the piston surface [low-speed: 7000...12000, medium-speed: 1500...2500, high-speed: 300...1200], kg/m²: NaN</i>		

Рис. 2.1. Налаштування кінематики силового механізму та вихідні дані для розрахунку динаміки двигуна

FRICTION LOSSES SETUP			
Parameter	Data	Units	Caption
a_{fr}	60	kPa	Friction factor for static friction <i>60...90 for diesel engines</i>
b_{fr}	4	kPa/MPa	Friction factor for cylinder pressure load <i>4...6 for diesel engines</i>
c_{fr}	45	kPa/rpm	Friction factor for engine speed <i>35...55 for diesel engines</i>
INCYLINDER HEAT TRANSFER			
A	128	-	Multiplier <i>60...100 - for low-speed diesels, 90...130 - for medium-speed diesels, 100...150 - for high-speed diesels, 120...220 - for spark-ignition engines</i>
C_1	6.18	-	Factor for gas-exchange processes <i>6.18 + c_f / C_m</i>
C_1'	3.44	-	Factor for indicated processes <i>2.28 + c_f / C_m</i>
C_2	2.28	-	Factor for combustion process <i>3.44 for direct fuel injection, 6.22 for indirect fuel injection</i>
Heat distribution			
$a_{fr,w}$	0.75	-	Share of friction heat transferred to the cooling water (air)
$a_{fr,oil}$	0.25	-	Share of friction heat transferred to the oil
HEAT TRANSFER INTO CYLINDER WALLS			
δ_{lin}	46	mm	Cylinder liner wall average thickness
δ_{pist}	12	mm	Cylinder piston wall average thickness
δ_{head}	14	mm	Cylinder head wall average thickness
λ_{lin}	35	W/(m*K)	Cylinder liner wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>
λ_{pist}	150	W/(m*K)	Piston wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>
λ_{head}	150	W/(m*K)	Cylinder head wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>
R_{lin}	4	m ² *K/kW	Cylinder liner deposits coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4$ m²*K/kW</i>
R_{pist}	4	m ² *K/kW	Piston deposits or soot coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4$ m²*K/kW</i>
R_{head}	4	m ² *K/kW	Cylinder head deposits coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4$ m²*K/kW</i>
α_{lin}	2	kW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from cylinder liner wall to the cooling metter

☒ Piston with oil cooling			
α_{pist}	0.8	kW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from piston wall to the cooling metter
α_{head}	3	kW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from head wall to the cooling metter
$T_{w,lin}$	368	K	Temperature of the cooling metter at the cylinder liner inlet
$T_{w,pist}$	368	K	Temperature of cooling metter at the piston inlet
$T_{w,head}$	370	K	Temperature of cooling metter at the cylinder head inlet
INTAKE MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☐ Intake manifold heating from exhaust			
a_{int}	0.01	-	Coefficient 0...0.1
b_{int}	10	K	Heating from engine 5...50
C_{int}	0.6	-	Correction factor 0.2...1.2
EXHAUST MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☐ Exhaust manifold with water cooling			
$\delta_{exh,wall}$	6	mm	Exhaust manifold wall thickness
δ_{ins}		mm	Insulation thickness
λ_{exh}	35	W/(m*K)	Heat conductivity for exhaust manifold walls = 140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron
λ_{ins}	0.5	W/(m*K)	Insulation heat conductivity coefficient = 0.015...0.035 for asbestic insulation
C_{ext}	0.35	-	Correction factor for heat transfer coefficient from gases to manifolds wall = 0.2...1.2
$R_{wall,exh}$	2	m ² *K/kW	Exhaust manifold deposits and soot coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives R=4 m ² *K/kW
$\alpha_{w,exh}$	0.05	kW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from exhaust manifold external wall to the cooling metter
$T_{w,exh}$	360	K	Temperature of the cooling metter for exhaust manifold

Рис. 2.2. Налаштування теплообміну та параметрів математичної моделі механічних втрат



Valves		Ports		INTAKE	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{int.v}$	84	mm	Diameter of the valve head		
$d_{int.s}$	74	mm	Inner seat diameter		
$d_{int.v.f}$	74	mm	Inner seat face diameter		
$d_{int.v.sp}$	18	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{int.v}$	2	mm	Number of valves		
$b_{int.v}$	6	mm	Seat face length		
$h_{int.v}$	18.405	mm	Valve maximum lift <i>predicted reasonable valve lift, mm: 18.405</i>		
$\alpha_{int.v.s}$	30	deg	Valve seat angle		
$\mu_{int.v}$	0.827	-	Minimal value of the discharge coefficient <i>Recommended value: 0.787</i>		

Calculate		Load		INTAKE VALVE TIMING	
φ_{IVO}	50	deg	Intake valve opening before crank TDC <i>5...50 deg</i>		
φ_{IVC}	50	deg	Intake valve closing after crank BDC <i>15...70 deg</i>		
$\varphi_{i.o.t}$	110	deg	Duration of the intake valve opening <i>60...110 deg</i>		
$\varphi_{i.c.t}$	90	deg	Duration of the intake valve closing <i>60...110 deg</i>		

Valves		Ports		EXHAUST	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{exh.v}$	84	mm	Diameter of the valve head		
$d_{exh.s}$	74	mm	Inner seat diameter		
$d_{exh.v.f}$	74	mm	Inner seat face diameter		
$d_{exh.v.sp}$	18	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{exh.v}$	2	mm	Number of valves		
$b_{exh.v}$	6	mm	Seat face length		
$h_{exh.v}$	18.405	mm	Valve maximum lift <i>predicted reasonable valve lift, mm: 18.405</i>		
$\alpha_{exh.v.s}$	30	deg	Valve seat angle		
$\mu_{exh.v}$	0.827	-	Minimal value of the discharge coefficient <i>Recommended value: 0.787</i>		

Calculate		Load		EXHAUST VALVE TIMING	
φ_{EVO}	45	deg	Exhaust valve opening before crank BDC <i>40...95 deg</i>		
φ_{EVC}	21	deg	Exhaust valve closing after crank TDC <i>15...70 deg</i>		
$\varphi_{e.o.t}$	70	deg	Duration of the exhaust valve opening <i>60...110 deg</i>		
$\varphi_{e.c.t}$	90	deg	Duration of the exhaust valve closing <i>60...110 deg</i>		

Рис. 2.3. Налаштування геометричних параметрів органів газорозподілу

Single		Double		Triple		FUEL INJECTION TIMING	
Parameter	Data	Units	Caption				
☐ Use control maps to set fuel injection dynamically (see "General settings" @ Transient datasheet)							
$\varphi_{start, inj}$	1	deg	First-stage injection timing (CAD before crank TDC)				
φ_{inj}	26	deg	Duration of the first-stage (single) injection				
Diesel oil		FUEL PROPERTIES					
Parameter	Data	Units	Caption				
Q_l	42800	kJ/kg	Net calorific value of fuel				
E_a	21500	kJ/kmol	Activation energy of the fuel 21500, 25000				
ON		-	Octane number 0...120				
CN	45	-	Cetane number 0...100				
Mass composition of the fuel							
g_C	0.873	-	The carbon mass share in the fuel				
g_H	0.127	-	The hydrogen mass share in the fuel				
g_O		-	The oxygen mass share in the fuel				
g_S		-	The sulfur mass share in the fuel				
Physical parameters of the fuel							
ρ_{fuel}	836	kg/m ³	Fuel density at the temperature of 20 °C, then is corrected by: $\rho_{fuel, inj} = \rho_{fuel} - 0.7 \cdot (t_{fuel} - 20)$				
μ_{fuel}	0.001	Pa*s	Dynamic viscosity of the fuel at the temperature of injection				
σ_{fuel}	0.02	N/m	The surface tension of fuel at the temperature of injection				
$\mu_{mass, fuel}$	230	kg/kmol	The molar mass of fuel				
t_{fuel}	55	°C	Fuel temperature at injector nozzle				
Calculate		Load		FUEL INJECTION DIAGRAM			
Parameter	Data	Units	Caption				
a_{inj}	13	-	Constants for equations of two approximation curves, sum of which gives diagrams of relative fuel injection $\sigma = \sigma(\varphi)$, and relative fuel injection speed $d\sigma/dt = d\sigma/dt(\varphi)$: $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_1 + \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_2$ $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left[a \cdot \left(\varphi^{m_1-1} - b\varphi^{m_2-1} \right) \right]_0^{\bar{\varphi}=\varphi_{inj,1}} + c \cdot \left(\varphi^{m_3-1} - \varphi^{m_4-1} \right)$				
b_{inj}	1.165	-					
$m_{inj,1}$	1.5	-					
$m_{inj,2}$	1.665	-					
$m_{inj,3}$	6.9	-					
$m_{inj,4}$	1.65	-					
$\Phi_{inj,1}$	0.4	-	Relative angle of the intersection of the first parabolic curve and abscissa axis				
Injector nozzle parameters							
$l_{inj, holes}$	8	-	Number of injector holes check the estimated average injection pressure, MPa: 222.0				
$d_{inj, holes}$	0.42	mm	Diameter of injector holes check the estimated average Sauter diameter of fuel droplets, mcm: 12.7				
FUEL EVAPORATION SETTINGS							
Parameter	Data	Units	Caption				
E_C	1.85	-	Coefficient in formula for average droplet diameter				
$A_{z,i}$	13	-	The time constant of evaporation of large droplets of the injected fuel 6...12				
m_Y	0.75	-	The exponent number for the evaporation speed multiplier Y (including the effect of vortex motion of the air at the end of compression) $Y = (n / 1000)^{0.75}$ ($m = 0.67 \dots 1$) 0.81				
D_f	3	-	Coefficient in formula for the fuel spray length 3 (according to Lyshevskiy)				
L_{wall}	0.11	m	The distance of the free flight of the fuel spray Determined by the design of the combustion chamber				
A_{st}	0.0055	-	Coefficient in the cone angle of the fuel spray Effects on the time of interaction the flame/fuel sprays with combustion chamber walls				
X_O	0.73	-	The reduction of the fuel evaporation rate due to interaction of sprays with combustion chamber walls				

Raziejtzev		Wiebe	FACTORS FOR HEAT RELEASE EQUATIONS		EQUATIONS
Parameter	Data	Units	Caption		
a_0	11000	-	Factors for combustion model set-up: $\begin{matrix} a_0 = (4000...50000) & \left(A_0 = a_0 (n \cdot H)^{a_0} \right) \\ a_1 = (0.01...0.08) & \left(A_1 = a_1 (n \cdot H)^{a_1} \right) \\ a_2 = (5...15) & \left(A_2 = a_2 (n \cdot H)^{a_2} \right) \\ b_0 = (0.02...0.2) & \\ m_{comb} = 0.5 & \end{matrix}$		
a_1	0.04	-			
a_2	10	-			
b_0	0.05	-			
m_{comb}	0.5	-			
H	1.1	-	Swirl number 1 ... 10		
$\Delta\varphi_k$		deg	Extra period to use the equations for combustion at the injection period <i>in general = 0, at the idle and low loads = 0...10 deg</i>		
ΔT_k	0.2	ms	Extra time to use the equations for combustion at the injection period <i>0.2...0.5 ms for direct injection, 0.3...0.8 for indirect injection</i>		
Φ_{z0}	0.55	-	Relative camk angle from combustion start to air usage function minimum <i>0.3 ... 0.55</i>		
ξ_{ac0}	0.4	-	Minimum value for air usage function <i>0.3...0.6 for direct injection, 0.5...0.9 for indirect injection</i>		
$\Delta_{U,F}$	0.002	-	Unburned fuel fraction		
TOXIC EMISSIONS PREDICTION					
Parameter	Data	Units	Caption		
Nitrogen oxides formation prediction [NO]					
α_{loc}	0.85	-	Initial value of the local air excess ratio for burned gases zone <i>0.6 ... 0.92 (progressively rises to 1.0 at the end of combustion)</i>		
A_{1p}	13.6	$\times 10^{-13}$	Coefficients for NO formation reaction rate constants: $\frac{d[NO]}{d\tau} = \frac{p}{RT_{burned}} \frac{2K_{1p}[N_2][O]}{1 + \frac{K_{1r}[NO]}{K_{2p}[O_2]}} \left(1 - \left(\frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \right)^2 \right);$ $K_{1p} = A_{1p} \cdot \exp \frac{B_{1p}}{RT}; K_{1r} = A_{1r} \cdot \exp \frac{B_{1r}}{RT}; K_{2p} = A_{2p} \cdot \exp \frac{B_{2p}}{RT}$		
B_{1p}	315700	-			
A_{1r}	3.12	$\times 10^{-13}$			
B_{1r}	1670	-			
A_{2p}	1.33	$\times 10^{-10}$			
B_{2p}	29600	-			
Soot formation prediction [C]					
B_{1soot}	0.004	-	Coefficients for soot formation prediction. δ_d - fuel droplet part, wich forms the soot core.		
$B_{2soot}\delta_d$	0.0017	-			
$B_{3soot}\delta_d$	0.0028	-			
B_{3soot}	3.1	$\times 10^6$	Coefficient to correct the soot concentration velocity due to cylinder volume increment		
B_{4soot}	0.75	-			
n_{disp}	3	-	Distribution constants for injection uniformity 2 ... 4		
m_{rpm}	1	-	Exponent in engine speed correction multiplier <i>used in $(n_{crank rated}/n_{crank})^{m_{rpm}}$ correction</i>		

Рис. 2.4. Налаштування параметрів паливоподачі

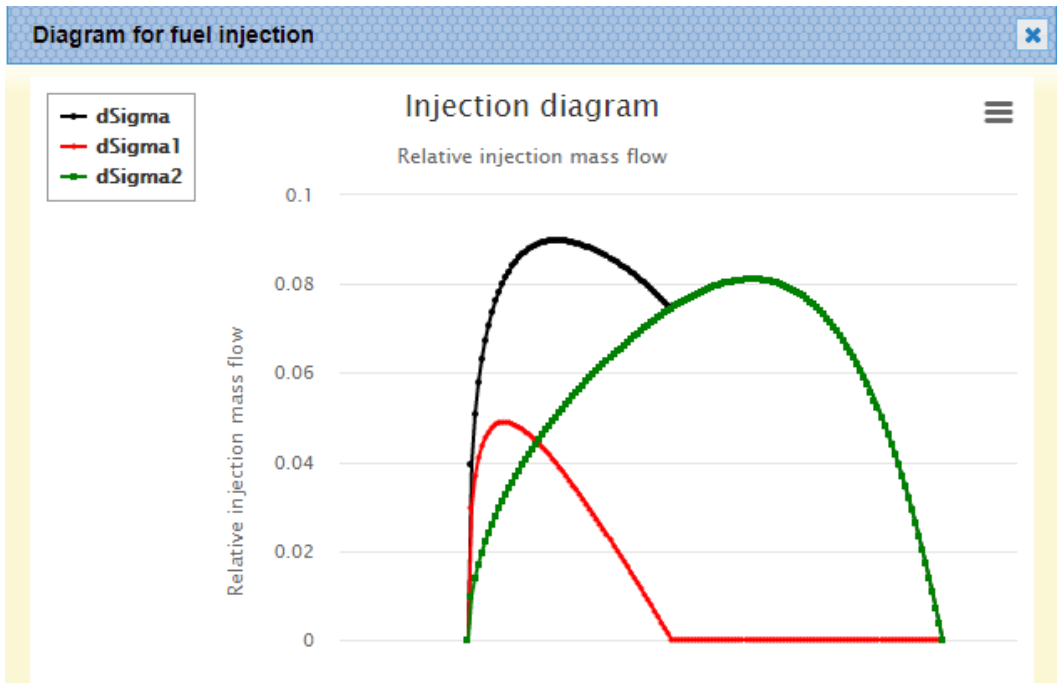


Рис. 2.5. Налаштування моделі випаровування та вигорання палива

☐ Compressor test-bench simulation			
Parameter	Data	Units	Caption
t_0	20	°C	Ambient temperature
p_0	100	kPa	Ambient pressure
Φ_{air}	30	%	Humidity of intake air
PRESSURE LOSSES AND FLOW AREAS AT INTAKE AND EXHAUST			
☒ Use equations to find pressure losses (see "General settings" @ Transient datasheet)			
$\Delta p_{int,r}$	1	kPa	Pressure loss at intake system intake air filter
Δp_e	5	kPa	Pressure losses at exhaust system muffler, pipes, etc
μF_s	0.05	m ²	Flow area at the intake manifold enter
μF_e	0.05	m ²	Flow area at the exhaust manifold exit
MANIFOLDS PARAMETERS			
$V_{exh,m}/V_s$	2.7	-	Relative volume of "steady" part of exhaust manifold referred to the displacement volume of the cylinder Vd, litres 20.428
$i_{cyl,exh}$	3	-	Number of cylinders merged by one exhaust manifold
$d_{exh,eqv}$	145	mm	Equivalent diameter of exhaust manifold
$V_{int,m}/V_s$	10	-	Relative volume of "steady" part of intake receiver referred to the displacement volume of the cylinder
$i_{cyl,int}$	9	-	Number of cylinders merged by one intake receiver
$d_{int,eqv}$	280	mm	Equivalent diameter of intake manifold
☒ Consider the unsteady phenomena by simplified Orlin approach			
$L_{int,p}$	400	mm	Length of the intake pipe
$d_{int,p}$	250	mm	Diameter of the intake pipe
$L_{exh,p}$	400	mm	Length of the exhaust pipe
$d_{exh,p}$	135	mm	Diameter of the exhaust pipe
$L_{comp,dyn}$	560	mm	"Dynamic" length of the first stage compressor's outlet pipe

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ДР.6.142.52213.01.ПЗ

Лист

SUPERCHARGING TYPE			
Natural aspirated	Single	Register	Two-stage
Driven supercharger		First charger	
Parameter	Data	Units	Caption
Π_k	4.2	-	Pressure increase ratio for fresh charge
$d_{comp.volute}$	100	mm	Compressor volute exit diameter
Δp_{CAC}	2	kPa	Pressure losses at air cooler
$T_{wt.CAC}$	293	K	Coolant temperature at air cooler inlet
η_{CAC}	0.95	-	Efficiency of air cooler
$\eta_{ad.c}$	0.84	-	Adiabatic efficiency of the compressor
$\eta_{e.t}$	0.81	-	Efficiency of the turbine
μF_{turb}	0.00341	m ²	Equivalent flow area of the turbine
f_{WG}		mm ²	Waste-gate flow area

Рис. 2.6. Налаштування параметрів системи повітропостачання, агрегата наддуву та газовипуску.

Таблиця 2.2.

