

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ
завідувач кафедрою ДВЗ, У та ТЕ
д-р техн.наук, професор
О.А. Гогоренко

«___» _____ 2022 р.

Дипломна робота бакалавра

*Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 12,8/16,6
(MAN D285) потужністю $N_e = 390 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$*

Виконав студент

Єрмаков П. В.

підпис

Керівник

Мінчев Д. С.

підпис

Миколаїв 2022 р.

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Опис двигуна 6ЧН 12,8/16,6 та його систем	6
2. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна	23
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна за методом Гріневецького-Мазінга	24
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна за методом Гріневецького-Мазінга	25
2.3 Розрахунок робочого циклу за методикою Гріневецького-Мазінга	27
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	34
2.5 Програма розрахунку Blitz-PRO	35
2.6 Обґрунтування вихідних даних	37
2.7 Порівняння результатів розрахунків робочого циклу за методом Гріневецького-Мазінга та у програмі Blitz-PRO	48
3. Розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму для номінального режиму роботи двигуна 6ЧН 12,8/16,6	57
3.1 Розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму	58
3.2 Визначення та розрахунок маховика	65
4. Проектування відцентрового насосу системи охолодження двигуна	68
4.1 Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta l_{кр}$, коефіцієнту кавітаційної швидкохідності C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкохідності n_s	69
4.2 Визначення основних розмірів робочого колеса	70

					ПЗ.6.142.2227ст.02			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Єрмаков П. В.			Зміст	Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант							3	
Керівник		Мінчев Д.С.				НУК		
Зав. каф.		Гогоренко О. А.						
						ім. адмірала Макарова		

4.3	Розрахунок і побудова меридіанного перерізу робочого колеса	85
4.4	Розрахунок і побудова середньої лінії лопаті робочого колеса в плані	88
4.5	Розрахунок та профілювання спірального відвідного каналу трапецієвидної форми методом $R \cdot Cu = \text{const}$	92
4.6	Оцінка дійсної (допустимої) висоти всмоктування насосу	102
5.	Розрахунки основних систем двигуна	104
5.1	Розрахунок основних елементів паливної системи	105
5.2	Розрахунок системи змащення	107
	Висновок	111
	Література	

Вступ

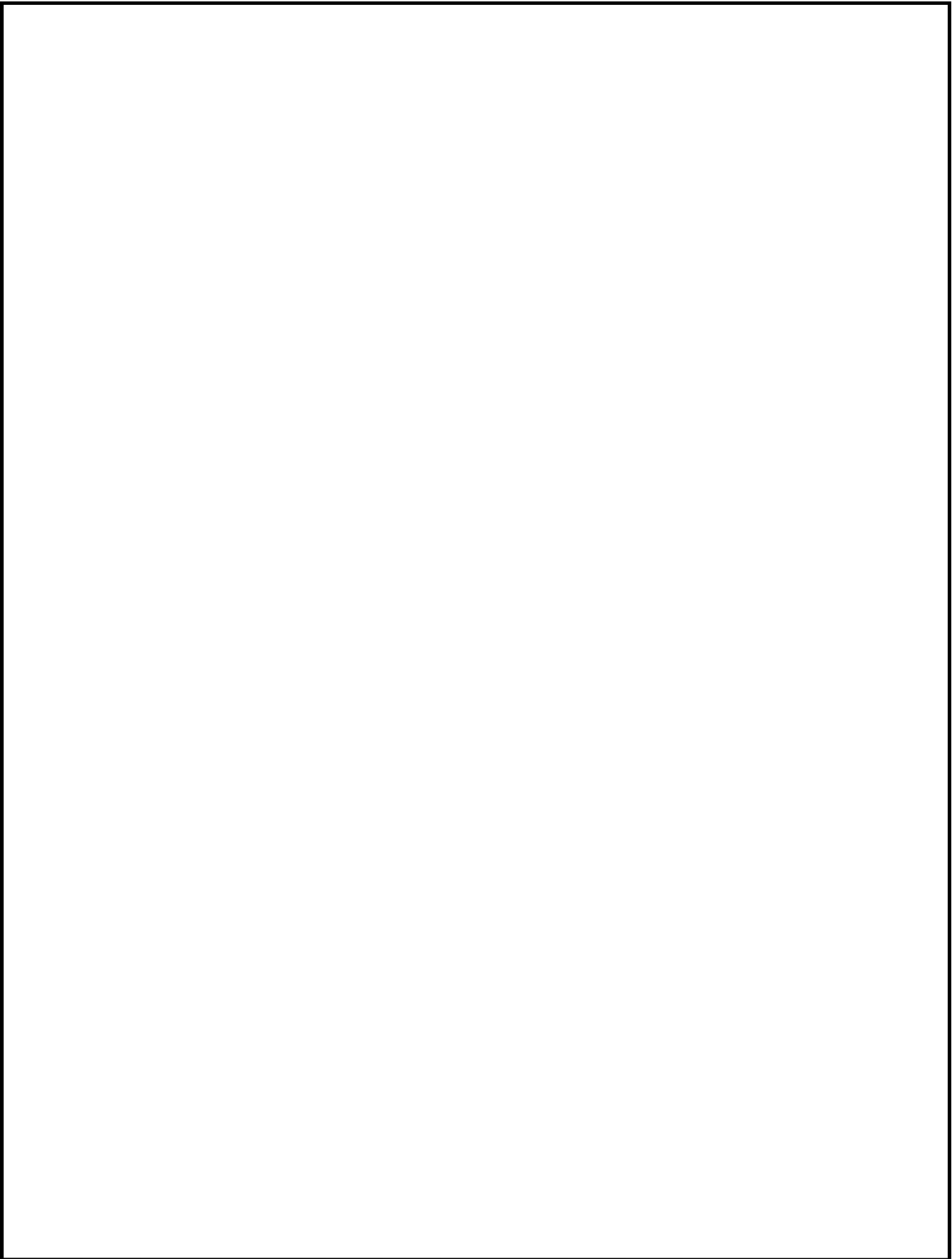
Згідно з завданням кафедри, в даній роботі виконаний розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 12,8/16,6 потужністю $N_e = 390$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹, який застосовується в якості головного суднового двигуна.