Результати розрахунків номінального режиму роботи двигуна типу 9CH25,5/40

Parameter	Data	Units	Caption
Brake engine performance			
P_b	2700.23841	kW	Brake output power
n_{crank}	750	rpm	Crank speed
α	2.52076	-	Air excess ratio
q_f	2.47225	g/cycle	Fuel mass per 1 cycle (main fuel)
T_b	34380.50319	N*m	Brake output torque
p_b	2349.89983	kPa	Brake mean effective pressure
P_{fr}	200.05015	kW	Power of friction losses
p_{fr}	174.09493	kPa	Mean effective pressure of friction losses
η_b	45.36657	%	Brake efficiency
η_m	92.97475	%	Mechanical efficiency
b_b	185.40556	g/(kW*h)	Brake specific fuel consumption
Indicated engine performance			
P_{lg}	2904.27073	kW	Gross indicated power (compression&expansion strokes)
P_{ln}	2900.28856	kW	Net indicated power (over entire cycle)
P_{pump}	-3.98217	kW	Pumping strokes power
p_{lg}	2527.46027	kPa	Gross indicated mean effective pressure (compression&expansion strokes)
p_{ln}	2523.99476	kPa	Net indicated mean effective pressure (over entire cycle)
η_i	48.79451	%	Indicated efficiency (uses gross indicated data)
b_i	172.38035	g/(kW*h)	Indicated specific fuel consumption (uses gross indicated data)
Gas exchange			
G_{int}	5.19544	kg/s	Intake valves(ports) mass flow
G_{exh}	5.33393	kg/s	Exhaust valves(ports) mass flow
G_{turb}	5.33458	kg/s	Exhaust gases turbine gas mass flow

G_{WG}	0.0	kg/s	Waste-gate gas mass flow
η_V	95.31915	%	Volumetric efficiency
Y_r	0.44302	%	Residual gases fraction
Φ_a	1.10294	-	Scavange factor
ϵ_{act}	13.75939	-	Actual compression ratio
R_{crank}	200	mm	Crank radius (calculated)
Pressures&Temperatures			
p_{max}	20086.23287	kPa	Maximum incylinder absolute pressure
t_{max}	1304.05352	°C	Maximum incylinder temperature
$t_{max, fresh}$	727.28353	°C	Maximum incylinder temperature for fresh charge zone
$t_{max, burned}$	2688.2834	°C	Maximum incylinder temperature for burned gases zone
p_c	18752.49317	kPa	Firing pressure
t_c	983.97039	°C	Firing temperature
$p_{exh, op}$	1370.24938	kPa	Exhaust opening pressure
$t_{exh, op}$	998.13092	°C	Exhaust opening temperature
p_{int}	99.06535	kPa	Intake air pressure (after intake filter)
t_o	20	°C	intake air temperature
p_k	415.8	kPa	Compressed air pressure (after supercharger)
t_k	192.33126	°C	Compressed air temperature (after supercharger)
p_s	412.64147	kPa	Reciever pressure (after air cooler)
t_s	37.78072	°C	Reciever temperature (after air cooler)
p_t	364.18083	kPa	Exhaust manifold pressure (at the turbine enter)
t_t	497.95471	°C	Exhaust manifold temperature (at the turbine enter)
p_{zt}	119.70323	kPa	Exhaust pipe pressure (at the turbine exit)
t_{zt}	335.46263	°C	Exhaust pipe temperature (at the turbine exit)
Combustion			
$\Phi_{comb, start}$	360.6	c.a.d.	Start of combustion
Φ_{comb}	137.5687	c.a.d.	Duration of combustion
$dp/d\Phi_{max}$	550.92267	kPa/c.a.d.	Maximum pressure rise rate
p_{inj}	180.68949	MPa	Average fuel injection pressure
$p_{inj, max}$	269.41513	MPa	Maximum fuel injection pressure
$\Phi_{inj, dur}$	26	c.a.d.	Duration of injection
$\Phi_{inj, start}$	359	c.a.d.	Start of fuel injection
d_{32}	12.03274	µm	Sauter average fuel drops diameter
Φ_i	1.50927	c.a.d.	Ignition delay
Φ_{wall}	369.6674	c.a.d.	Moment of reaching walls of combustiun chamber by fuel sprays
σ_0	0.36451	%	Injected fuel share for ignition delay
Toxic emissions prediction			
$[CO]_{cyl}$	566.30616	ppm	Incylinder CO concentration at the exhaust opening
$[CO]_{exh}$	513.45015	ppm	Exhaust manifold CO concentration
$[NO]_{cyl}$	128.89338	ppm	Incylinder NO concentration at the exhaust opening
$[NO]_{exh}$	116.86316	ppm	Exhaust gases NO concentration
g_{NO}	0.92996	g/(kW h)	Specific emissions of NO _x
$[C]_{cyl}$	0.00037	g/m ³	Incylinder soot concentration at the exhaust opening
$[C]_{n, cyl}$	5.0E-5	g/m ³	

$[C]_{n.cyl.Bosch}$	0.002	Bosch units	Incylinder soot concentration at the exhaust opening referred to normal conditions
$[C]_{n.cyl.Hartrige}$	0.02208	HSU (%)	
Walls temperatures and heat transfer parameters			
$t_{w,head}$	506.63426	°C	Average temperature for cylinder head fire surface
$t_{w,pist}$	520.51452	°C	Average temperature for piston fire surface
$t_{w,pist,cool}$	194.67751	°C	Average temperature for piston cooling surface
$t_{w,iner}$	289.77815	°C	Average temperature for cylinder liner
$t_{w,int}$	52.43553	°C	Average temperature for reciever walls
$t_{w,exh}$	495.66273	°C	Average temperature for exhaust manifold walls
t_{result}	607.73159	°C	Resulting temperature for incylinder gases
$t_{exh,result}$	501.98843	°C	Resulting temperature for to exhaust manifold gases
$\alpha_{m,gas}$	0.91567	kW/m ² *K	Average heat transfer coefficient from incylinder gases to cylinder walls
$\alpha_{m,exh}$	2.91489	kW/m ² *K	Average heat transfer coefficient from exhaust manifold gases to manifold walls
Supercharger performance (first stage supercharger)			
Π_{comp}	4.19267	-	Pressure increase ratio for compressor
Π_{turb}	3.04238	-	Pressure drop ratio for turbine
P_{comp}	920.74394	kW	Power for driving the compressor
P_{turb}	919.38441	kW	Power of the turbine
$\Pi_{comp,ad}$	84	%	Adiabatic efficiency of the supercharger
$\Pi_{e,t}$	81	%	Efficiency of the turbine (includes mechanical efficiency)
μF_t	3410	mm ²	Turbine equivalent flow area
μF_{WG}	0.0	mm ²	Equivalent flow area for waste-gate
Energy balance			
Q_{rel}	5940.05487	kW	Total heat released from burning fuel
P_b	2700.23841	kW	Brake output power
Q_{EG}	1893.95771	kW	Heat lost with exhaust gases
$Q_{w,int}$	90.90274	kW	Heat rejected to the cooling water due to heat transfer from incylinder working medium
$Q_{w,fr}$	150.03761	kW	Heat rejected to the cooling water due to friction
Q_w	240.94036	kW	Total heat rejected to the cooling water
$Q_{oil,int}$	59.52456	kW	Heat rejected to the oil due to heat transfer from incylinder working medium
$Q_{oil,fr}$	50.01254	kW	Heat rejected to the oil due to friction
Q_{oil}	109.5371	kW	Total heat rejected to the oil
Q_{CAC}	863.4136	kW	Heat rejected in charge air cooler
Q_{res}	-16.04838	kW	Total heat rejected to the walls of reciever
Q_{exh}	86.13038	kW	Total heat rejected to the walls of exhaust manifold
Q_{sum}	5908.90642	kW	Total heat
Accuracy of calculations			
$\delta\rho_{cyl}$	0.00619	%	Accuracy of incylinder density calculations
$\delta\rho_{res}$	0.00016	%	Accuracy of reciever density calculations
$\delta\rho_{exh}$	0.00281	%	Accuracy of exhaust manifold density calculations
$\delta\Pi_k$	0.0	%	Accuracy of pressure increase ratio calculations
δP_{TC}	-0.14776	%	Accuracy of turbocharger power balance
N_t	22	-	Number of executed iterations
N_{nodes}	1711	-	Mesh size
$t_{compute}$	13.71	s	Computation time

Більш детально параметри робочого процесу двигуна представлені на наведених нижче діаграмах.

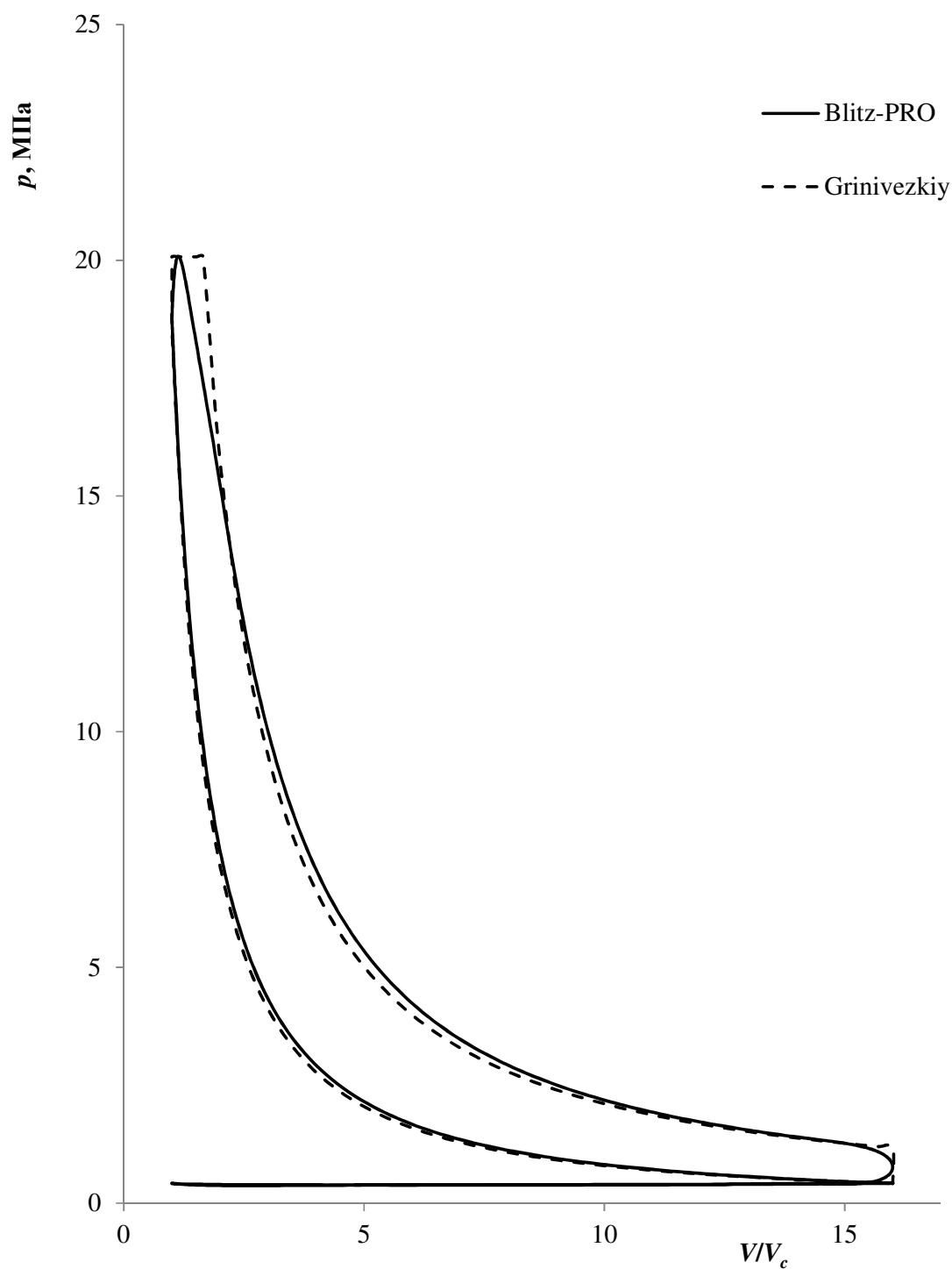


Рис. 2.7. Порівняння розрахункових індикаторних діаграм, отриманих за методикою Гринівецького-Мазінга та розраховані в Blitz-PRO

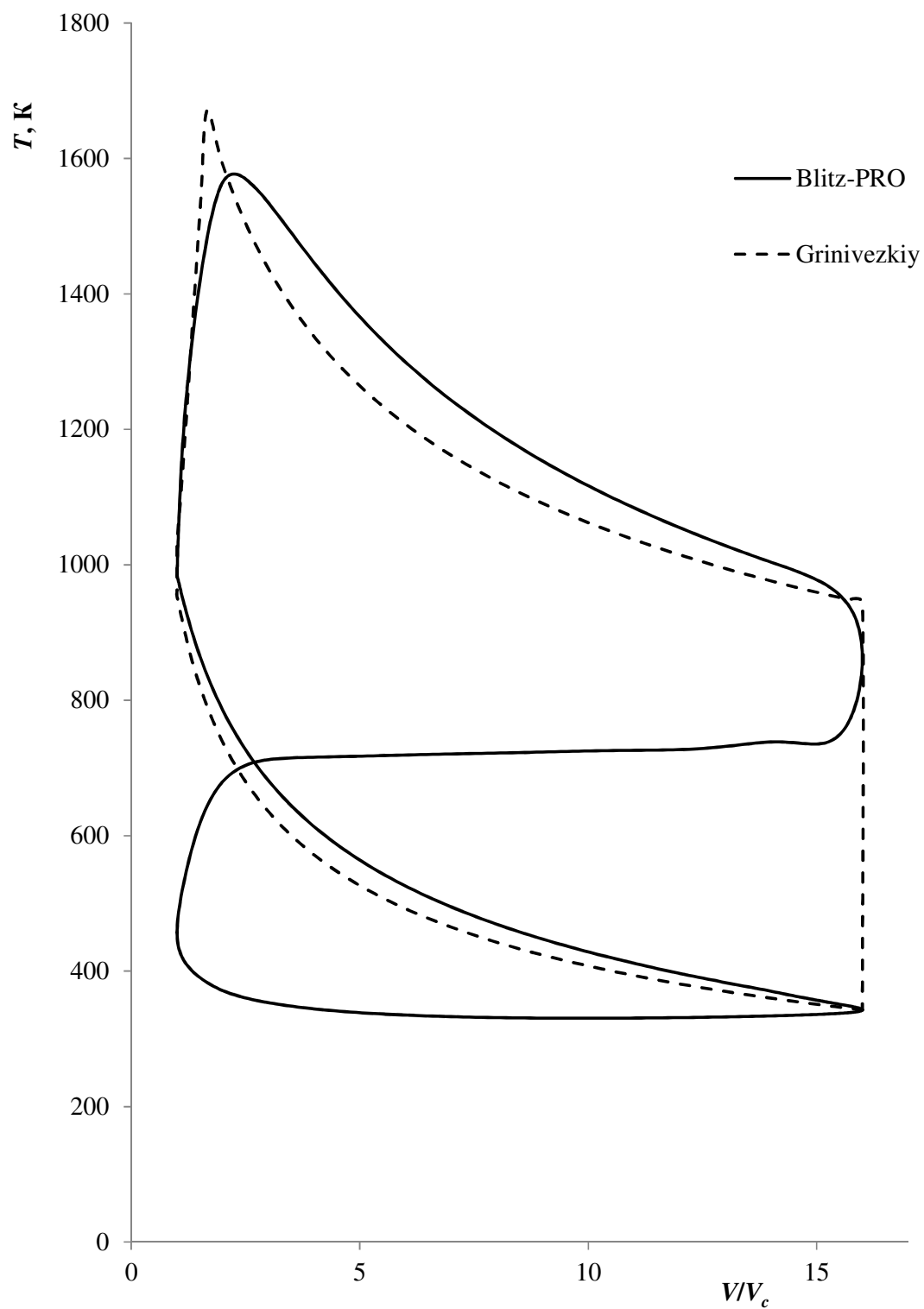


Рис. 2.8. Порівняння розрахункових індикаторних діаграм, отриманих за методикою Гринівецького-Мазінга (суцільна лінія) та розраховані в Blitz-PRO

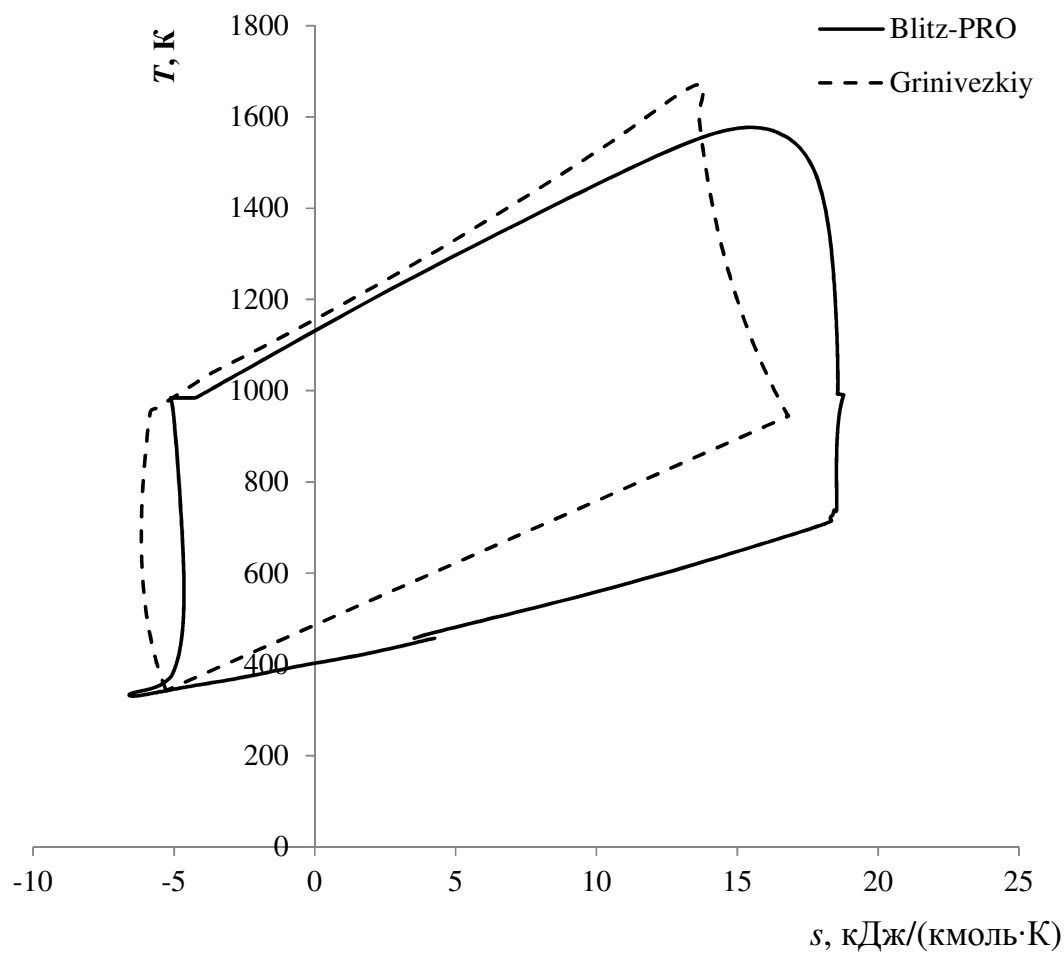
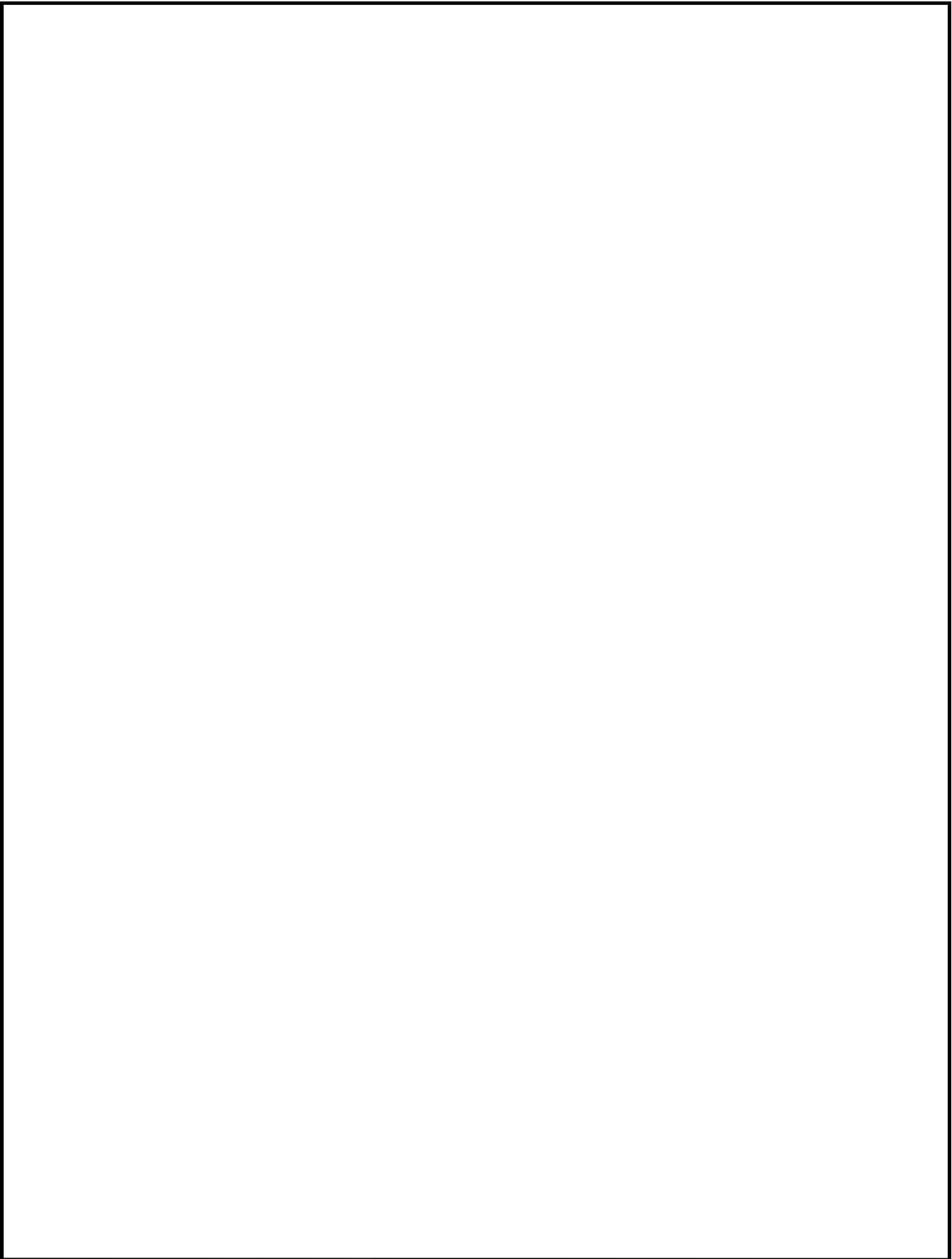