Головний судновий двигун типу 6ЧН 12,8/16,6, що випускається фірмою MAN та має маркування MAN D2876 LE301. Даний двигун є рядним шестициліндровим дизельним двигуном.

В дипломній роботі будуть виконані опис двигуна та його основних систем, розрахунки робочих циклів двигуна за двома методиками, а саме: за методикою Гріневецького-Мазінга та програмного комплексу Blitz-PRO, динамічний розрахунок двигуна, розрахунок відцентрового насоса центральної системи охолодження та розрахунок паливної системи та системи змащення.

Робота викладена на 113 аркушах та містить 5 плакатів та креслень формату А1.

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5



					ПЗ.6.142.2227ст.02			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Опис двигуна 6ЧН 12,8/16,6 та його систем	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент	Єрмаков П. В.						6	
Консультант								
Керівник	Мінчев Д.С.					НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Гогоренко О. А							

1. ОПИС ДВИГУНА 6ЧН 12,8/16,6 ТА ЙОГО СИСТЕМ

Для виконання поставлених в роботі задач по розрахунку робочого циклу, динаміки силового механізму, параметрів навісних агрегатів необхідно встановити конструктивні особливості двигуна, а саме: основні параметри двигуна, особливості конструкції основних елементів, матеріалів з яких вони виготовлені, особливості змащування циліндрів, особливості конструкції форсунок та визначити основні елементи та принцип дії основних систем двигуна.

Дизелі 6ЧН12,8/16,6 (MAN D2876 LE301) є шестициліндровими, чотирьохтактними, нереверсивними однорядними двигунами внутрішнього згорання з вертикально розташованими циліндрами.