Рис. 2.9. Порівняння розрахункових T - S діаграм, отриманих за методикою Гринівецького-Мазінга (суцільна лінія) та розраховані в Blitz-PRO



					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Веселовський В.В.			Розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму	Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								6
Керівник		Мінчев Д.С.				НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.		Тимошевський Б.Г.						

3. Розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму

Розрахунок кінематики КШМ

Кінематика зворотно-поступально рухомого поршня описується залежностями його переміщення S , швидкості V і прискорення j від кута повороту кривошипа ϕ .

Переміщення поршня при повороті кривошипа на кут ϕ визначається як сума його зміщення від повороту кривошипа на кут ϕ (S_I) і від відхилення шатуна на кут β (S_{II}):

$$S_{\phi} = r \cdot \left[(1 - \cos \phi) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \phi} \right) \right]$$

Швидкість поршня визначається як перша похідна від переміщення поршня за часом:

$$V_{\phi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\phi + \beta)}{\cos \beta}$$

Прискорення поршня визначається похідною від швидкості поршня за часом, що відповідає точно:

$$j_{\phi} = r \cdot \omega^2 \cdot \left[\frac{\cos(\phi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \phi}{\cos^3 \beta} \right]$$

Таблиця 3.1 – Визначення абсолютного переміщення, швидкості переміщення та прискорення поршня.

Кут пов. кривош.	Абсолютне переміщ. поршня	Швидкість переміщ. поршня	Прискорення поршня
ϕ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
1	2	3	4
0	0,000	0,0	2172,4
5	0,001	1,8	2159,6
10	0,003	3,6	2121,4
15	0,007	5,3	2058,4

Кут пов. кривош.	Абсолютне переміщ. поршня	Швидкість переміщ. поршня	Прискорення поршня
ϕ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
5	6	7	8
245	0,244	-13,6	-1013,9
250	0,232	-14,4	-927,9
255	0,220	-15,1	-827,2
260	0,207	-15,8	-711,4

Кут пов. кривош.	Абсолютне переміщ. поршня	Швидкість переміщ. поршня	Прискорення поршня
ϕ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
9	10	11	12
485	0,265	11,8	-1145,5
490	0,274	10,8	-1193,4
495	0,283	9,8	-1231,2
500	0,291	8,7	-1260,4

Продовження таблиці 3.1.1

1	2	3	4
20	0,012	7,0	1971,7
25	0,018	8,6	1862,6
30	0,026	10,1	1733,0
35	0,035	11,5	1584,9
40	0,046	12,8	1421,0
45	0,057	13,9	1243,9
50	0,069	14,8	1056,6
55	0,081	15,6	862,2
60	0,095	16,3	664,1
65	0,109	16,8	465,4
70	0,123	17,1	269,3
75	0,137	17,2	78,8
80	0,151	17,2	-103,6
85	0,166	17,0	-275,5
90	0,180	16,7	-434,9
95	0,194	16,3	-580,5
100	0,207	15,8	-711,4
105	0,220	15,1	-827,2
110	0,232	14,4	-927,9
115	0,244	13,6	-1013,9
120	0,255	12,7	-1086,0
125	0,265	11,8	-1145,5
130	0,274	10,8	-1193,4
135	0,283	9,8	-1231,2
140	0,291	8,7	-1260,4
145	0,297	7,7	-1282,3
150	0,303	6,6	-1298,4
155	0,308	5,5	-1309,7
160	0,313	4,4	-1317,5
165	0,316	3,3	-1322,6
170	0,318	2,2	-1325,7
175	0,320	1,1	-1327,4
180	0,320	0,0	-1327,9
185	0,320	-1,1	-1327,4
190	0,318	-2,2	-1325,7
195	0,316	-3,3	-1322,6
200	0,313	-4,4	-1317,5
205	0,308	-5,5	-1309,7
210	0,303	-6,6	-1298,4
215	0,297	-7,7	-1282,3
220	0,291	-8,7	-1260,4
225	0,283	-9,8	-1231,2
230	0,274	-10,8	-1193,4
235	0,265	-11,8	-1145,5
240	0,255	-12,7	-1086,0

5	6	7	8
265	0,194	-16,3	-580,5
270	0,180	-16,7	-434,9
275	0,166	-17,0	-275,5
280	0,151	-17,2	-103,6
285	0,137	-17,2	78,8
290	0,123	-17,1	269,3
295	0,109	-16,8	465,4
300	0,095	-16,3	664,1
305	0,081	-15,6	862,2
310	0,069	-14,8	1056,6
315	0,057	-13,9	1243,9
320	0,046	-12,8	1421,0
325	0,035	-11,5	1584,9
330	0,026	-10,1	1733,0
335	0,018	-8,6	1862,6
340	0,012	-7,0	1971,7
345	0,007	-5,3	2058,4
350	0,003	-3,6	2121,4
355	0,001	-1,8	2159,6
360	0,000	0,0	2172,4
365	0,001	1,8	2159,6
370	0,003	3,6	2121,4
375	0,007	5,3	2058,4
380	0,012	7,0	1971,7
385	0,018	8,6	1862,6
390	0,026	10,1	1733,0
395	0,035	11,5	1584,9
400	0,046	12,8	1421,0
405	0,057	13,9	1243,9
410	0,069	14,8	1056,6
415	0,081	15,6	862,2
420	0,095	16,3	664,1
425	0,109	16,8	465,4
430	0,123	17,1	269,3
435	0,137	17,2	78,8
440	0,151	17,2	-103,6
445	0,166	17,0	-275,5
450	0,180	16,7	-434,9
455	0,194	16,3	-580,5
460	0,207	15,8	-711,4
465	0,220	15,1	-827,2
470	0,232	14,4	-927,9
475	0,244	13,6	-1013,9
480	0,255	12,7	-1086,0

9	10	11	12
505	0,297	7,7	-1282,3
510	0,303	6,6	-1298,4
515	0,308	5,5	-1309,7
520	0,313	4,4	-1317,5
525	0,316	3,3	-1322,6
530	0,318	2,2	-1325,7
535	0,320	1,1	-1327,4
540	0,320	0,0	-1327,9
545	0,320	-1,1	-1327,4
550	0,318	-2,2	-1325,7
555	0,316	-3,3	-1322,6
560	0,313	-4,4	-1317,5
565	0,308	-5,5	-1309,7
570	0,303	-6,6	-1298,4
575	0,297	-7,7	-1282,3
580	0,291	-8,7	-1260,4
585	0,283	-9,8	-1231,2
590	0,274	-10,8	-1193,4
595	0,265	-11,8	-1145,5
600	0,255	-12,7	-1086,0
605	0,244	-13,6	-1013,9
610	0,232	-14,4	-927,9
615	0,220	-15,1	-827,2
620	0,207	-15,8	-711,4
625	0,194	-16,3	-580,5
630	0,180	-16,7	-434,9
635	0,166	-17,0	-275,5
640	0,151	-17,2	-103,6
645	0,137	-17,2	78,8
650	0,123	-17,1	269,3
655	0,109	-16,8	465,4
660	0,095	-16,3	664,1
665	0,081	-15,6	862,2
670	0,069	-14,8	1056,6
675	0,057	-13,9	1243,9
680	0,046	-12,8	1421,0
685	0,035	-11,5	1584,9
690	0,026	-10,1	1733,0
695	0,018	-8,6	1862,6
700	0,012	-7,0	1971,7
705	0,007	-5,3	2058,4
710	0,003	-3,6	2121,4
715	0,001	-1,8	2159,6
720	0,000	0,0	2172,4

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

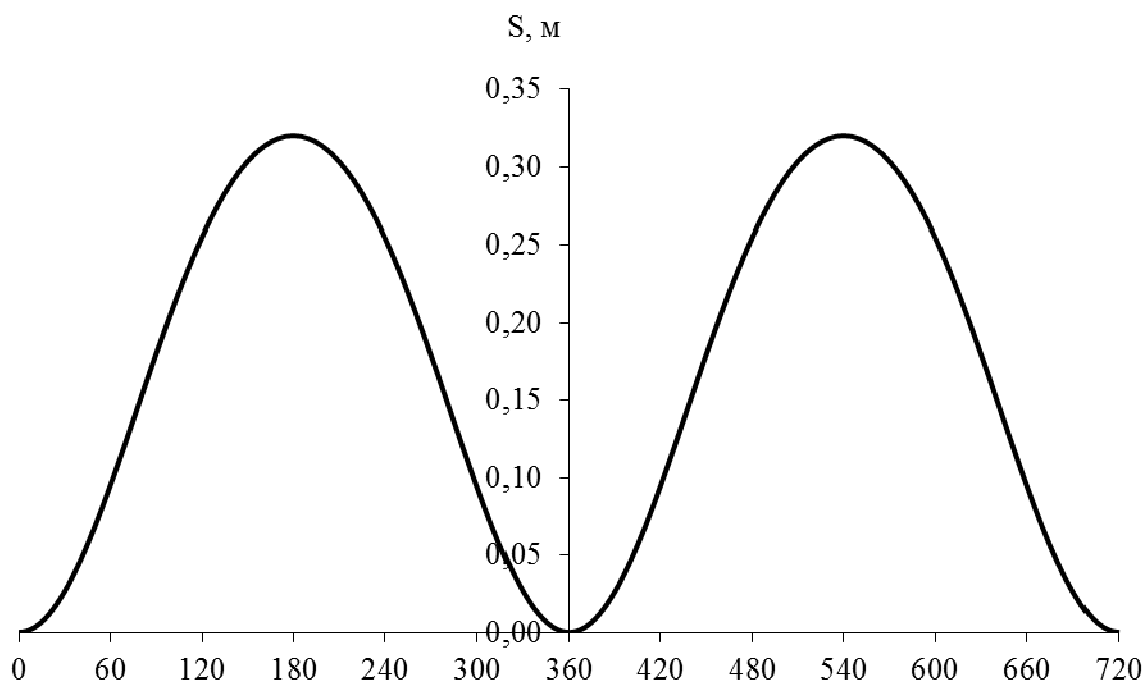


Рисунок 3.1 – Залежність переміщення поршня (S) від кута повороту колінчастого валу (φ).

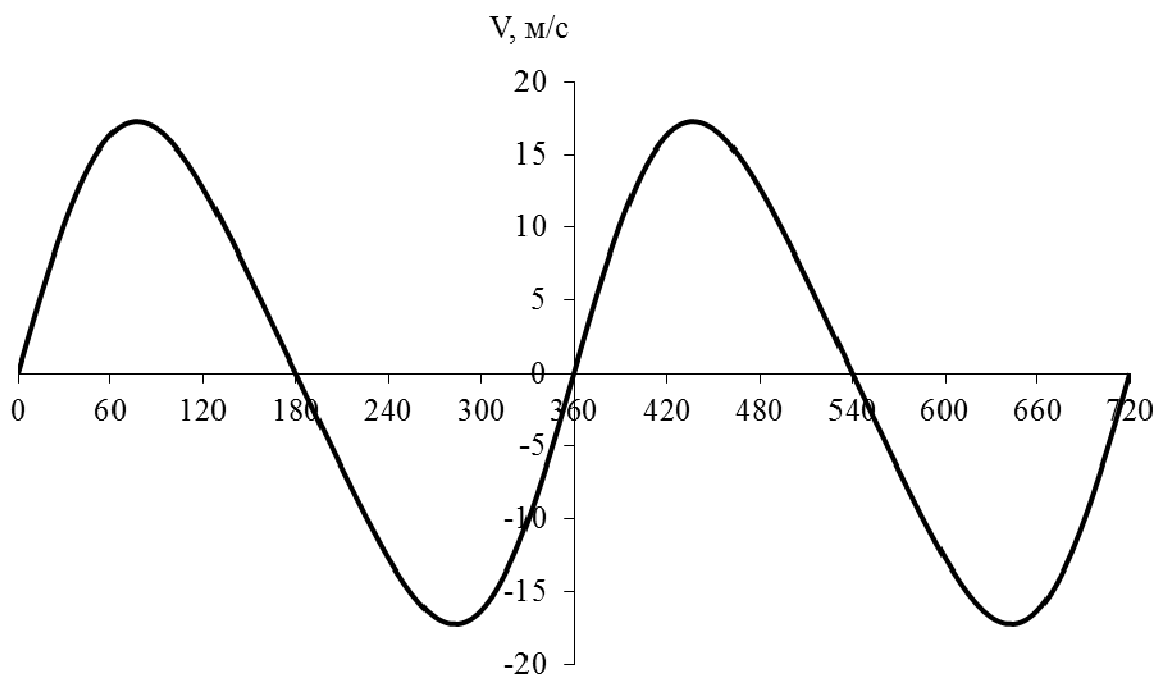


Рисунок 3.2 – Залежність швидкості поршня (V) від кута повороту колінчастого валу (φ).

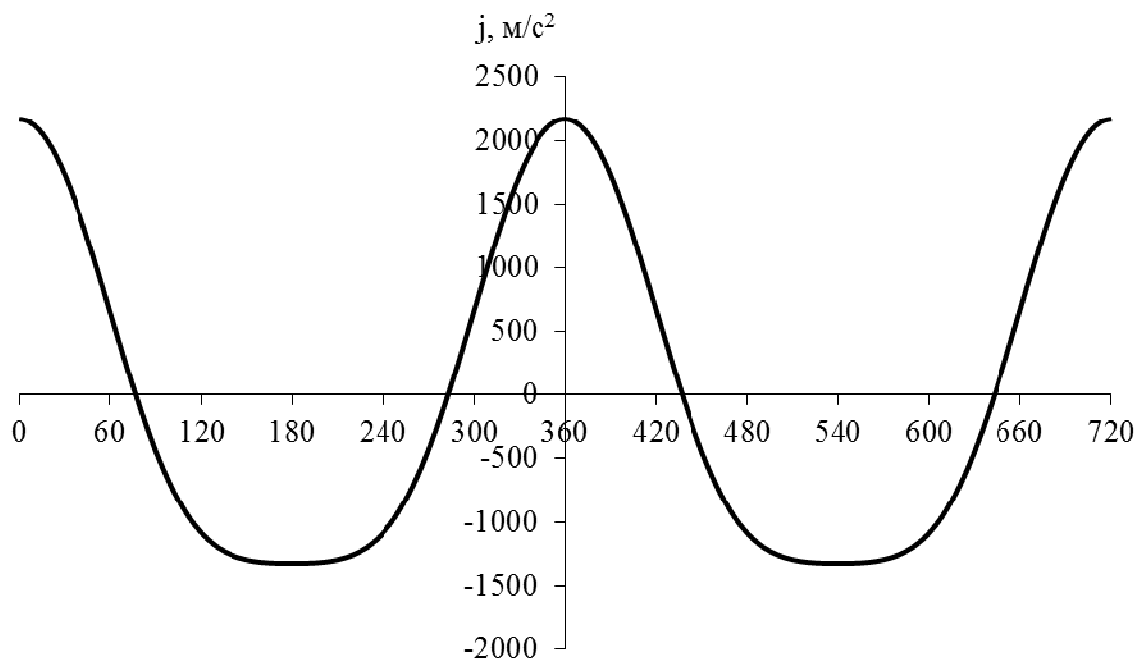


Рисунок 3.3 – Залежність прискорення поршня (j) від кута повороту колінчастого валу (φ).

Розрахунок динаміки КШМ

При аналізі динаміки ДВЗ і особливо його врівноваженості з урахуванням отриманої раніше залежності прискорення j від кута повороту кривошипа φ силу інерції P_j зручно представляти у вигляді суми двох гармонійних функцій, які відрізняються амплітудою і швидкістю зміни аргументу і називаються силами інерції першого (P_{jI}) і другого (P_{jII}) порядку:

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = C \cdot \cos \varphi + \lambda \cdot C \cdot \cos 2\varphi = P_{jI} + P_{jII}, \text{ Н.}$$

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

При динамічному аналізі КШМ сили P_c і P_j , що мають загальну точку прикладання до системи і єдину лінію дії, замінюють сумарною силою, що є їх алгебраїчною сумою: $P_\Sigma = P_c + P_j$.

Для аналізу дії сили P_Σ на елементи КШМ її розкладають на дві складові: S і N . Сила S діє уздовж осі шатуна і викликає повторно-змінний стиснення – розтяг його елементів, а сила N перпендикулярна осі циліндра і притискає поршень до його дзеркала. Дія сили S на сполучення шатун-кривошип можна оцінити,

перенісши її уздовж осі шатуна в точку їх шарнірного зчленування (S'), де вона розкладається на нормальну силу K , спрямовану по осі кривошипа, і тангенціальну силу T .