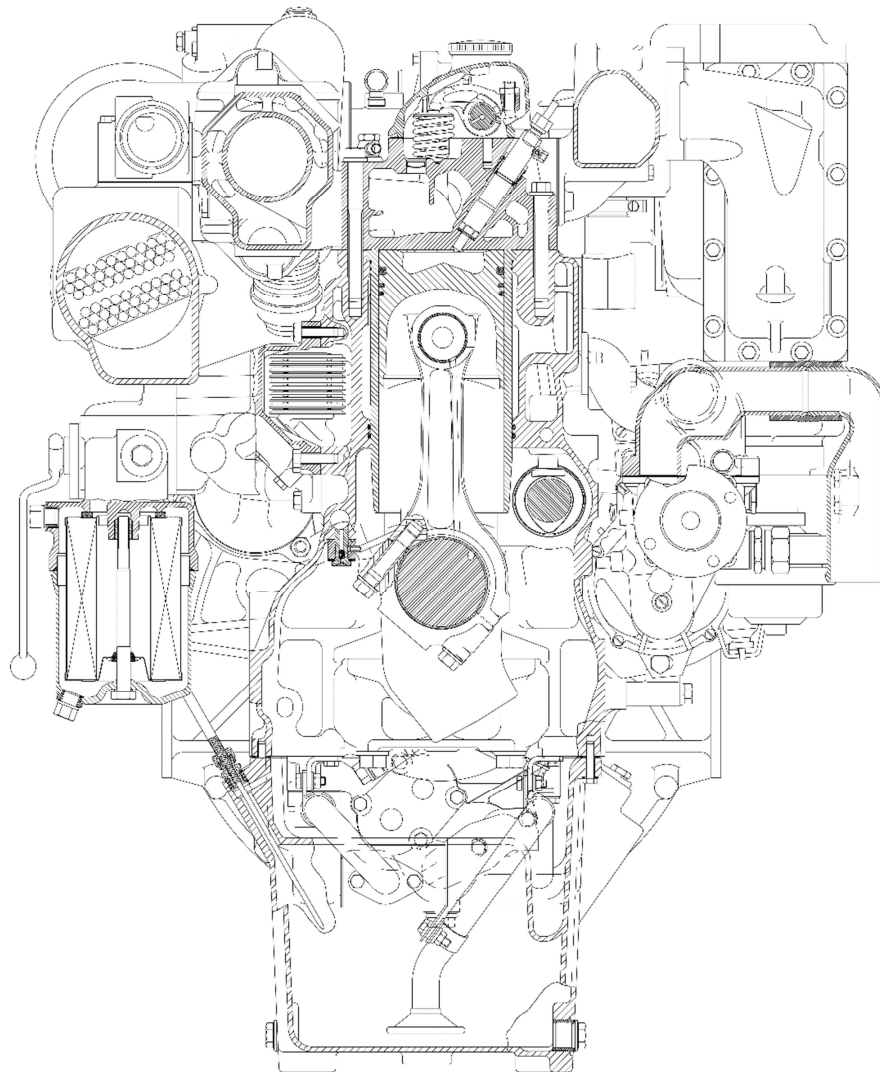


Рис. 1.1 Двигун 6ЧН 12,8/16,6 (MAN D 2876 LE 301)

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Остов двигуна

Блок циліндрів (рис. 1.2) суцільний відлитий з чавуну, має шість вставних втулок циліндрів. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовки втулок досягається у верхній частині притисненням прижимного бурта втулки до блоку, в нижній - двома кільцями ущільнювачів, укладеними в канавки втулок. У отворах перегородок паралельно осі колінчастого валу розташовані підшипники розподільного валу. Кришки корінних підшипників з блоком циліндрів утворюють сім опор корінних шийок колінчастого валу. Крайня опора з боку маховика спільно з кільцями утворює радіально упорний підшипник. Кришка радіально упорного підшипника зафіксована від подовжніх переміщень штифтами. Верхні вкладиші корінних підшипників біметалічні.

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

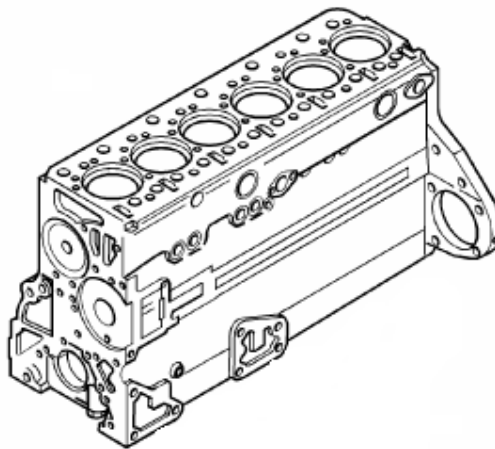


Рис. 1.2 – Блок циліндрів

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

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

Кришка циліндрів (на один циліндр одна кришка). Кожна кришка прикріплена до блоку циліндрів шістьма гайками і шпильками. Стик кришки з блоком циліндрів ущільнений прокладкою. У кришці циліндрів розташовані впускні і випускні клапани і форсунки. Робочі клапани мають направляючі вту-

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

лки, запресовані в кришки циліндрів. Зверху до кришки циліндрів прикріплений кронштейн коромисел. У кронштейні коромисел розміщена порожниста вісь коромисел клапанів. Отвори в торцях осі щоб уникнути витікання масла закриті різьбовими пробками. Кронштейн має отвір для підведення масла до підшипників коромисел. Дві гайки кріплення кришок циліндрів до блоку виконані високими. У них укрупнені болти для підйому агрегату.

Кривошипно – шатунний механізм

Колінчастий вал – сталевий семиопорний. Робочі поверхні шийок загартовані. Вал спільно з маховиком динамічно збалансований. Допустимий дисбаланс 0,01 Нм. При заміні колінчастого валу або маховика в умовах експлуатації необхідно їх спільно збалансувати динамічно або статично .

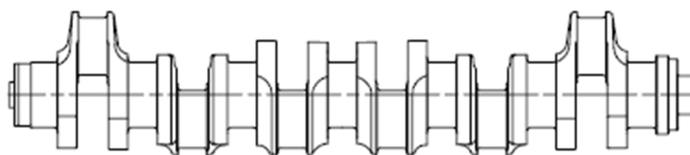


Рисунок 1.3 – Колінчастий вал

Шатун – з покращеної сталі. Підшипник поршневого пальця забезпечується маслом через довгий отвір для подачі масла в шатуні. Шатун з трапецевидними скосами в районі отвору для поршневого пальця і без припливу для балансування. Кришку і штангу зафіксовано за допомогою зубів роз'єму і привінчені буртиковими гвинтами Torx. Вкладиші нижньої головки виконані з виступами, що входять в пази шатуна і його нижньої кришки .

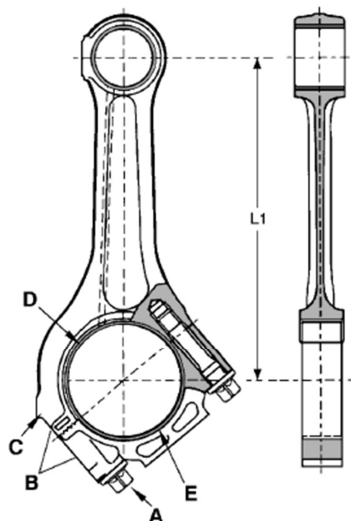


Рис. 1.4 – Шатун

Поршень має два компресійних і одне маслоз'ємне кільце. Канавки під маслоз'ємними кільцями мають дренажні отвори. Поршень виготовлений зі спеціального алюмінієвого сплаву, для верхнього компресійного кільця встановлена чавунна зміцнююча вставка. Для менших теплових деформацій і збереження оптимально зазору між стінкою поршня і гільзою, в конструкції деталі виконане обтягування зі сталевих смуг. Оскільки днище поршня охолоджується струменем масла, необхідно дотримуватися положення отворів для охолоджуючого масла, які при установці повинні бути повернуті до масляної форсунки. Необхідність каналів для проходження охолоджуючого масла викликана високими значеннями термічних навантажень, що виникають при роботі двигуна D2876.

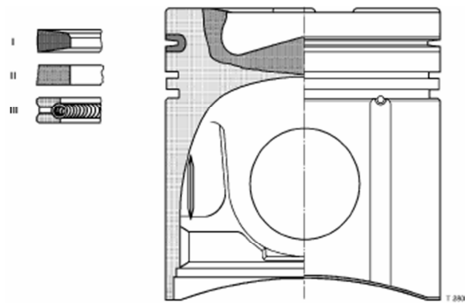


Рис. 1.5 – Поршень

Механізм газорозподілу

Розподільний вал цільний, має центральний отвір для підведення масла до підшипників. Опорні підшипники складаються з двох половин, що скріплюються пружинними кільцями. Опорні підшипники валу взаємозамінні. Всі підшипники зафіксовані гвинтами, укрученими в стінку блоку.

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

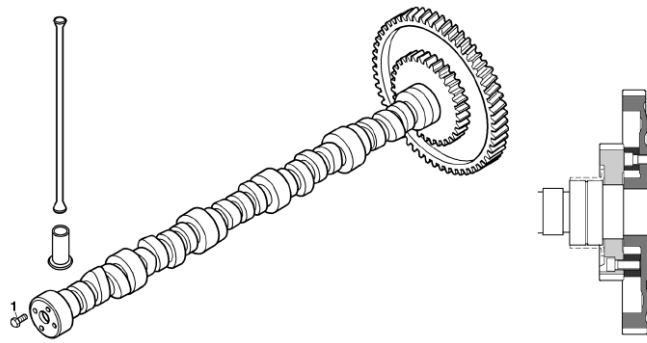


Рис. 1.6 – Розподільчий вал

Система газообміну

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива, в необхідній кількості і заданими параметрами.

Функціональна *схема газовідводу* (газовихлопу) призначена забезпечувати найбільш раціональний відвід відпрацьованих в циліндрі газів.

Під раціональним відводом розуміється така організація відводу, яка сприяє максимальному використанню енергії робочого тіла як в циліндрі двигуна, так і поза нього, а також якісну очистку і наповнення циліндрів. Крім того необхідно забезпечити мінімальний по шкідливості вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів.

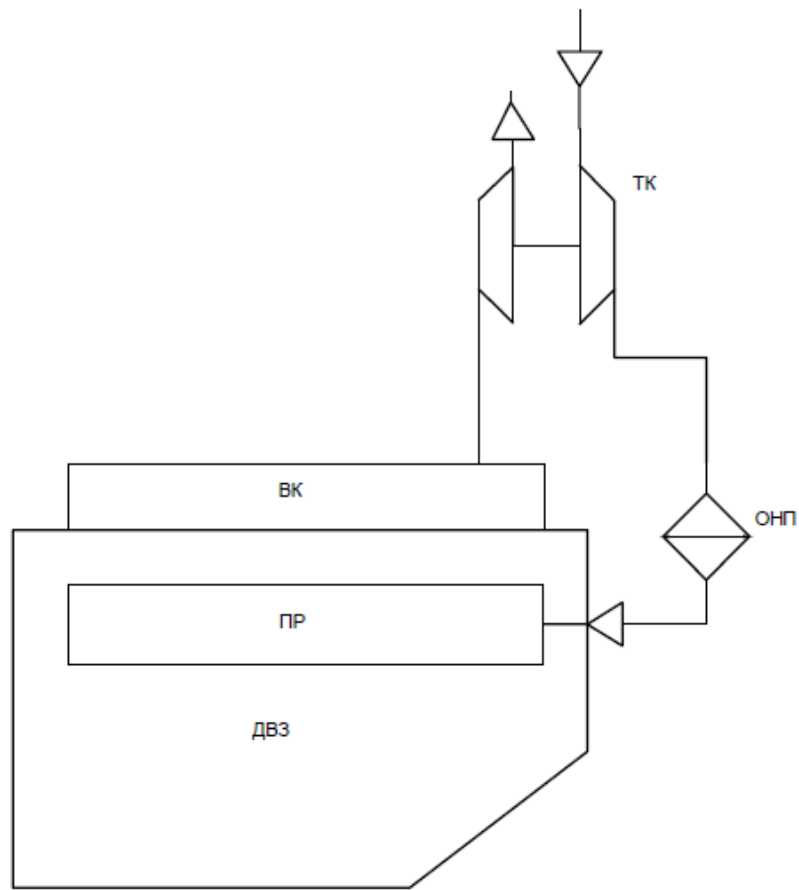


Рис. 1.7 – Схема системи газообміну

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; ПР – повітряний ресивер;
ВК – випускний колектор; ТК – турбокомпресор; ОНП – охолоджувач надувного повітря.