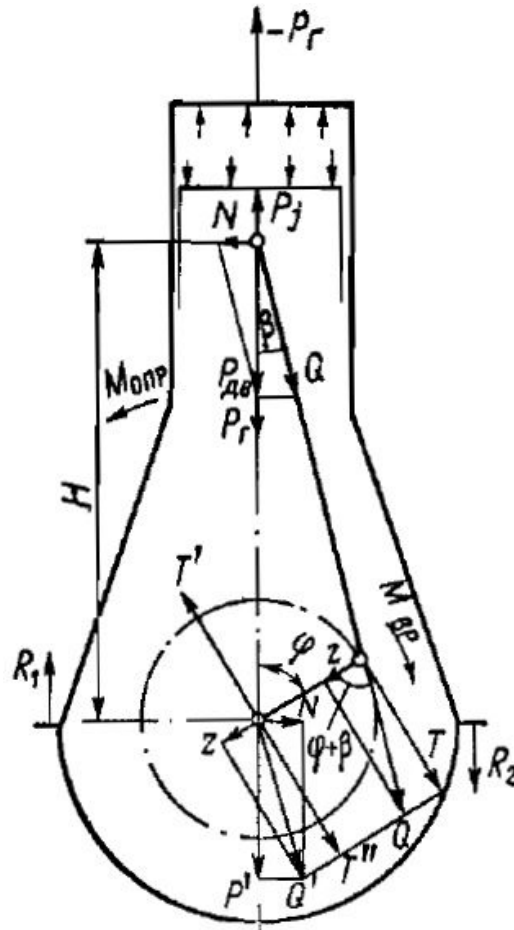


Рис. 3.4 – Динамічні сили, які діють на КШМ.

Сили K і T передаються на корінні опори двигуна. Для аналізу характеру навантаження корінних опор двигуна сила K переноситься по лінії її дії в центр корінний опори (K'); сюди ж додаються рівні по модулю силі T і мають паралельні з нею лінії дії сили T' і T'' . Пара сил T і T' на плечі r створює крутний момент $M_{кр}$, який далі передається на навантаження, де виконує корисну роботу. Сума сил K' і T'' дає силу S'' , проекціями якої на вісь циліндра і ортогональне їй напрямком є сили N' і P_{Σ}' . Очевидно, що $N = -N'$ і $P_{\Sigma} = P_{\Sigma}'$ сили N і N' на плечі h створюють перекидаючий момент $M_{опр} = Nh$, який далі передається на опори двигуна і врівноважується їх реакціями. момент $M_{опр}$ і викликаються їм реакції опор змінюються за часом і можуть бути причиною невірноваженості двигуна.

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Співвідношення між силовими факторами, навантажувальними елементами КШМ, з урахуванням його геометрії і характеру дії сил:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н.}$$

$$S = P_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н.}$$

$$Z = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н.}$$

$$T = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н.}$$

Таблиця 3.2 – Визначення сил від тиску газів, інерції, рушійної, бічної, радіальної та тангенціальної.

Кут пов. кривош.	Сила від тиску газів в циліндрі двигуна	Сила інерції, яка діє у вертикальній площині	Рушійна сила	Бічна сила	Радіальна сила	Тангенціальна сила
ϕ°	$P_r, \text{ Н}$	$P_i, \text{ Н}$	$P_{dv}, \text{ Н}$	$N, \text{ Н}$	$Z, \text{ Н}$	$T, \text{ Н}$
1	2	3	4	5	6	7
0	18369,6	-217239,0	-204178,5	0,0	-204178,5	0,0
5	18369,6	-215958,9	-202898,4	-4298,1	-201751,7	-21965,5
10	18369,6	-212139,1	-199078,6	-8407,9	-194594,1	-42849,8
15	18369,6	-205841,3	-192780,8	-12148,6	-183067,7	-61630,0
20	18369,6	-197167,5	-184107,0	-15354,4	-167752,5	-77396,7
25	18369,6	-186259,4	-173198,9	-17881,4	-149414,5	-89403,1
30	18369,6	-173296,3	-160235,8	-19614,0	-128961,3	-97104,1
35	18369,6	-158493,4	-145432,9	-20470,1	-107390,5	-100185,0
40	18369,6	-142098,1	-129037,6	-20405,8	-85731,9	-98575,5
45	18369,6	-124386,1	-111325,7	-19417,5	-64988,9	-92449,4
50	18369,6	-105656,2	-92595,7	-17543,2	-46080,5	-82209,0
55	18369,6	-86223,1	-73162,7	-14860,7	-29791,2	-68455,1
60	18369,6	-66410,6	-53350,1	-11484,4	-16729,3	-51944,8
65	18369,6	-46542,1	-33481,6	-7559,4	-7298,8	-33539,4
70	18369,6	-26931,8	-13871,3	-3253,4	-1687,1	-14147,5
75	18369,6	-7875,0	5185,5	1252,1	132,6	5332,8
80	18369,6	10361,0	23421,4	5772,7	-1617,9	24068,0
85	18369,6	27545,1	40605,6	10130,9	-6553,4	41334,0
90	18369,6	43489,1	56549,6	14166,2	-14166,2	56549,6
95	18369,6	58052,2	71112,6	17742,3	-23872,7	69295,7
100	18369,6	71142,9	84203,4	20753,6	-35060,1	79320,3
105	18369,6	82719,3	95779,7	23127,5	-47129,1	86530,3
110	18369,6	92785,3	105845,8	24825,3	-59529,5	90971,8
115	18369,6	101386,7	114447,2	25839,5	-71786,0	92804,2
120	18369,6	108604,1	121664,6	26190,1	-83513,6	92269,5

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7
125	18369,6	114545,5	127605,9	25919,1	-94423,5	89662,0
130	18369,6	119338,4	132398,8	25084,3	-104320,0	85299,5
135	18369,6	123122,0	136182,5	23753,1	-113091,5	79499,6
140	18369,6	126040,0	139100,5	21997,1	-120696,6	72561,3
145	18369,6	128233,9	141294,4	19887,6	-127148,6	64752,2
150	18369,6	129838,0	142898,5	17491,8	-132499,6	56300,9
155	18369,6	130975,0	144035,5	14870,5	-136825,0	47394,7
160	18369,6	131752,5	144813,0	12077,3	-140210,4	38180,0
165	18369,6	132261,1	145321,6	9157,8	-142740,1	28766,2
170	18369,6	132572,6	145633,0	6150,7	-144488,6	19231,7
175	18369,6	132738,5	145799,0	3088,5	-145513,4	9630,4
180	18369,6	132790,4	145850,8	0,0	-145850,8	0,0
185	17871,7	132738,5	145301,1	-3078,0	-145016,4	-9597,5
190	17971,2	132572,6	145234,6	-6133,9	-144093,3	-19179,1
195	18139,2	132261,1	145091,2	-9143,3	-142513,8	-28720,6
200	18378,7	131752,5	144822,1	-12078,1	-140219,2	-38182,4
205	18694,4	130975,0	144360,3	-14904,1	-137133,6	-47501,6
210	19092,5	129838,0	143621,4	-17580,2	-133169,9	-56585,8
215	19580,9	128233,9	142505,7	-20058,1	-128238,7	-65307,3
220	20169,9	126040,0	140900,8	-22281,8	-122258,7	-73500,4
225	20872,1	123122,0	138685,0	-24189,6	-115169,7	-80960,5
230	21703,3	119338,4	135732,6	-25715,9	-106946,8	-87447,3
235	22683,2	114545,5	131919,5	-26795,3	-97615,4	-92693,0
240	23836,1	108604,1	127131,0	-27366,8	-87265,9	-96415,3
245	25192,2	101386,7	121269,8	-27379,8	-76065,4	-98336,5
250	26789,4	92785,3	114265,6	-26800,1	-64264,9	-98208,3
255	28675,3	82719,3	106085,4	-25616,0	-52200,1	-95840,7
260	30910,0	71142,9	96743,8	-23844,4	-40281,6	-91133,5
265	33570,3	58052,2	86313,4	-21534,8	-28975,6	-84108,0
270	36754,9	43489,1	74934,9	-18771,8	-18771,8	-74934,9
275	40591,8	27545,1	62827,8	-15675,3	-10139,8	-63954,9
280	45248,9	10361,0	50300,7	-12397,6	-3474,6	-51689,4
285	50948,4	-7875,0	37764,3	-9118,8	966,0	-38837,6
290	57988,0	-26931,8	25747,0	-6038,8	3131,4	-26259,7
295	66770,2	-46542,1	14919,0	-3368,4	3252,3	-14944,7
300	77845,7	-66410,6	6125,9	-1318,7	1920,9	-5964,6
305	91973,8	-86223,1	441,5	-89,7	179,8	-413,1
310	110209,2	-105656,2	-756,1	143,3	-376,3	671,3
315	134019,2	-124386,1	4323,9	-754,2	2524,2	-3590,8
320	165430,2	-142098,1	18023,0	-2850,1	11974,4	-13768,3
325	207173,0	-158493,4	43370,5	-6104,5	32025,6	-29876,8
330	262714,7	-173296,3	84109,3	-10295,6	67693,0	-50970,8
335	335864,8	-186259,4	144296,3	-14897,5	124480,9	-74483,9
340	429269,9	-197167,5	226793,2	-18914,4	206646,8	-95341,6
345	540742,4	-205841,3	329592,0	-20770,2	312985,7	-105367,1
350	657225,4	-212139,1	439777,2	-18573,6	429870,7	-94657,9
355	750788,1	-215958,9	529520,1	-11217,1	526527,5	-57325,2
360	787391,9	-217239,0	564843,8	0,0	564843,8	0,0

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7
365	1022645,6	-215958,9	801377,6	16976,1	796848,5	86756,1
370	1022645,6	-212139,1	805197,4	34006,8	787059,4	173311,2
375	1022645,6	-205841,3	811495,2	51138,6	770608,5	259426,5
380	1022645,6	-197167,5	820168,9	68401,6	747312,0	344790,8
385	855070,0	-186259,4	663501,5	68501,3	572386,7	342491,1
390	681587,7	-173296,3	502982,3	61568,5	404811,2	304811,0
395	547393,3	-158493,4	383590,8	53991,5	283250,9	264245,9
400	444725,8	-142098,1	297318,6	47017,5	197537,0	227130,2
405	366162,5	-124386,1	236467,3	41244,9	138043,1	196372,1
410	305671,2	-105656,2	194705,9	36889,0	96895,9	172865,2
415	258665,7	-86223,1	167133,4	33947,9	68055,3	156379,4
420	221756,7	-66410,6	150037,0	32297,7	47047,9	146084,7
425	192463,5	-46542,1	140612,3	31746,9	30652,9	140854,8
430	168970,6	-26931,8	136729,7	32068,8	16629,5	139452,0
435	149942,3	-7875,0	136758,2	33022,4	3498,4	140645,1
440	134388,4	10361,0	139440,3	34367,8	-9632,1	143289,8
445	121567,7	27545,1	143803,7	35878,4	-23208,6	146383,5
450	110920,0	43489,1	149100,0	37350,8	-37350,8	149100,0
455	102017,7	58052,2	154760,8	38612,2	-51953,5	150806,6
460	94531,2	71142,9	160365,0	39525,1	-66771,8	151065,3
465	88204,1	82719,3	165614,3	39990,2	-81491,7	149620,9
470	82835,3	92785,3	170311,4	39945,2	-95786,1	146378,4
475	78265,5	101386,7	174343,1	39362,5	-109355,1	141373,2
480	74368,1	108604,1	177663,0	38244,6	-121952,3	134738,4
485	71041,4	114545,5	180277,7	36617,8	-133398,6	126671,8
490	68203,6	119338,4	182232,9	34525,9	-143585,4	117405,7
495	65788,6	123122,0	183601,5	32024,0	-152470,2	107181,5
500	63742,8	126040,0	184473,6	29172,4	-160066,6	96230,0
505	62022,6	128233,9	184947,3	26031,9	-166431,3	84757,4
510	60592,9	129838,0	185121,8	22660,2	-171650,3	72936,6
515	59425,8	130975,0	185091,6	19109,2	-175825,9	60904,2
520	58498,7	131752,5	184942,1	15424,1	-179064,1	48760,0
525	57794,5	132261,1	184746,5	11642,3	-181464,7	36570,3
530	57300,3	132572,6	184563,8	7794,9	-183113,4	24372,7
535	57007,3	132738,5	184436,7	3907,0	-184075,4	12182,6
540	56910,2	132790,4	184391,4	0,0	-184391,4	0,0
545	13379,0	132738,5	140808,4	-2982,8	-140532,6	-9300,8
550	13379,0	132572,6	140642,4	-5939,9	-139537,2	-18572,6
555	13379,0	132261,1	140331,0	-8843,4	-137838,2	-27778,3
560	13379,0	131752,5	139822,4	-11661,1	-135378,4	-36864,2
565	13379,0	130975,0	139044,9	-14355,3	-132084,3	-45752,6
570	13379,0	129838,0	137907,9	-16880,9	-127872,2	-54334,7
575	13379,0	128233,9	136303,8	-19185,2	-122657,7	-62465,1
580	13379,0	126040,0	134109,9	-21207,9	-116366,3	-69958,0
585	13379,0	123122,0	131191,9	-22882,6	-108947,1	-76586,2
590	13379,0	119338,4	127408,2	-24138,8	-100387,8	-82084,3
595	13379,0	114545,5	122615,3	-24905,5	-90730,6	-86155,4
600	13379,0	108604,1	116674,0	-25115,8	-80087,9	-88484,7

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7
605	13379,0	101386,7	109456,6	-24712,7	-68655,7	-88757,3
610	13379,0	92785,3	100855,2	-23654,8	-56722,7	-86682,5
615	13379,0	82719,3	90789,1	-21922,5	-44673,4	-82021,6
620	13379,0	71142,9	79212,8	-19523,6	-32982,1	-74619,2
625	13379,0	58052,2	66122,0	-16497,2	-22197,3	-64432,6
630	13379,0	43489,1	51559,0	-12916,0	-12916,0	-51559,0
635	13379,0	27545,1	35615,0	-8885,8	-5747,9	-36253,9
640	13379,0	10361,0	18430,9	-4542,6	-1273,2	-18939,7
645	13379,0	-7875,0	194,9	-47,1	5,0	-200,4
650	13379,0	-26931,8	-18861,9	4423,9	-2294,0	19237,5
655	13379,0	-46542,1	-38472,2	8686,1	-8386,8	38538,6
660	13379,0	-66410,6	-58340,7	12558,7	-18294,2	56803,9
665	13379,0	-86223,1	-78153,3	15874,4	-31823,3	73124,6
670	13379,0	-105656,2	-97586,3	18488,7	-48564,1	86639,8
675	13379,0	-124386,1	-116316,3	20288,0	-67902,2	96593,8
680	13379,0	-142098,1	-134028,2	21195,0	-89047,7	102388,0
685	13379,0	-158493,4	-150423,5	21172,5	-111075,6	103622,9
690	13379,0	-173296,3	-165226,4	20224,8	-132977,8	100128,4
695	13379,0	-186259,4	-178189,5	18396,7	-153719,7	91979,2
700	13379,0	-197167,5	-189097,6	15770,6	-172299,8	79494,7
705	13379,0	-205841,3	-197771,4	12463,1	-187806,8	63225,4
710	13379,0	-212139,1	-204069,2	8618,7	-199472,3	43924,0
715	13379,0	-215958,9	-207889,0	4403,8	-206714,1	22505,8
720	18369,6	-217239,0	-204178,5	0,0	-204178,5	0,0

					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Сили P_r , P_j , P_{dv} в кН.

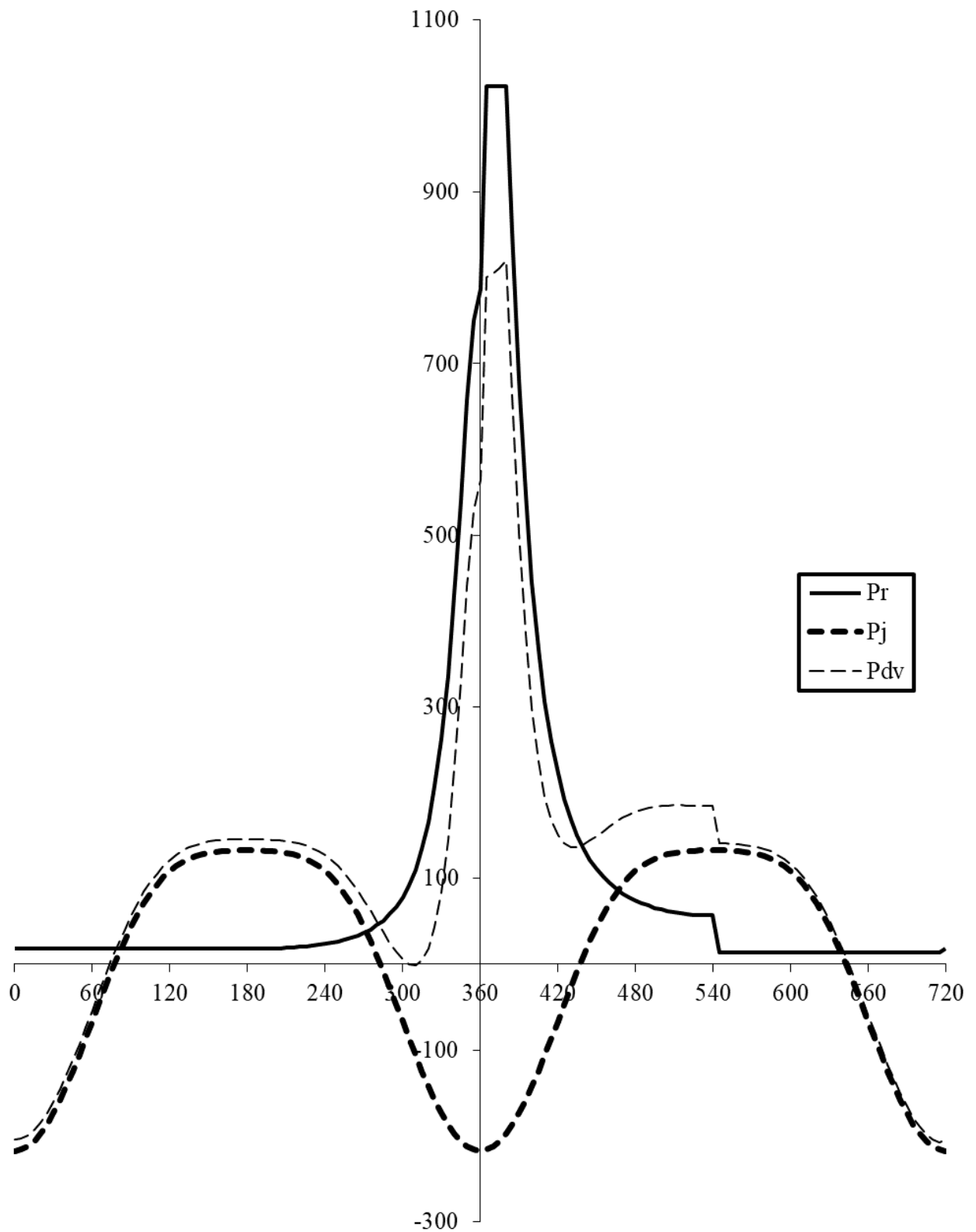


Рис. 3.5 – Залежність сили від тиску газів (P_r), сили інерції (P_j) та рухомої сили (P_{dv}) від кута повороту колінчастого валу (φ).