Опис систем повітропостачання і газовідводу

Функціональна *система повітропостачання* в загальному випадку складається з таких підсистем: компресора, теплообмінників, колектора, повітроводів.

Призначенням компресора є підвищення густини повітря за рахунок стискування його і переміщення.

В теплообмінниках густина стисненого повітря змінюється за рахунок зміни його температури.

Колектор служить для забезпечення рівномірної подачі повітря у всі циліндри двигуна.

Повітроводи призначені для транспортування повітря.

Функціональна *система газовідводу* складається за таких підсистем: колекторів випускних, утилізаційних газових турбін. Випускні колектори призначені для відводу із циліндрів відпрацьованих газів з максимально можливим збереженням їх енергії. При цьому вони повинні сприяти очистці циліндрів від остаточних газів.

Призначенням газових турбін є перетворення в крутний момент механічної енергії відпрацьованих в циліндрах газів.

Газоходи служать для транспортування відпрацьованих газів.

Складові систем

На дизелі встановлений турбокомпресор, що використовує енергію відпрацьованих газів для наддуву повітря в циліндри двигуна. Турбокомпресор складається з відцентрового компресора і радіальної доцентрової турбіни.

Охолоджувач надувного повітря схематично нагадує радіатор, відміна лише в тому, що в ньому протікає повітря а не охолоджуюча рідина.

Утилізатори теплоти відхідних газів – в якості утилізатора теплоти виступає турбіна турбокомпресора, яка в принципі не утилізує відпрацьовані гази, а лише використовує їх енергію.

Випускний колектор виконаний у вигляді чавунної виливки з трьома фланцевими патрубками, з'єднаними з випускними каналами головки блоку циліндрів. У місцях з'єднання між фланцями і привалочною площиною головки встановлені прокладки з залізоазбестового полотна. Колектор за допомогою шпильок і гайок прикріплений до фрезерованою площині з правого боку головки блоку циліндрів. На іншому кінці випускного колектора передбачений фланець для установки перехідника .

Температурні компенсатори – призначені для компенсації температурних розширень. Найчастіше виконаний в виді гофри, може бути прорезиненим, або з пружних матеріалів.

Паливна система

Паливна система двигуна призначена для розміщення запасу палива, очистки, розпилення палива і рівномірного розподілу його по циліндрах відповідно до порядку роботи двигуна.

Система живлення дизеля складається з паливного насоса, форсунок, трубопроводів низького та високого тиску, повітроочисника, впускного і випускного колекторів, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, паливного бака.

Схема паливної системи показана на рис. 1.8. Паливний насос подає паливо з бака через фільтр грубого очищення до фільтру тонкого очищення. Від фільтру тонкого очищення паливо поступає в паливоподаючий канал паливного насоса. Паливоподаючий канал, що проходить через корпус насоса, сполучений отвором в гільзі плунжера з над плунжерним простором. Насос під високим тиском подає паливо до форсунок які уприскують його в камеру згорання. Надлишки палива через протилежний отвір в гільзі плунжера потрапляють у відсічний канал і далі через перепускний клапан, встановлений на паливному насосі, до фільтру тонкого очищення і на злив у витратний бак. Паливо просочилося через зазор між голкою і корпусом розпилювача форсунки, а також через зазори плунжер-гільза, плунжера паливного насоса і штовхач – втулка, штовхача паливопідкачуючого насоса, зливається по паливопроводу в бак. Кількість палива, що подається насосом, регулюють перепусканням його в кінці ходу нагнітання при повороті плунжерів. Початок подачі палива окремими плунжерами регулюють при виготовленні насоса або в спеціальних ремонтних майстернях.