Сили N, Z, T в кН.

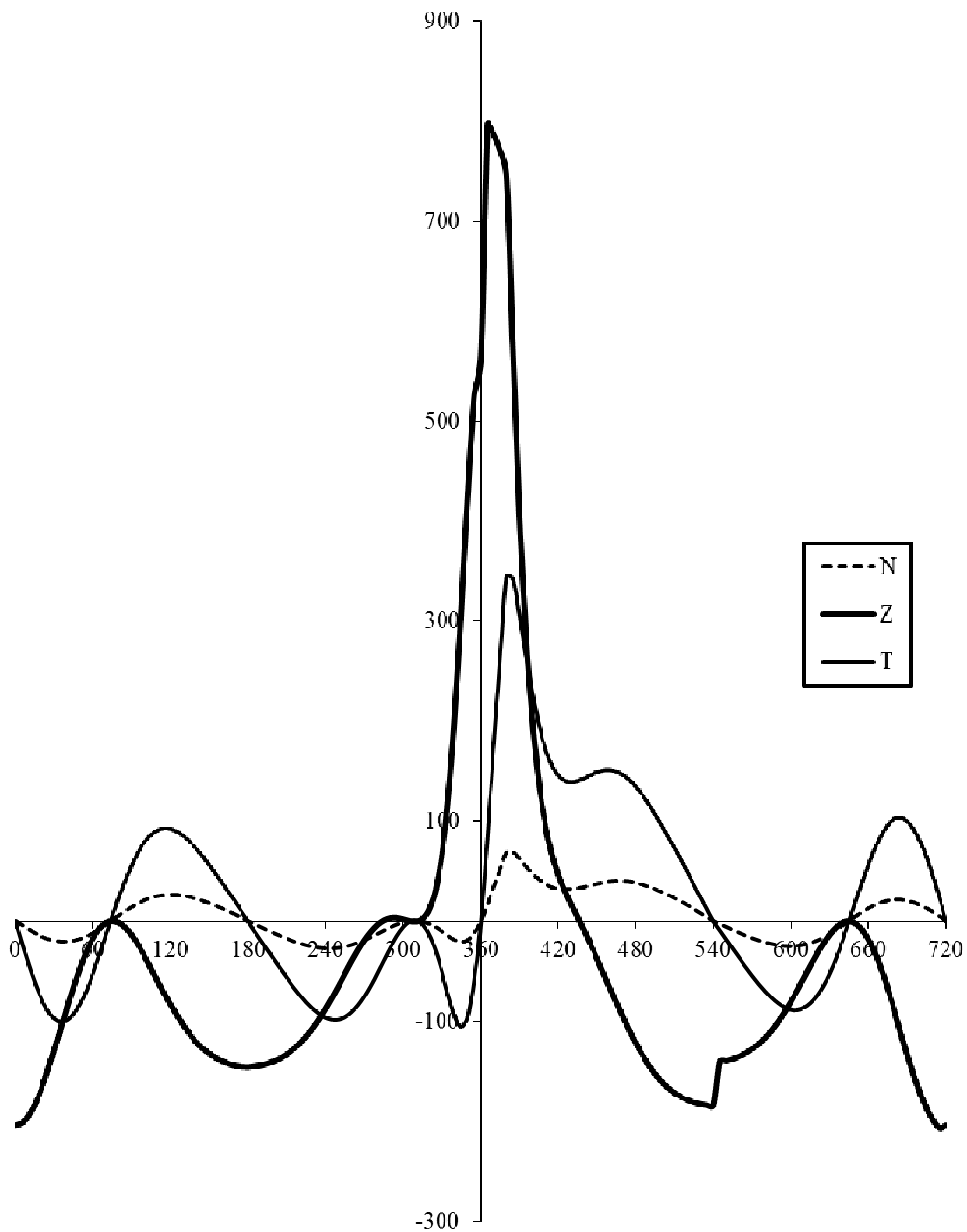


Рис. 3.6 – Залежність бічної (N), радіальної (Z) та тангенціальної (T) сил від кута повороту колінчастого валу (φ).

					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахунок сумарної дотичної сили та крутного моменту

Для наступних розрахунків необхідно перевірити відносну похибку індикаторної потужності.

Розрахована індикаторна потужність в MathCad (номінальний режим):

$$N_i = 13,1 \cdot D^2 \cdot S \cdot z \cdot P_i' \cdot n \cdot i = 13,1 \cdot 0,26^2 \cdot 0,32 \cdot 0,5 \cdot 2,661 \cdot 1000 \cdot 9 = 3393, \text{ кВт.}$$

Розрахована індикаторна потужність в Excel:

$$N_i^1 = \frac{M_{кр.ср} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}}{1000} = \frac{34350,5 \cdot \frac{3,1416 \cdot 750}{30}}{1000} = 2697,8, \text{ кВт.}$$

Визначаємо відносну похибку:

$$\delta N_i = \frac{N_i \cdot N_i^1}{N_i} \cdot 100 = \frac{2700 \cdot 2697,8}{2700} \cdot 100 = 0,08, \text{ \%}.$$

Пара сил T і T' на плечі r створює крутний момент $M_{кр}$, який далі передається на навантаження, де виконує корисну роботу:

$$M_{кр} = P_{дв} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (l_{ш} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) = P_{дв} \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_{опр}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Середні значення T та $M_{кр}$ визначаються за формулами:

$$T_{сум.ср} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3 - \Delta\varphi} \frac{T_{сум.\varphi} \cdot \Delta\varphi}{\varphi_3}, \text{ Н.}$$

де $\varphi = 80^\circ$.

$$M_{кр.ср} = T_{сум.ср} \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Таблиця 3.3 – Визначення сумарних дійсної та середньої дотичної сили, та крутних моментів.

Кут ПКВ, φ°	Сумарна дотична сила T , МПа	$T_{сум.ср}$	$M_{крі}$	$M_{кр.ср}$
1	2	3	4	5
0	258129,150	190992,958	41300,664	34350,5
5	197011,864	190992,958	31521,898	34350,5
10	138925,327	190992,958	22228,052	34350,5
15	86605,501	190992,958	13856,880	34350,5
20	44609,119	190992,958	7137,459	34350,5
25	20205,435	190992,958	3232,870	34350,5
30	22040,446	190992,958	3526,471	34350,5

Продовження таблиці 3.3.1

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1	2	3	4	5
35	54606,569	190992,958	8737,051	34350.5
40	109775,338	190992,958	17564,054	34350.5
45	195448,535	190992,958	31271,766	34350.5
50	280474,441	190992,958	44875,911	34350.5
55	363165,279	190992,958	58106,445	34350.5
60	441883,172	190992,958	70701,307	34350.5
65	431443,636	190992,958	69030,982	34350.5
70	380359,662	190992,958	60857,546	34350.5
75	320536,843	190992,958	51285,895	34350.5
80	258129,150	190992,958	41300,664	34350.5

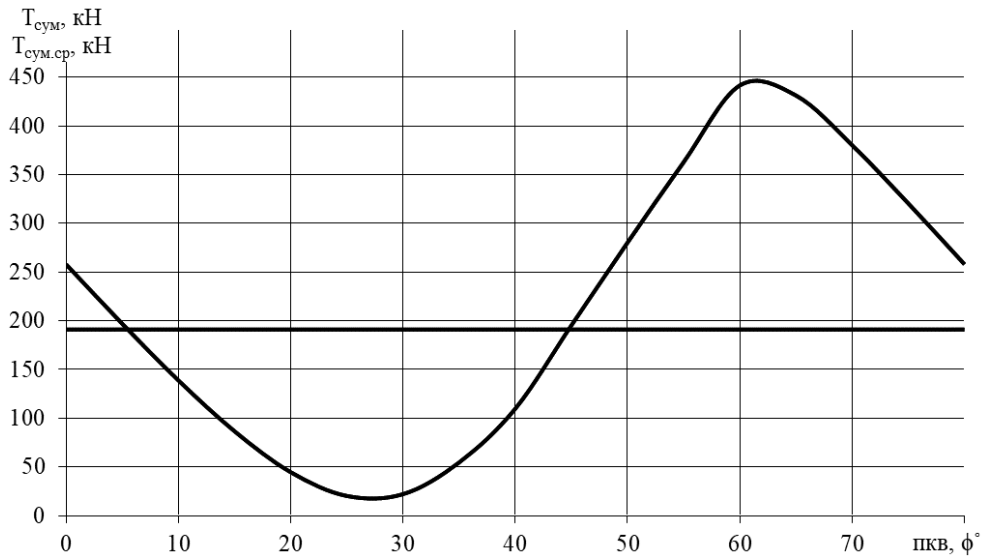


Рисунок 3.7 – Сумарна дотична сила T_s , кН.

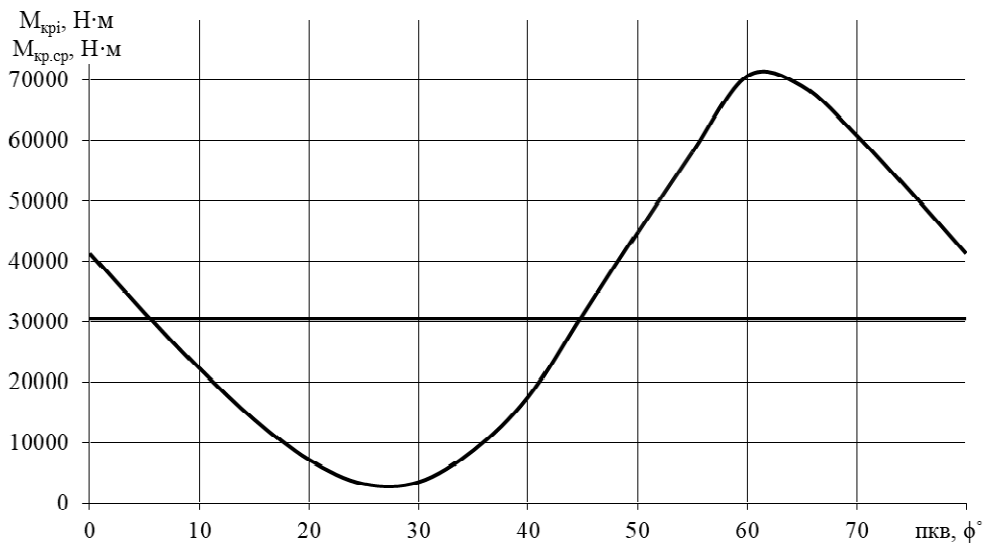


Рисунок 3.8 – Сумарний крутний момент $M_{кр}$, Н·м.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДР.6.142.5221з.01.ПЗ

Арк.

Визначення графічним методом неврівноважених сил та моментів від мас, що обертаються та рахуються зворотно-поступово

Для визначення графічним методом неврівноважених сил та моментів інерції, необхідно провести деякі розрахунки та побудувати діаграми.

Сила інерції від обертально рухомих мас:

$$K_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 = 160 \cdot 0,16 \cdot 104,667^2 = 280452,631, \text{ Н};$$

де ω – колова швидкість, с^{-1} .

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,667, \text{ с}^{-1};$$

Сила інерції першого порядку від поступально рухомих мас:

$$P_I = m_j \cdot r \cdot \omega^2 = 100 \cdot 0,16 \cdot 104,667^2 = 175282,894, \text{ Н};$$

Сила інерції другого порядку від поступально рухомих мас:

$$P_{II} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda = 100 \cdot 0,16 \cdot 104,667^2 \cdot 0,243 = 42593,743, \text{ Н};$$

Послідовність роботи циліндрів: 1 – 4 – 7 – 2 – 5 – 9 – 3 – 6 – 8;

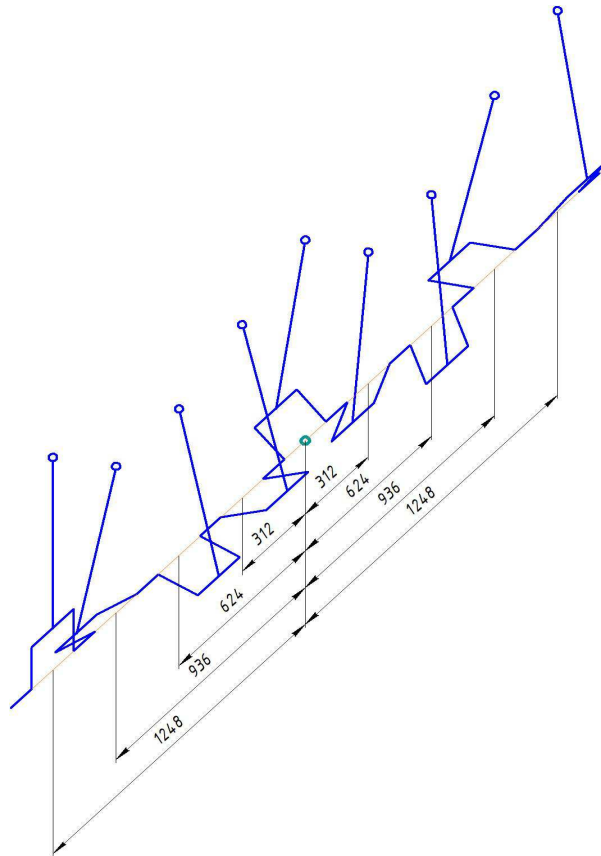


Рисунок 3.9 – Схема колінчастого валу двигуна МАК М25С.

Момент інерції від обертально рухомих мас:

$$M_r = K_r \cdot l_k, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

де l_k – довжина від центру мас до центру циліндру.

Момент інерції першого порядку від поступально рухомих мас:

$$M_{jI} = P_I \cdot l_k, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Момент інерції другого порядку від поступально рухомих мас:

$$M_{jII} = P_{II} \cdot l_k, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Таблиця 3.4. – Моменти інерції від обертально та поступально рухомих мас.

№ цил.	l_k , м	M_r , Н·м	M_{jI} , Н·м	M_{j2} , Н·м
1	1,248	350004,883	218753,052	53156,991
2	0,936	262503,663	164064,789	39867,743
3	0,624	175002,442	109376,526	26578,496
4	0,312	87501,221	54688,263	13289,248
5	0	0,000	0,000	0,000
6	0,312	87501,221	54688,263	13289,248
7	0,624	175002,442	109376,526	26578,496
8	0,936	262503,663	164064,789	39867,743
9	1,248	350004,883	218753,052	53156,991

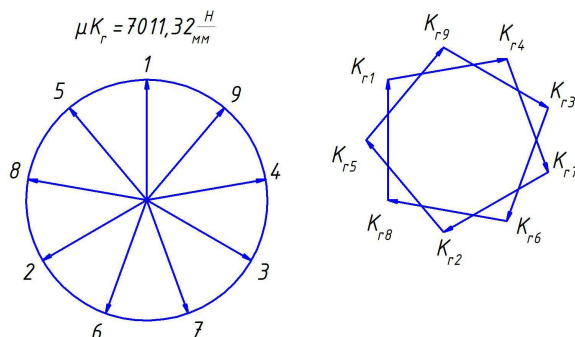


Рис. 3.10 – Діаграма сил інерції від обертально рухомих мас.

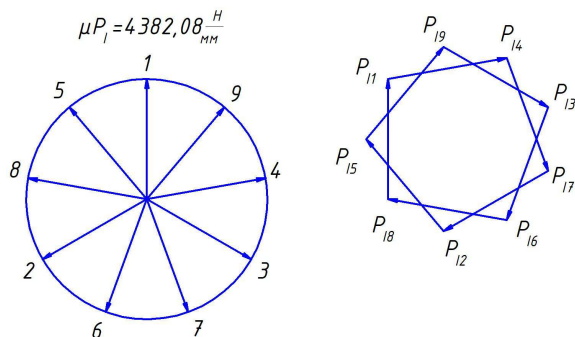


Рис. 3.11 – Діаграма сил інерції першого порядку від поступально рухомих мас.

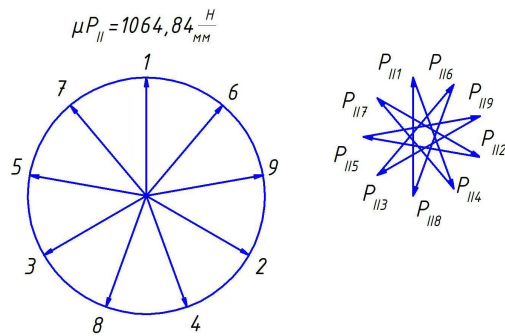


Рис. 3.12 – Діаграма сил інерції другого порядку від поступально рухомих мас.

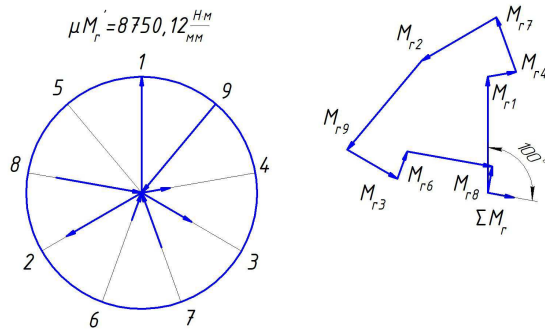


Рис. 3.13 – Діаграма моментів сил інерції від обертально рухомих мас.

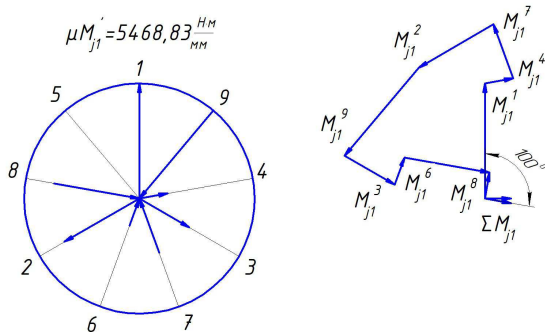


Рис. 3.14 – Діаграма моментів сил інерції першого порядку від поступально рухомих мас.

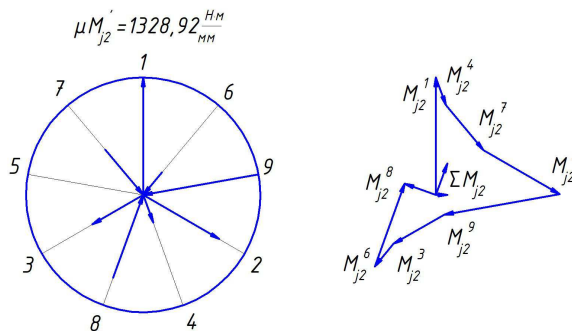


Рис. 3.15 – Діаграма моментів сил інерції другого порядку від поступально рухомих мас.

Після усіх розрахунків і побудов діаграм бачимо, що сумарні сили інерції від обертально (K_r) та поступально (P_I , P_{II}) рухомих мас дорівнюють нулю, а сумарні моменти інерції від обертально (M_r) та поступально (M_{jI} , M_{j2}) рухомих мас не дорівнюють нулю, тому розраховуємо їх по формулам.

Сумарний момент сил інерції від обертально рухомих мас:

$$\sum M_r = \frac{M_{r\max}}{40} \cdot l_\theta = \frac{350004,883}{40} \cdot 9,2160 = 80641,125, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

де: l_θ – довжина вектору сумарного моменту, мм.

Сумарний момент сил інерції першого порядку від поступально рухомих мас:

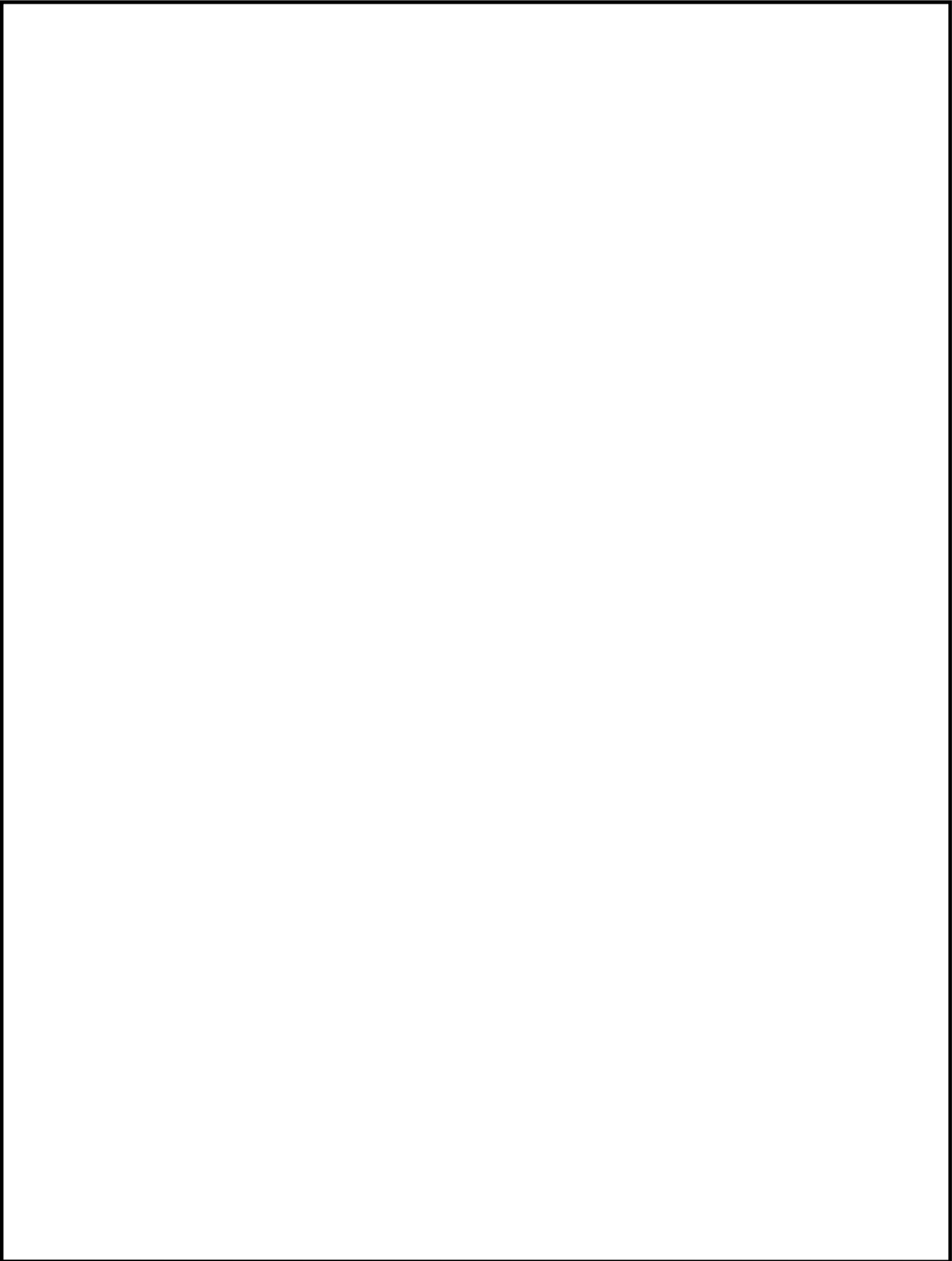
$$\sum M_{jI} = \frac{M_{jI\max}}{40} \cdot l_\theta = \frac{218753,052}{40} \cdot 9,076 = 49635,067, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Сумарний момент сил інерції другого порядку від поступально рухомих мас:

$$\sum M_{jII} = \frac{M_{jII\max}}{40} \cdot l_\theta = \frac{53156,991}{40} \cdot 3,8666 = 5138,421, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В даному розділі визначили абсолютне переміщення (S), швидкості (V) переміщення та прискорення поршня (j) від кута повороту колінчастого валу (φ). Визначили сили від тиску газів (P_r), інерції (P_j), рушійної (P_{dv}), бічної (N), радіальної (Z) та тангенціальної (T) від кута повороту колінчастого валу (φ). А також визначили сумарні дійсні та середні дотичні сили (T_s), та крутних моментів ($M_{кр}$). А також визначили графічним методом неврівноважених сил (сила інерції від обертально рухомих мас (K_r) та сили інерції першого (P_{jI}) і другого (P_{jII}) порядку від поступально рухомих мас) та моментів (сумарний момент сил інерції від обертально рухомих мас (M_r) та сумарні моменти сил інерції першого (M_{jI}) і другого (M_{jII}) порядку від поступально рухомих мас) від мас, що обертаються та рахуються зворотно-поступово.

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		



					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розділ 4. Проектування відцентрового водяного насосу	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Веселовський В.В.						
Консульт.						НУК		
Викладач		Мінчев Д.С.						
Зав.каф.		Тимошевський Б.Г						

4 Проектування відцентрового водяного насосу

Розрахунок відцентрового насосу центральної системи охолодження необхідний для забезпечення нормальної роботи системи охолодження та двигуна в цілому. Відцентровий насос забезпечує циркуляцію охолоджуючої рідини, що дозволяє задовольняти необхідні параметри роботи двигуна у робочому режимі.

Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta L_{кр}$, коефіцієнту кавітаційної швидкохідності C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкохідності n_s

Маючи значення Q та L необхідно встановити значення n_s та C з урахуванням призначення насосу.

Параметр n_s впливає на кутову швидкість ротору і для насоса того типу, що проектується має лежати у межах 50...100. Кутова ж швидкість має бути у межах тих значень, які притаманні електродвигунам, що випускаються серійно, або ж мають відповідати можливостям шестерневого приводу від колінчастого валу поршневого двигуна, для якого проектується насос. Спрощено ця частота має дорівнювати значенню $k \times 500$, де $k = 1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12$. Попереднє значення n_s обирається довільно з вказаного діапазону, причому найбільші значення забезпечують більші ККД. Проте на практиці обирають і значно менші значення, бо зазвичай враховують можливості приводу насосу, зокрема враховується значення частоти обертання.

Параметр C для ДВЗ може лежати у межах 800...1500 з урахуванням температури та призначення насосу. Зміна обраного значення цієї величини у програмі розрахунку частоти обертання ротору при обраному значенні n_s не впливає на частоту обертання ротору, але впливає на кавітаційний запас енергії $\Delta L_{кр}$ і відповідно впливає на максимальне значення висоти всмоктування, яке обчислюється у кінці розрахунку насосу. Значення C у даному за-

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вданні спочатку довільно обирається у зазначених межах і може потім коригуватися, якщо розрахункова висота всмоктування буде менше вказаної у вданні.

Частота обертання ротору n (і кутова швидкість його обертання ω) є функцією значень C та n_s . Для її визначення із спільного рішення 7.1 і 7.2

спочатку знаходиться $\Delta l_{кр} = L(1,54 \frac{n_s}{C})^{\frac{4}{3}} = 280 \cdot (1,54 \frac{100,005}{1000})^{\frac{4}{3}} = 23,76 \text{ Дж/кг};$

$$\omega = \frac{C \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}} = \frac{1000 \cdot 23,76^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{35}} = 366,33$$

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:

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. 2.1.) ми маємо наступні значення Q , L , ω , C , n_s .

Розрахунок слід розпочинати з визначення ККД насоса η :

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_{мвн} \cdot \eta_{сп},$$

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 $\eta_o = 0,9...0,98$;

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$\eta_{\text{мвн}}$ – коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду;

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

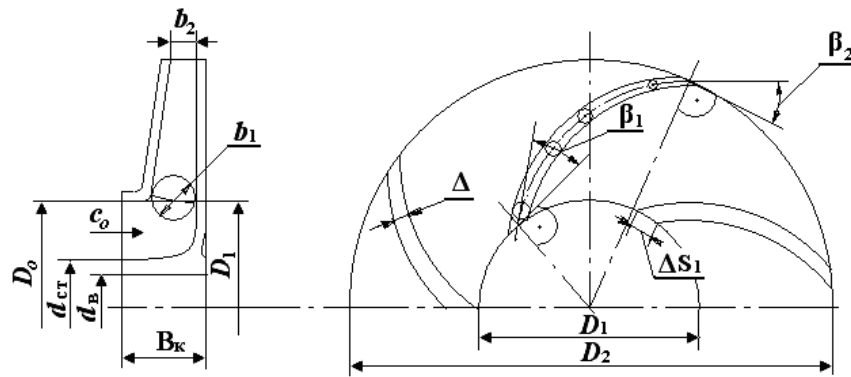


Рис. 4.1 – Схема робочого колеса відцентрового насоса.

Гідравлічний ККД знаходиться по D_1 пр спочатку в першому наближенні, а потім уточняється з врахуванням зміни діаметрів.

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

$D_{\text{лпр}}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, мм.

Приведений діаметр в першому наближенні обчислюється за формулою:

$$D_{\text{лпр}} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}},$$

де k_{D_1} – коефіцієнт вхідного діаметру;

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

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_{C_0}}},$$

де k_{C_0} – коефіцієнт, який залежить від C (див. рис. 2.2.)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ДР.6.142.5221з.01.ПЗ

Лист

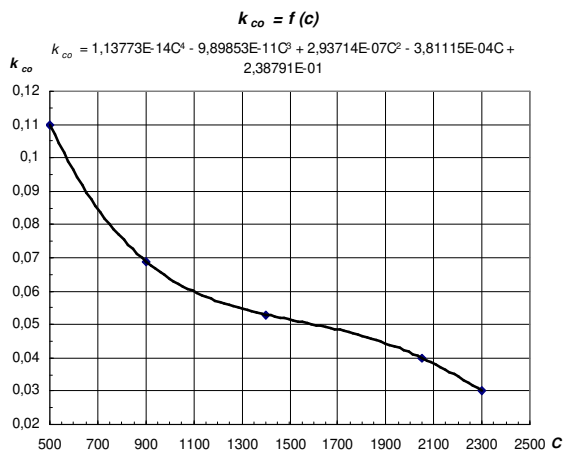


Рис. 4.2 – Графік залежності $k_{Co} = f(C)$.

Приймаємо $k_{Co} = 0,064$.

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,064}} = 4,47.$$

Розхід рідини через одне колесо дорівнює:

$$Q_1 = \frac{Q}{z_{\pi}},$$

де z_{π} – кількість потоків (коліс) в насосі, шт. Приймаємо $z_{\pi} = 1$.

$$Q_1 = \frac{0,0098}{1} = 0,0098 \text{ (м}^3/\text{с)}.$$

$$D_{\text{inn}} = 4,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0098}{30 \cdot 366,33}} = 0,0631 \text{ (м)}.$$

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

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

де $d_{\text{ст}}$ – діаметр маточини робочого колеса, м;

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

Діаметр маточини робочого колеса залежить від діаметру вала ротору насоса і приймається конструктивно:

$$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) \cdot d_{\text{в}},$$

де $d_{\text{в}}$ – діаметр вала ротора насоса, 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 [3].

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.

$$N_{в} = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta} ,$$

$$N_{в} = \frac{1000 \cdot 0,0098 \cdot 280}{0,689} = 3983 \text{ (Вт)},$$

$$M_{к} = \frac{3983}{366,33} = 10,88 \text{ (Н·м)},$$

$$d_{в} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10,88}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,0123 \text{ (м)},$$

$$d_{ст} \approx 0,015 \text{ (м)}.$$

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.

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

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

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:

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o},$$

$$Q_p = \frac{0,0098}{0,97} = 0,0101 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

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

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2},$$

$$c_o = 0,064 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{0,0098 \cdot 366,33^2} = 3,16 \text{ (м/с)}.$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0101}{3,14 \cdot 3,16} + 0,015^2} = 0,0656 \text{ (м)}.$$

Приймаємо $D_0 = 0,0656$ м і $D_1 = 0,06$ м.

Отже приведений діаметр в другому наближенні дорівнюватиме:

$$D_{lmm}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,015^2 + 0,06^2)} = 0,0438 \text{ (м)}.$$

Значення гідравлічного ККД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,0438 - 0,172)^2} = 0,806$$

Об'ємний ККД обчислюється за формулою:

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}},$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{102,005^2}}} = 0,97$$

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

$$\eta_{\text{мвн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}},$$

$$\eta_{\text{мвн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{102,005^2}} = 0,927.$$

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [2]. Приймаємо $\eta_{\text{сп}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме:

$$\eta = 0,806 \cdot 0,97 \cdot 0,927 \cdot 0,95 = 0,689.$$

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 знаходиться в межах від 0 до 15°[2]. 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 (див. рис. 2.3.)

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;

					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

u_1 – колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с.

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2},$$

$$u_1 = \frac{366,33 \cdot 0,06}{2} = 10,99 \text{ (м/с)}.$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як:

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

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

k_1 – коефіцієнт захащення каналу колеса лопатями на вході.

$$c'_{1m} = c_o = 3,16 \text{ (м/с)}.$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_1}{\pi \cdot D_1}},$$

де z – число лопатей робочого колеса насосу;

ΔS_1 – перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м (див. рис. 2.1.).

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:

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276},$$

$$D_2^* = \frac{0,0656}{0,002 \cdot 102,005 + 0,276} = 0,1367 \text{ (м)}$$

Виходячи із забезпечення мінімальних втрат, попереднє значення величини кута β_2 повинно бути обране з табл. 2.1.

					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 $\beta_2 = 25^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1367 + 0,06}{0,1367 - 0,06} \cdot \sin \frac{20 + 25}{2} = 7,04$$

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...12.

Приймаємо $z = 12$.

$$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1},$$

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

Приймаємо $\Delta_1 = 1$ мм.

$$\Delta S_1 = \frac{0,001}{\sin 20^\circ} = 0,003 \text{ (м)},$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,06}} = 1,236.$$

Значення коефіцієнту захаращення k_1 повинно знаходитися в межах 1,1...1,25. Умова виконується.

$$c_{1m} = 3,16 \cdot 1,236 = 3,91 \text{ (м/с)},$$

$$\beta_{10} = \arctg \frac{3,91}{10,99} = 19,59^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,041^\circ$

$$\beta_1 = 19,59 + 0,041 = 20^\circ.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні визначається за формулою:

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

де p – поправка на скінчену кількість лопатей робочого колеса. Зазвичай лежить в межах 0,2...0,4;

L_T – теоретична питома робота колеса, Дж/кг.

$$L_T = \frac{L}{\eta_r},$$

$$L_T = \frac{280}{0,806} = 347,4 \text{ (Дж/кг)}.$$

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2},$$

де ψ – коефіцієнт, яким оцінюється форма лопаті і якість її поверхні.

Для литих робочих коліс величину даного коефіцієнта можна визначити за формулою:

$$\psi = k_3 + 0,6 \cdot \sin \beta_2,$$

де k_3 – коефіцієнт. Лежить в межах 0,55...0,68. Приймаємо $k_3 = 0,55$.

$$\psi = 0,55 + 0,6 \cdot \sin 25^\circ = 0,800.$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,800}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,06}{0,125621} \right)^2} = 0,1728$$

$$L_\infty = (1 + 0,1728) \cdot 347,4 = 407,44 \text{ (Дж/кг)}.$$

$$D_2 = \frac{2}{366,33} \cdot \left[\frac{2,5}{2 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,5}{2 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ} \right)^2 + 407,44} \right] = 0,12562 \text{ (м)}.^{**}$$

Ширина маточини робочого колеса B_k (див. рис. 2.1.) визначається з наступного співвідношення:

$$B_k = (0,2...0,4) \cdot D_2,$$

$$B_k = 0,2 \cdot 0,12562 = 0,026 \text{ (м)}.$$

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1} ; w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}},$$

$$w_1 = \frac{3,91}{\sin 20^\circ} = 11,44 \text{ (м/с)}.$$

$$w_{10} = \frac{3,91}{\sin 19,59^\circ} = 11,67 \text{ (м/с)}.$$

Після визначення необхідних швидкостей потоку рідини, будуюмо трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насоса (див. рис. 2.3.).

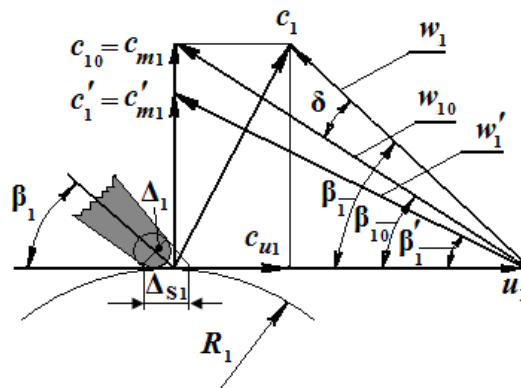


Рис. 4.3 – Суміщені трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насоса.

Визначення колової швидкості потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с.

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2},$$

$$u_2 = \frac{366,33 \cdot 0,12562}{2} = 23,01 \text{ (м/с)}.$$

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

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m},$$

Отож:

$$c_{2m} = 0,75 \cdot 3,91 = 2,5 \text{ (м/с)}.$$

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 – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями.

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}},$$

де ΔS_2 – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м (див. рис. 2.1.).

$$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2},$$

де Δ_2 – товщина лопаті на виході, м. Зазвичай $\Delta_2 = 1 \dots 3$ мм.

Приймаємо $\Delta_2 = 1$ мм.

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 25^\circ} = 0,0024 \text{ (м)}.$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0024}{3,14 \cdot 0,12562}} = 1,080$$

$$c'_{2m} = \frac{2,5}{1,080} = 2,32 \text{ (м/с)}.$$

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

$$c_{2u} = \frac{347,4}{23,01} = 15,1 \text{ (м/с)}.$$

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

$$c_{2u\infty} = \frac{L_r \cdot (1 + p)}{u_2},$$

$$c_{2u\infty} = \frac{347,4 \cdot (1 + 0,1728)}{23,01} = 17,71 \text{ (м/с)}.$$

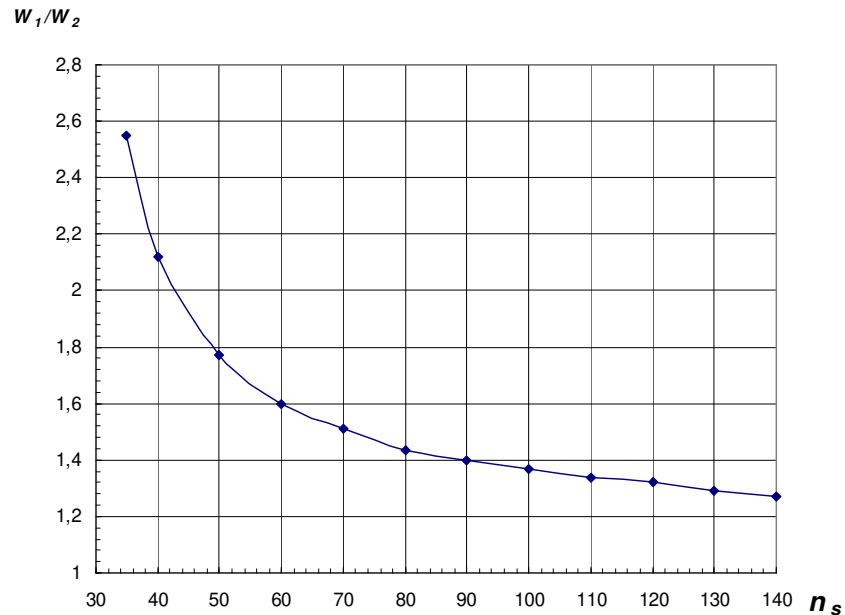
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса обчислюється за формулою:

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2},$$

$$w_2 = \sqrt{2,5^2 + (23,01 - 15,1)^2} = 8,3 \text{ (м/с)}.$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченим числом лопатей $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ знаходиться з графіка (рис. 2.4.)



$$w_1/w_2 = 3,166\text{E-}11 n_s^6 - 1,812\text{E-}08 n_s^6 + 4,228\text{E-}06 n_s^4 - 5,150\text{E-}04 n_s^3 + 3,464\text{E-}02 n_s^2 - 1,231\text{E+}00 n_s + 1,982\text{E+}01$$

Рис. 4.4 – Залежність $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ від n_s .