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

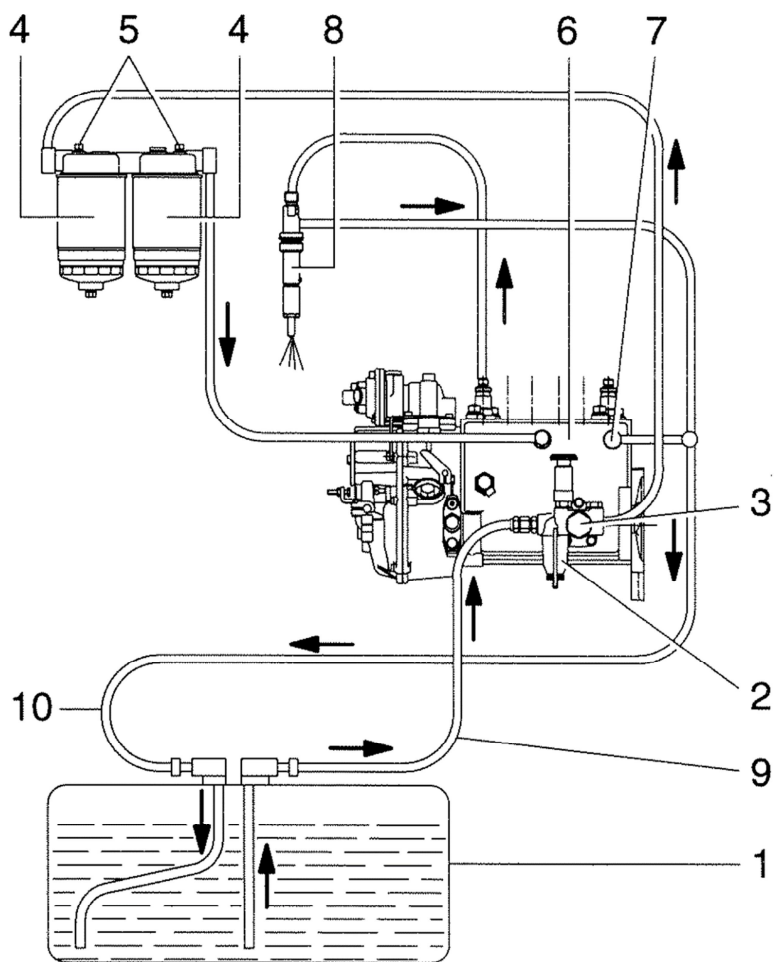


Рис. 1.8 – Паливна система

1–Паливний бак, 2–Фільтр грубої очистки, 3–Насос подачі палива,
4–Паливний фільтр, 5–Підбурюючий гвинт, 6–Паливний насос,
7–Перепускний клапан, 8–Паливна форсунка, 9–Всмоктувальний патрубок, 10–
Зворотній патрубок

Форсунка

Форсунка призначена для впорскування палива в циліндр дизеля. Вона забезпечує необхідний розпил палива і обмежує початок і кінець подачі палива.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227 ст.02

Аркуш

15

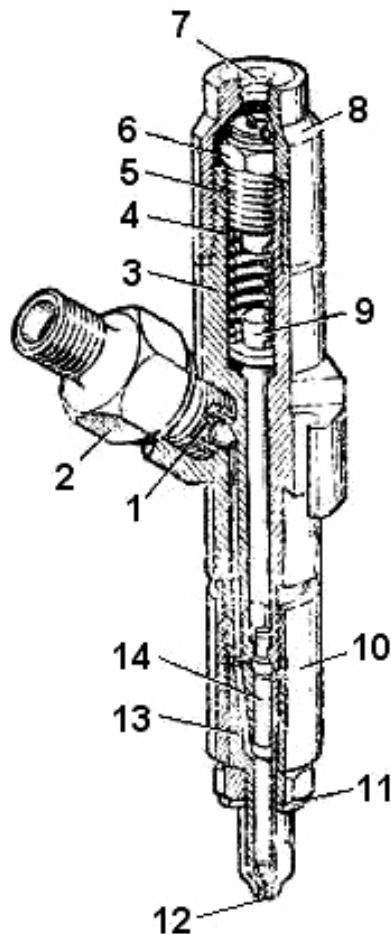


Рисунок 1.9 – Форсунка

1 – прокладка; 2 – штуцер; 3 – корпус форсунки; 4 – пружина; 5 – регулювальний гвинт; 6 – гайка; 7 – зливний отвір; 8 – ковпак; 9 – штанга; 10 – гайка розпилювача; 11 – прокладка; 12 – розпилювальний отвір; 13 – корпус розпилювача; 14 – голка розпилювача.

Фільтр грубого очищення палива

Фільтр грубої очистки – призначений для попередньої очистки палива від грубих часток. Злив відстою з фільтра проводиться через отвір, розташований в нижній частині стакану і закривається пробкою.

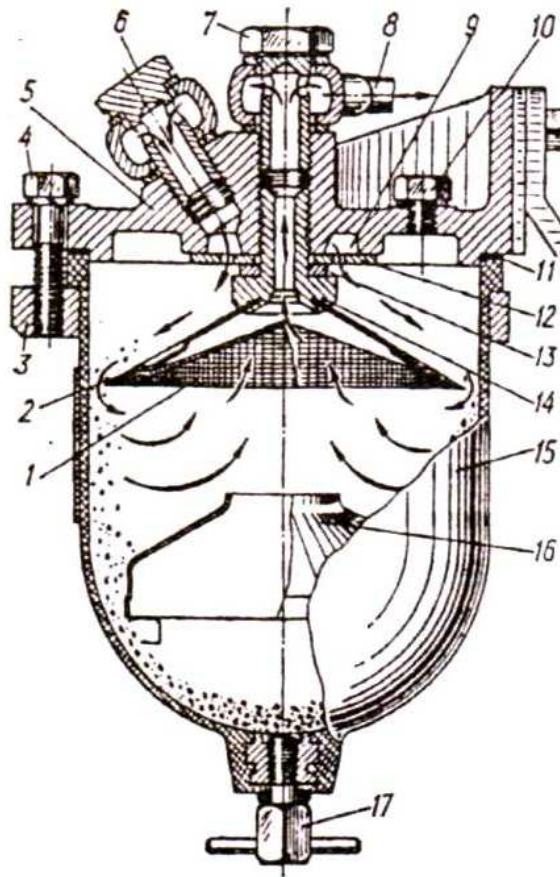


Рисунок 1.10 – Фільтр грубої очистки

1 – сітка; 2 – направляючий конус; 3 – кільце; 4 – болт; 5 – корпус; 6, 7 – штуцерні болти; 8 – паливопровід; 9 – кільцева порожнина; 10 – пробка; 11 – прокладка; 12 – розподільча шайба; 13 – пружинна шайба; 14 – втулка з шестигранною голівкою; 15 – стакан; 16 – заспокоювач; 17 – зливна пробка.