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

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{11,44}{8,3} = 1,379.$$

Дійсне співвідношення (w_1/w_2) задовольняє оптимальному значенню при $\beta_2 = 25^\circ$. Розрахункове значення кута β_2 встановлене після ряду послідовних наближень. Відповідно і 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:

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2},$$

$$w_{2\infty} = \frac{2,5}{\sin 25^\circ} = 5,92 \text{ (м/с)}.$$

Після визначення колової швидкості u_2 і проекцій абсолютної швидкості c_{2m} , c_{2u} , $c_{2u\infty}$ можуть бути побудовані трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса для $z = \infty$ і $z \neq \infty$ (див. рис. 2.5.).

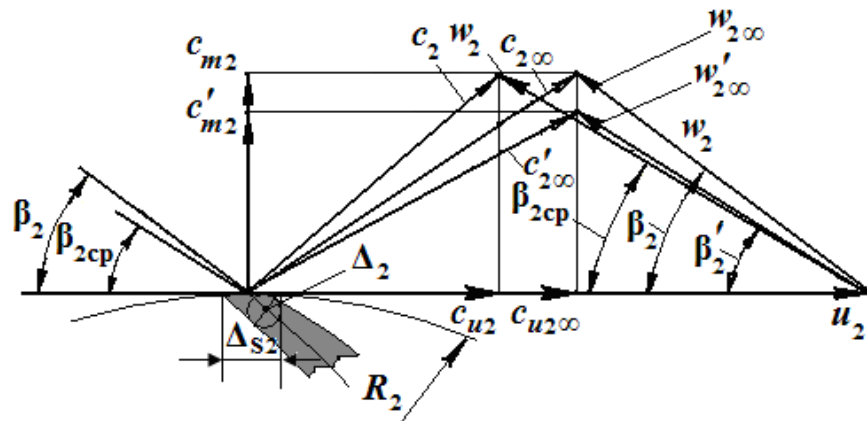


Рис. 4.5 – Суміщені трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса.

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

Діаметр входу в робоче колесо $D_0 = 102,2$ мм

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 60$ мм

Товщина лопаті на вході в колесо $\Delta_1 = 1$ мм

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 20^\circ$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 135,6$ мм

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

Кут установки лопаті на виході $\beta_2 = 25^\circ$

$$\mu_v = 0,2 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

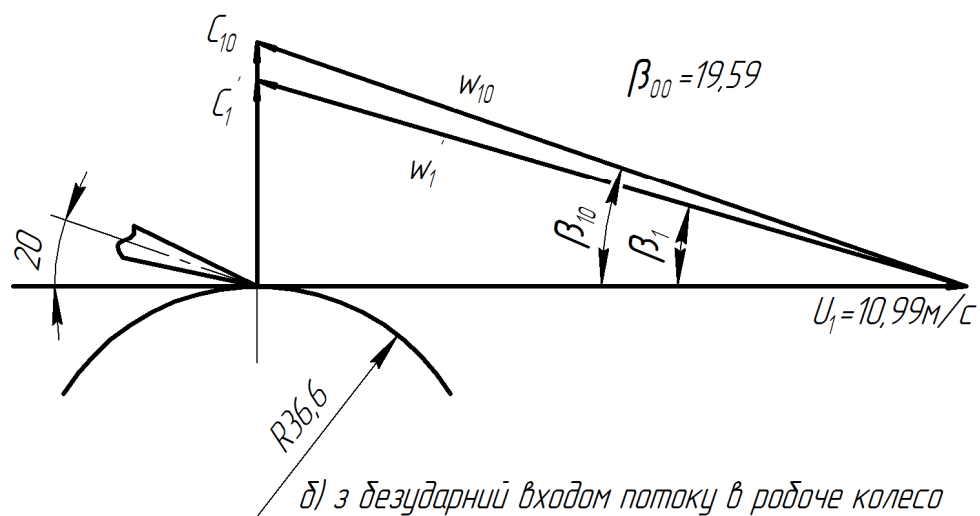
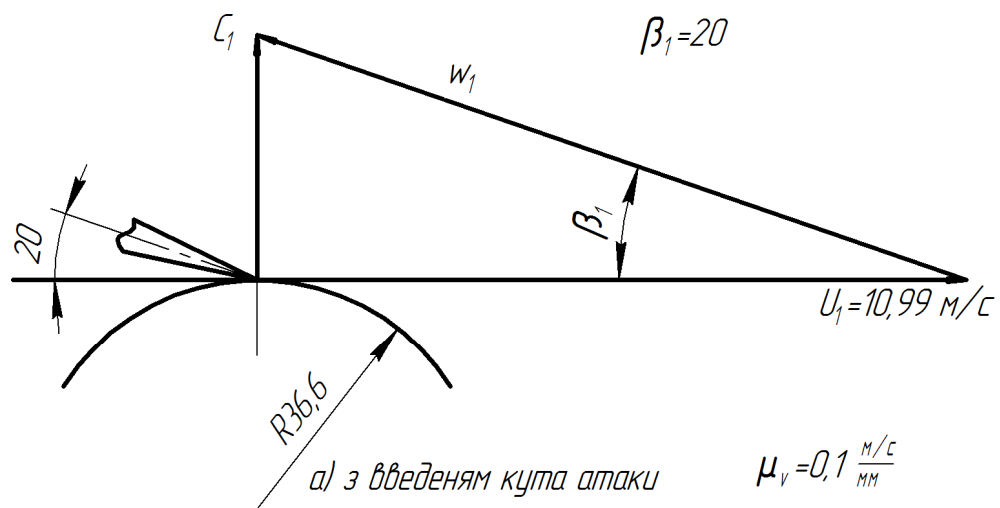
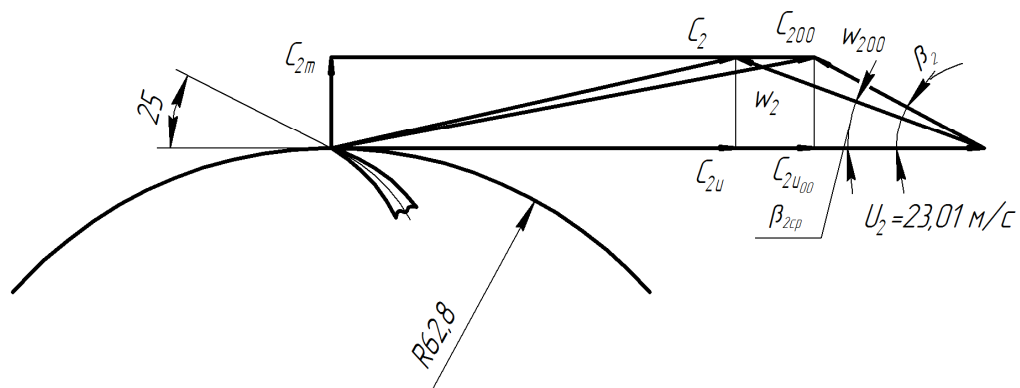


Рис. 4.6. Трикутники швидкостей

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ДР.6.142.5221з.01.ПЗ

Лист

Розрахунок і побудова меридіанного перерізу робочого колеса

Побудова меридіанного перерізу робочого колеса (див. рис. 4.2.) 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 $D_0, d_{ст}, d_v$ (див. рис. 2.1.). Після чого будуємо бокові стінки каналу, які огинають кола з діаметрами b_i .

Таблиця 4.2 – Розрахунок меридіанного перерізу робочого колеса

Параметр	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Прийматка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,006	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,12562	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,006562	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c_{im}}$	0,01697	l
		0,014706	a
		0,01321	b
		0,012191	v
		0,011496	z
		0,01104	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	3,16	l
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захащення каналу колеса лопатями	2,32	2
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	2,992	a
		2,824	b
		2,656	v
		2,488	z
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	-25,6015	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	3,928046	

Таблиця 4.3 – Результати розрахунку меридіанного перерізу робочого колеса.

Радіуси, м	R_1	a	b	c	e	R_2
	0,0300	0,0366	0,0431	0,0497	0,0562	0,0628
Ширини каналів, м	0,0170	0,0147	0,0132	0,0122	0,0115	0,0110
	b_1	a	b	c	e	b_2

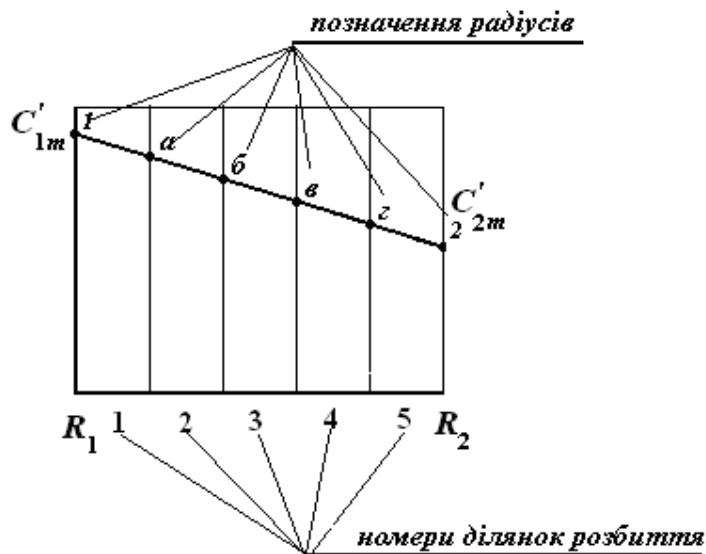


Рис. 4.7 – Графік зміни меридіанній складовій абсолютної швидкості C'_{2m} по радіусу (з позначеннями радіусів і номерів ділянок розбиття).

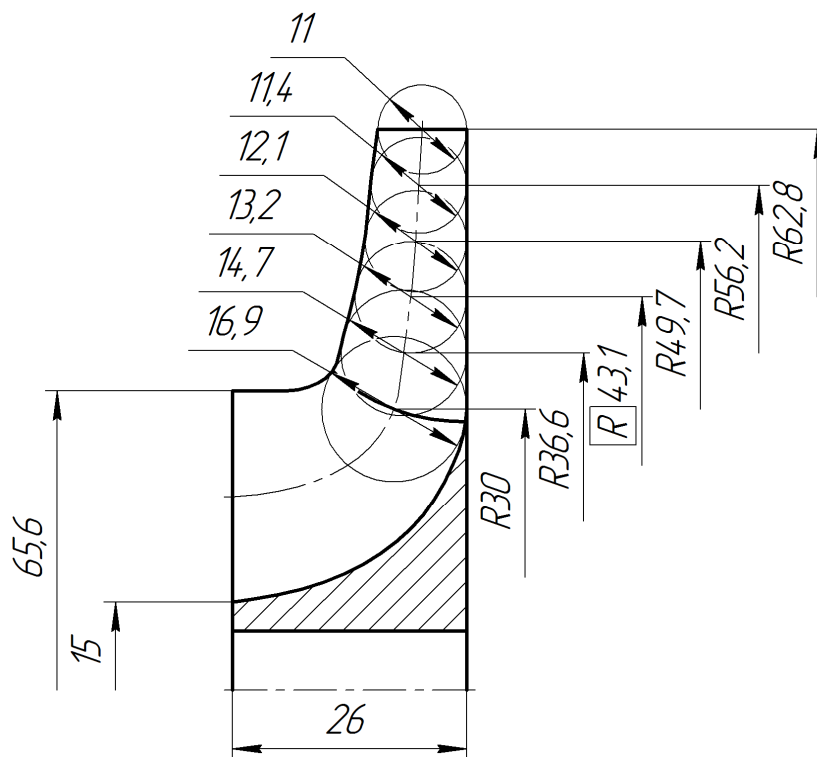


Рис. 4.8 – Меридіанний переріз робочого колеса.

В результаті розрахунку меридіанного перерізу робочого колеса була отримана таблиця результатів (див. табл. 4.2.), за даними якої можлива його ескізна проробка.

Розрахунок і побудова 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 $R - \varphi$ (див. рис. 4.1.). Розрахунок проводиться в табличній формі. Таблиця розрахунків та таблиця результатів розрахунку 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 локальна крива і визначається вид середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.

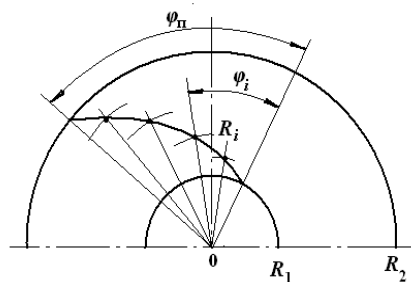


Рисунок 4.9 – Схема побудови лопаті робочого колеса насоса в плані.

Таблиця 4.4 – Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

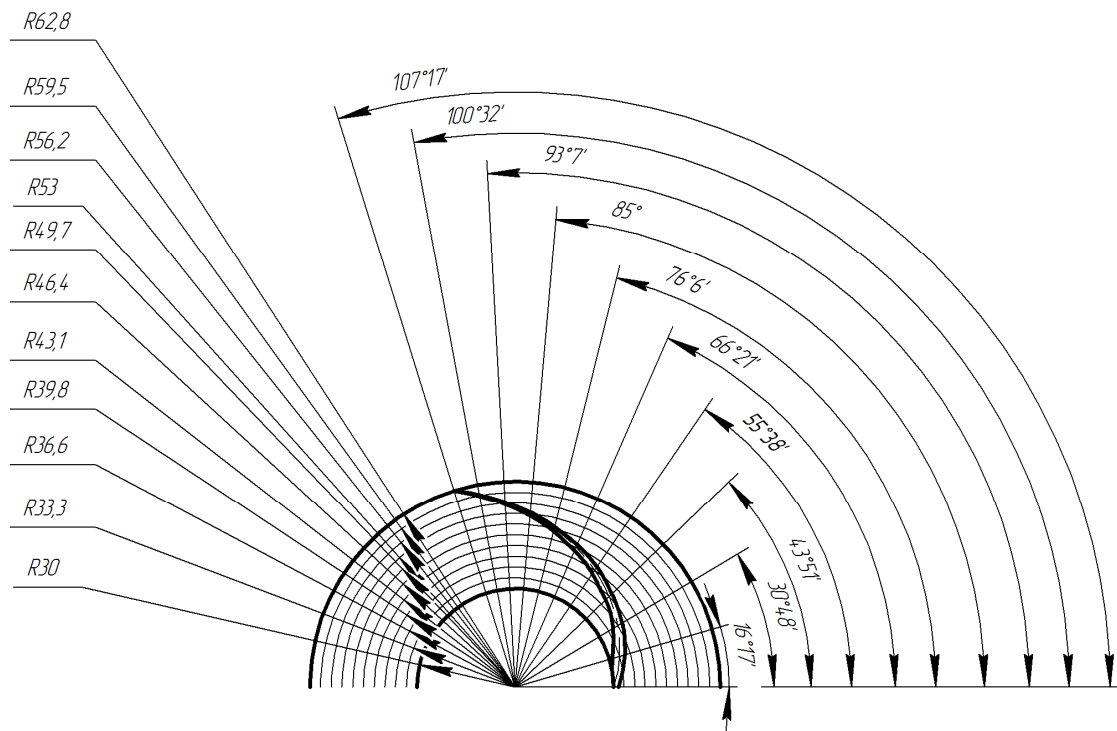
Параметр	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,006	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,12562	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,003281	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0300	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0333	<i>a</i>
		0,0366	<i>б</i>
		0,0398	<i>в</i>

		0,0431	<i>г</i>
		0,0464	<i>д</i>
		0,0497	<i>е</i>
		0,0530	<i>жс</i>
		0,0562	<i>з</i>
		0,0595	<i>и</i>
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0628	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-42,974	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	5,19922	
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	3,91	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в робочому колесі н різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	3,769	<i>а</i>
		3,628	<i>б</i>
		3,487	<i>в</i>
		3,346	<i>г</i>
		3,205	<i>д</i>
		3,064	<i>е</i>
		2,923	<i>жс</i>
		2,782	<i>з</i>
		2,641	<i>и</i>
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	2,5	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-168,239	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	16,48716	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	11,44	1
w_i , м/с	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	10,888	<i>а</i>
		10,336	<i>б</i>
		9,784	<i>в</i>
		9,232	<i>г</i>
		8,68	<i>д</i>
		8,128	<i>е</i>
		7,576	<i>жс</i>
		7,024	<i>з</i>
		6,472	<i>и</i>
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	5,92	2

					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i00}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \lg \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta\varphi_i = \frac{180}{\pi} \times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta\varphi_i$	$R_{i,м}$
1	20,00	91,65	86,54		0	0	0,0300
a	20,26	81,43	77,20		16,28	16,28	0,0333
б	20,56	72,96			14,52	30,80	0,0366
в	20,89	65,80	69,38		13,05	43,85	0,0398
г	21,26	59,63	62,71		11,80	55,64	0,0431
д	21,68	54,24			10,71	66,35	0,0464
e	22,16	49,45	56,93		9,75	76,10	0,0497
ж	22,71	45,14	47,30		8,90	85,00	0,0530
з	23,34	41,22	43,18		8,12	93,12	0,0562
и	24,10	37,58			7,41	100,53	0,0595
2	24,99	34,17	39,40		6,75	107,28	0,0628



Розрахунок та профілювання спірального відвідного каналу трапецієвидної форми методом $R \cdot c_u = \text{const}$

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 швидкісної напруги 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 дифузورний канал, який зазвичай закінчується 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. 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 $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ [2].

Приймаємо $\alpha = 40^\circ$.

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 .

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 [2].

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

де R_2 – радіус робочого колеса, м

$$R_2 = \frac{D_2}{2} ,$$

$$R_2 = \frac{0,12562}{2} = 0,06281 \text{ (м)},$$

$$R_3 = 1,04 \cdot 0,06281 = 0,065 \text{ (м)}.$$

Приросту радіусу ΔR дорівнюватиме:

$$\Delta R = 0,1 \cdot 0,065 = 0,0065 \text{ (м)}.$$

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 [2, 6].

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2 ,$$

$$b_3 = 0,0152 + 0,025 \cdot 0,12562 = 0,014 \text{ (м)}.$$

Товщина язика $\Delta Я$ приймається з конструктивних і технологічних міркувань. Для спірального відводу зазвичай $\Delta Я$ лежить в межах 2...5 мм.

Приймаємо $\Delta Я = 0,002$ м.

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

$$R_я = R_3 + \Delta Я ,$$

$$R_я = 0,065 + 0,002 = 0,067 \text{ (м)}.$$

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

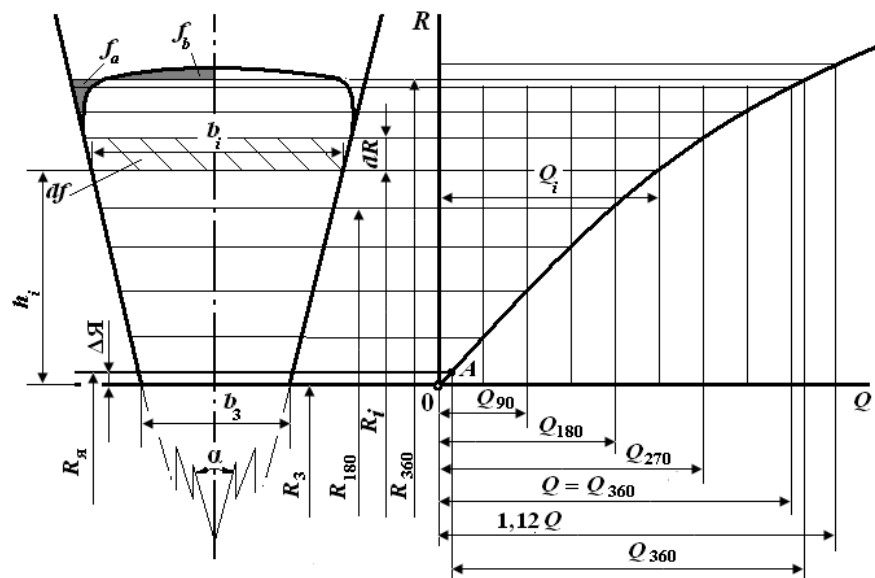


Рис. 4.10 – Комплексний графік для визначення розмірів спірального відводу.

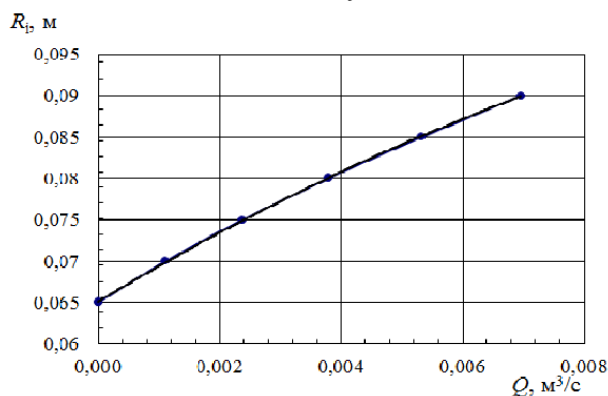


Рис. 4.11 – Залежність внутрішнього радіусу спіральної поверхні відводу від розходу.

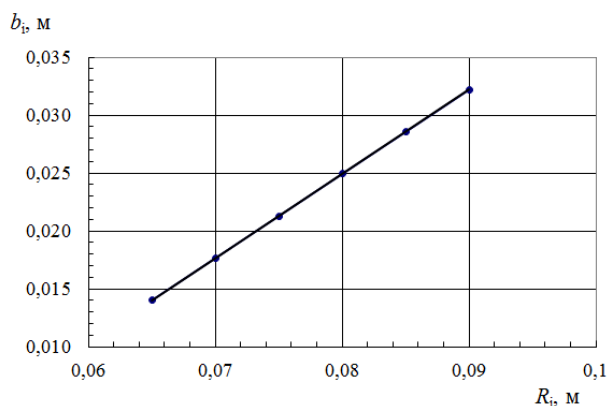


Рис. 4.12 – Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіусу спіральної поверхні відводу.

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 4.10 і 4.11 приведені в табл. 4.6, яка є вибіркою результатів розрахунків обчислених в табличній формі (див. табл. 4.6, 4.7.).

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

Параметр	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.	0,065	R_3
		0,070	a
		0,075	b
		0,080	v
		0,085	z
		0,090	d
		0,095	e
		0,100	$ж$
		0,105	$з$
		0,110	$и$
		0,115	$к$
		0,120	$л$
		0,125	$м$
		0,130	$н$
		0,135	$о$
		0,140	$п$
		0,145	$р$
$b_i, \text{ м}$	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах: $b_i = b_3 + 2 \cdot (R_i - R_3) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	0,014	b_3
		0,018	a
		0,021	b
		0,025	v
		0,029	z
		0,032	d
		0,036	e
		0,039	$ж$
		0,043	$з$
		0,047	$и$
		0,050	$к$
		0,054	$л$
		0,058	$м$
		0,061	$н$
		0,065	$о$
		0,069	$п$
		0,072	$р$

Таблиця 4.7 – Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу.

Перетини	$B_i = \frac{b_i}{R_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta Q = \frac{L_r}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$, м ³ /с	$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^i \Delta Q$, м ³ /с
B_3	0,215385	0,2337		0,0000	0,0000
a	0,251967			0,0011	0,0011
$\bar{b}$	0,283672	0,2975	0,2678	0,0013	0,0024
$\bar{v}$	0,311414			0,0014	0,0038
$\bar{z}$	0,335892	0,3468	0,3237	0,0015	0,0053
$\bar{\partial}$	0,35765			0,0016	0,0070
e	0,377118	0,3859	0,3674	0,0017	0,0087
$\bar{ж}$	0,394639			0,0018	0,0105
$з$	0,410491	0,4177	0,4026	0,0019	0,0124
$и$	0,424903			0,0020	0,0144
κ	0,438061	0,4441	0,4315	0,0020	0,0165
$л$	0,450122			0,0021	0,0186
$м$	0,461219	0,4663	0,4557	0,0022	0,0207
$н$	0,471462			0,0022	0,0230
$о$	0,480947	0,4853	0,4853	0,0023	0,0253
$п$	0,489753			0,0023	0,0276
$р$	0,497953		0,4939	0,0023	0,0299

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 $Q = 0,0279$ м³/с перевищує заданий 0,0278 м³/с менше, ніж на 10%. Тож його відмічаємо як граничне. Результати розрахунків значень розходів, радіусів і ширин з табл. 5.1 і 5.2 переносяться в табл. 4.8 до виділеного значення Q .

Таблиця 4.8 – Результати розрахунку.

	Q , м ³ /с	R_i , м	b_i , м
0	0,0000	0,065	0,0140
a	0,0011	0,07	0,0176
$\bar{b}$	0,0024	0,075	0,0213
$\bar{v}$	0,0038	0,08	0,0249
$\bar{z}$	0,0053	0,085	0,0286
$\bar{\partial}$	0,0070	0,09	0,0322
e	0,0087	0,095	0,0358
$\bar{ж}$	0,0105	0,1	0,0395

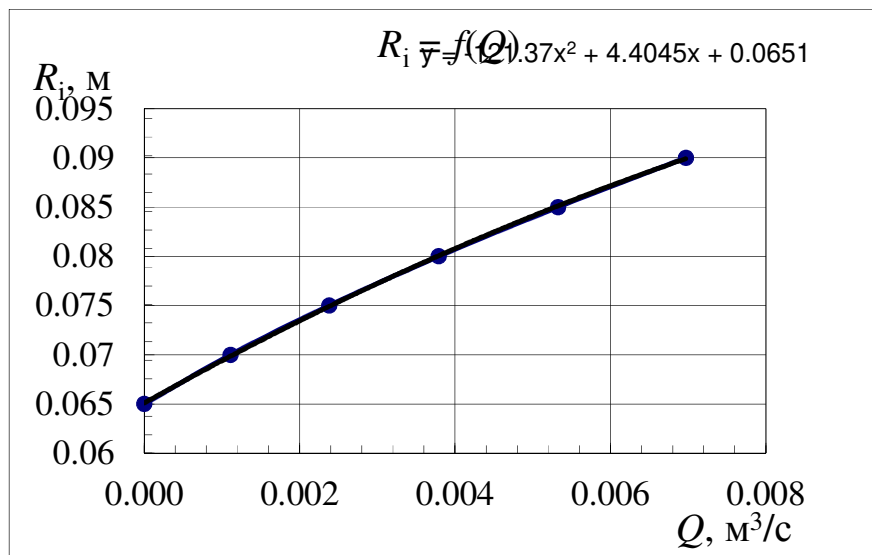


Рис. 4.13 – Результати обробки Рис. 4.10

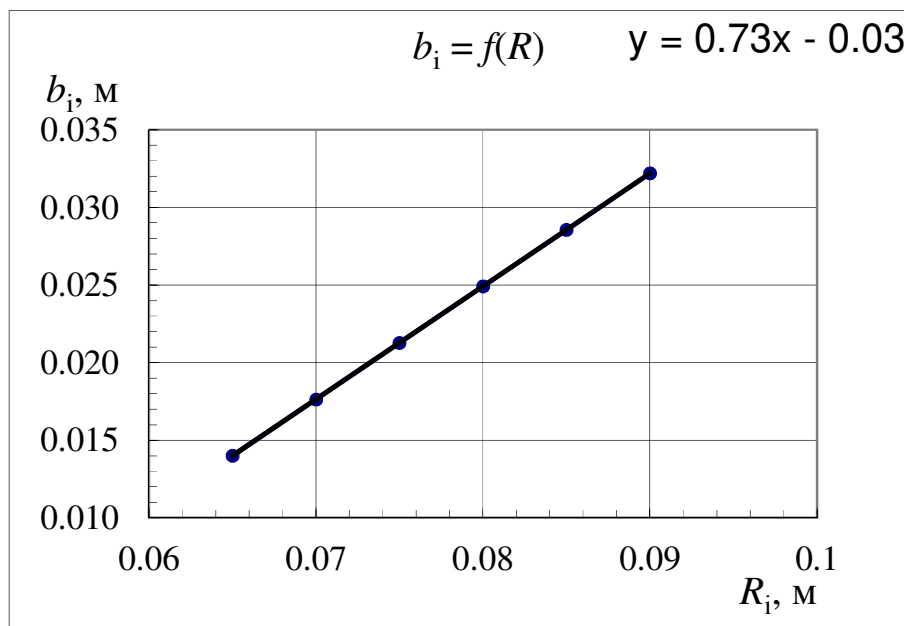


Рис. 4.14 – Результати обробки Рис.4.11

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	65	71	76	81	85	89	92	95	98
b_φ , мм	17,5	21,6	25,4	28,8	32,0	34,9	37,4	39,6	41,6
h_φ , мм	2	8	13	18	22	26	29	32	35

За даними табл. 4.9 будуються контури перетинів завитки в масштабі для вибраних кутів обхвату φ (див. рис. 4.14).

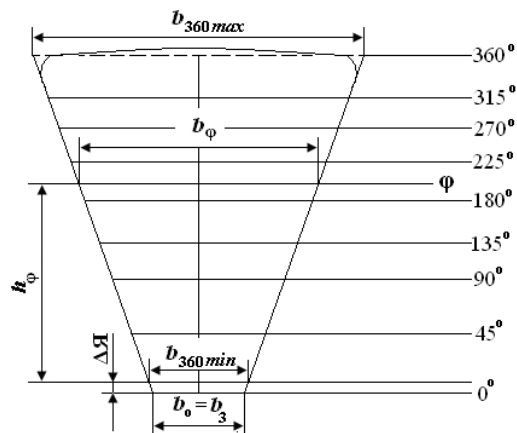


Рис. 4.15 – Поперечні перетини спірального відводу.

При проектуванні перетинів відвідного каналу гострі кути профілю перетину, особливо в верхній його частині, округлюються відповідно до рекомендацій [2]. На рис. 5.6 таке округлення виконується тільки для найбільшого перетину (на куті обхвату 360°).

Далі контури поперечних перетинів відводу розміщуються (накладаються) на кінцях радіусів R_3 , проведених під вибраними кутами обхвату φ_i (на рис. 5.7 ці радіуси проведені через 90°), 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.

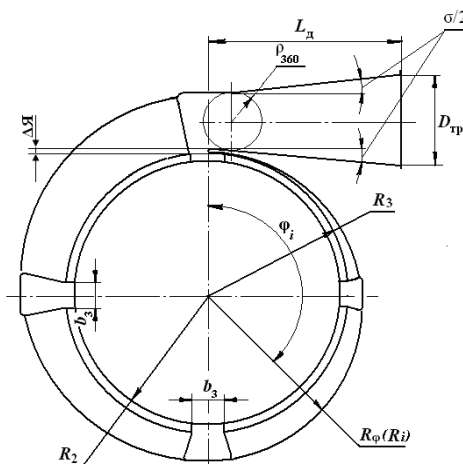


Рис. 4.16 – Спіральний відвід.

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 $R_{\text{тр}}$ і його довжину $L_{\text{д}}$.

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:

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

Данні максимальних і мінімальних значень R і b беремо з табл. 8.

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,155 - 0,065) \cdot (0,06 + 0,014)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0313 \text{ (м)}.$$

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

Приймаємо $c_{\text{тр}} = 4$ м/с.

Діаметр кінцевого перетину дифузору визначається за формулою:

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot c_{\text{тр}}}},$$

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0098}{3,14 \cdot 4}} = 0,056 \text{ (м)}.$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [2] $8 \dots 12$ градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини.

Приймаємо $\sigma = 10^\circ$.

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

$$L_{\text{д}} = \frac{D_{\text{тр}} / 2 - \rho_{360}}{\text{tg} \frac{\sigma}{2}},$$

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$L_d = \frac{0,056 / 2 - 0,0313}{\operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 0,138 \text{ (м)}.$$

Рекомендується, щоб діаметр відводу не перевищував 1,5 максимальної довжини дифузора. В даному випадку він рівний 56 мм, а довжина дифузора 138 мм. Умова виконана.

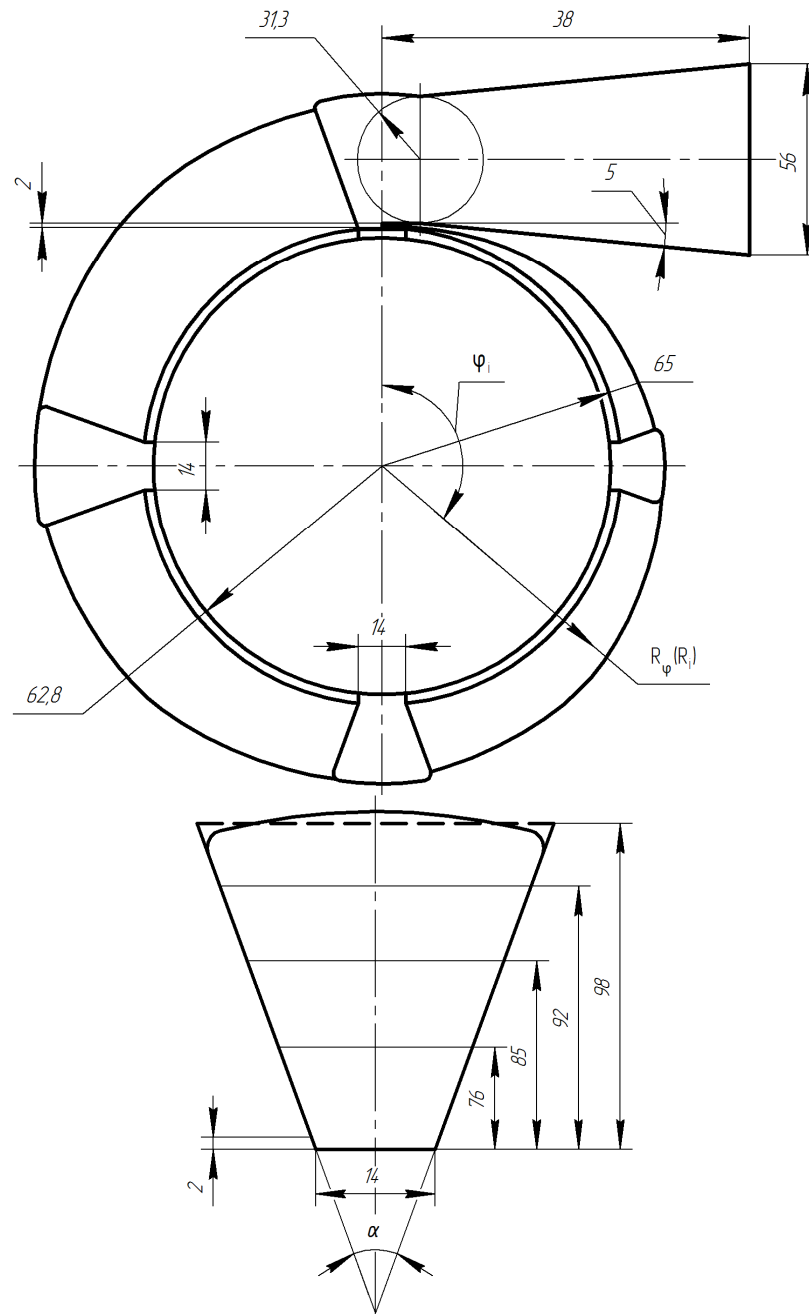


Рис. 4.17 – Спіральний відвід спроектованого насоса.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ДР.6.142.5221з.01.ПЗ

Лист

На підставі розрахунків перетинів відводу і дифузора виконується остаточна побудова внутрішнього контуру спірального відводу в плані. Схематична побудова цього контуру представлена на рис. 5.7.

Оцінка дійсної (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:

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

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:

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

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

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

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{3,91}{10,99} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{3,91}{10,99}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,33,$$

$\lambda_1 = 1,0 \dots 1,2$ [2]. Приймаємо $\lambda_1 = 1,1$.

$$\Delta l_{\text{кр}} = 0,33 \cdot \frac{(366,33 \cdot 0,06)^2}{8} + \frac{3,91^2}{2} \cdot (0,33 + 1,1) = 30,86 \text{ (м}^2/\text{с}^2\text{)}.$$

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$H_{всд} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 2338}{999,13} - 1,2 \cdot 30,86 - 4 \right) = 5,8 \text{ (м)}.$$

Оскільки дійсна висота всмоктування не менше заданої, розрахунок можна вважати завершеним.

Висновок до розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування даного насосу при заданих параметрах: витрата насосу $Q = 67 \text{ м}^3/\text{год}$, питома робота $L = 280 \text{ Дж/кг}$. На підставі розрахунку визначенні основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які не суттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроекований насос відрізняється від прототипного, а саме було змінено робоче колесо насосу, спіральний відвідний канал має трапецієвидну форму в перерізі. Об'ємний ККД становить $\eta_o = 0,97$, а повний ККД насосу становить $\eta_o = 0,689$

Таким чином спроектований насос відповідає завданню на проектування та його ККД задовольняє існуючим нормам.

					ДР.6.142.52213.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Висновок

При виконанні дипломного проекту здійснений детальний аналіз конструкції головного суднового двигуна типу 9ЧН 25,5/40 з аналізом складу, призначення та принципу дії його основних систем.

Виконаний розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна за методикою Гріневецького-Мазінга та в програмному комплексі Blitz-PRO, побудовані відповідні діаграми робочого процесу.

Виконаний розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму двигуна з визначенням діаграм діючих сил, а також діаграми сумарних дотичних сил на маховику двигуна.

Розрахований ступінь відцентрового водяного насосу, що застосовується в складі системи охолодження.

Також здійснені балансові розрахунки основних систем двигуна.

					ДР.6.142.5221з.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		