Фільтр тонкого очищення палива

Фільтр тонкої очистки палива служить для остаточного очищення палива. Фільтр тонкої очистки - нерозбірний.

Паливо, проходячи крізь штори паперового фільтруючого елемента, очищається від механічних домішок. В нижній частині корпусу знаходиться пробка для зливу відстою.

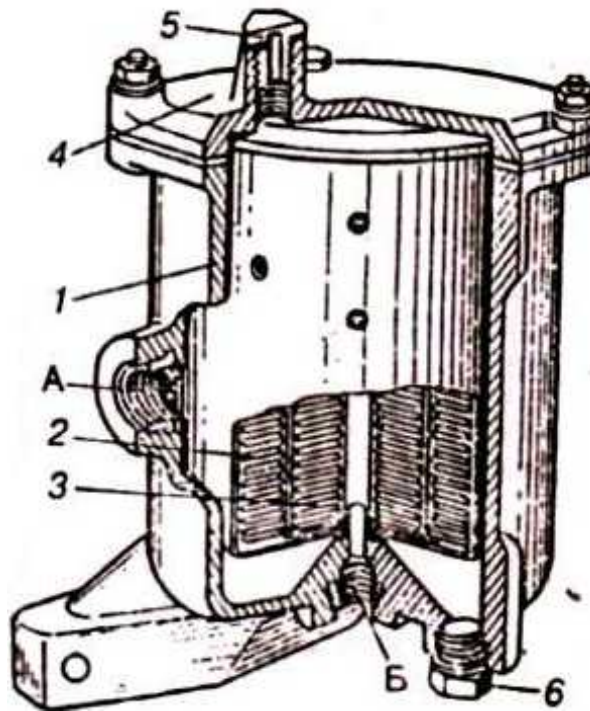


Рисунок 1.11 – Фільтр тонкої очистки палива

1 – корпус; 2, 3 – фільтруючі елементи; 4 – кришка; 5 – вентиль для пропускання повітря; 6 – пробка для зливу відстію.

Система мащення

Циркуляційна мастильна система охоплює колінчастий вал, підшипники шатуна і розподільчого вала, привід клапанів, проміжне зубчасте колесо редуктора, компресор, а також турбокомпресор ОГ. Шестеренний масляний насос з корпусом, встановленим в задньої частини картера, і регулюючим клапаном тиску масла в головному каналі, одночасно розрахований і для розвантаження масляного насоса після запуску холодного двигуна при низьких температурах навколишнього середовища. Водяний масло охолоджувач може мати різну кількість плоских пластин для отримання ступеня охолодження, відповідної потужності. Очищення мастила в основному потоці проводиться за допомогою єдиного змінного патрона, що не потребує складного технічного обслуговування.

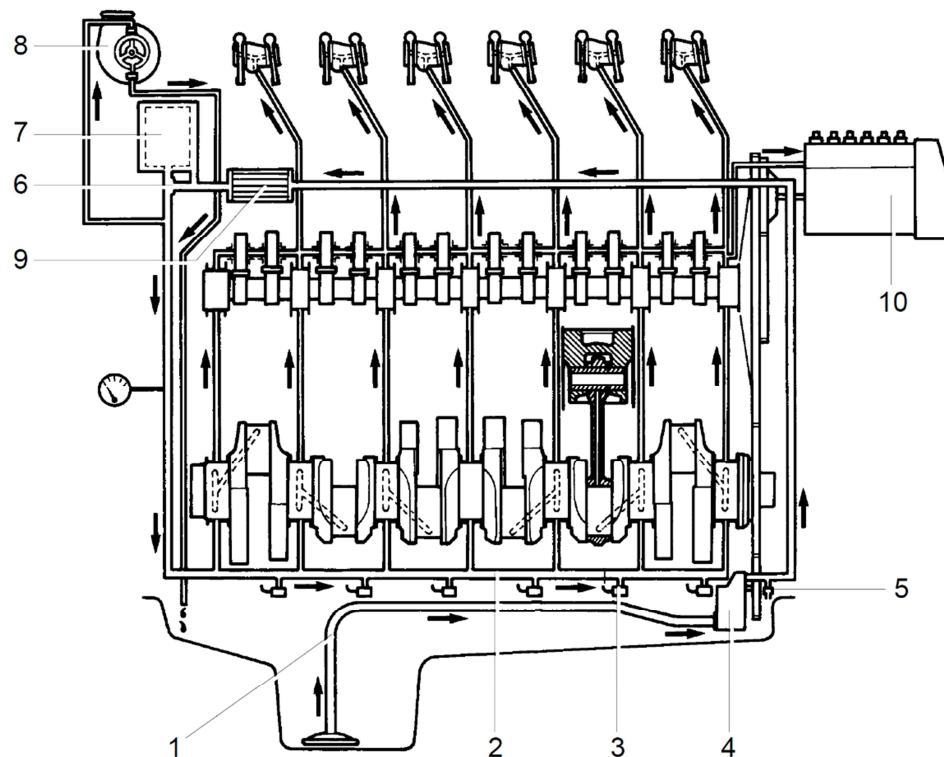


Рисунок 1.12 – Система мащення

1 – Маслопровід, 2 – Розподільний патрубок, 3 – Масляна форсунка,
4 – Масляний насос, 5 – Клапан скидання тиску масла, 6 – Перепускний клапан,
7 – Масляний фільтр, 8 – Турбокомпресор, 9 – Масляний радіатор,
10 – ПНВТ

Система охолодження

Рідинне примусове охолодження регулюється термостатом з водяним насосом великої потужності, приводиться через колінчастий вал і не вимагає технічного обслуговування. Патрон термостата розміщений в окремому корпусі з лиття; циркуляція охолоджуючої рідини здійснюється по малому контуру в період прогріву. Так як при холодному двигуні радіатор залишається відокремленим від циркуляції охолоджуючої рідини до тих пір, поки термостат не почне відкриватися при 83°C , то завдяки цьому можливе швидке досягнення робочої температури охолоджуючої рідини.

Водяний насос, який не потребує технічного обслуговування, встановлений на передньому кінці картера колінчастого вала і наводиться безпосередньо

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227ст.02

Аркуш

19

від колінчастого вала. Ходове колесо водяного насоса, що володіє односторонньою опорою, запресовано в гарячому стані в сталевий вал і закріплено безпосередньо на колінчастому валі двигуна за допомогою центрального болта.

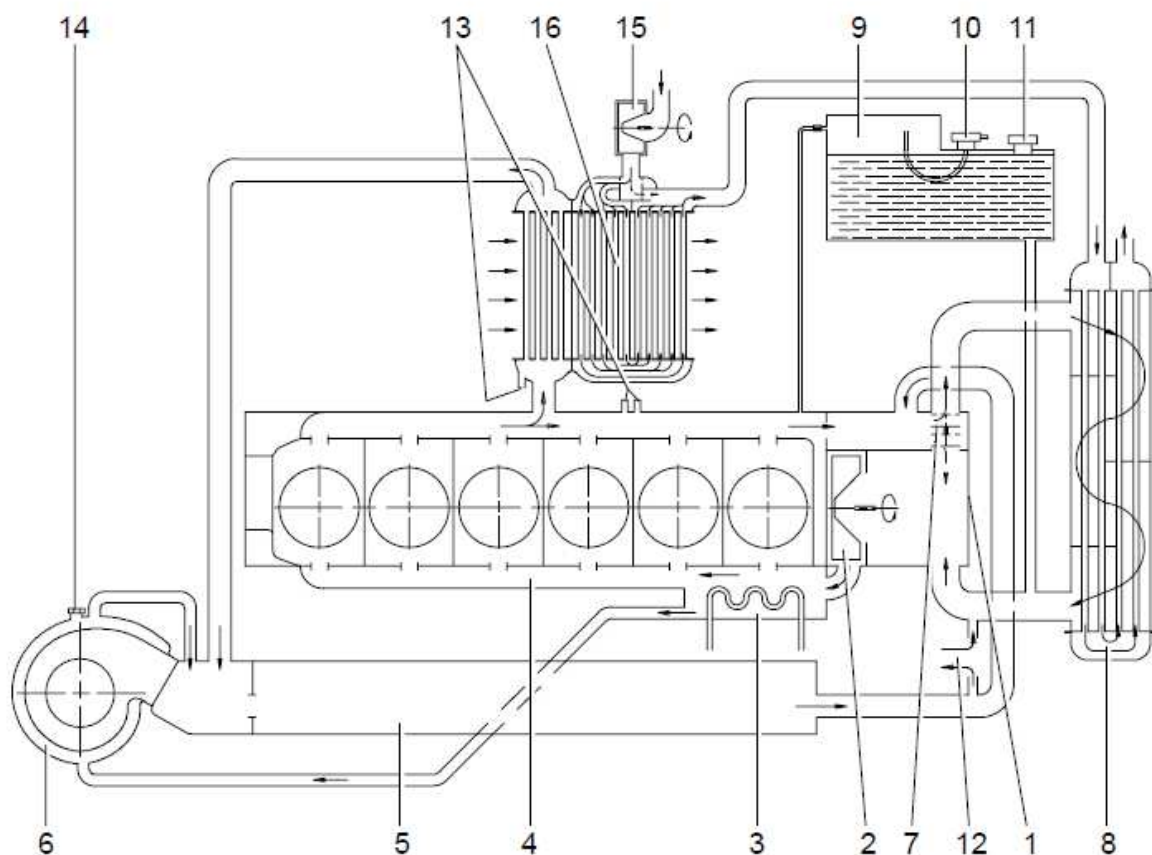


Рисунок 1.13 – Система охолодження

1 – Корпус водяного насоса з вбудованим у корпус термостатом, 2 – Робоче колесо водяного насоса, 3 – Охолоджувач масла в двигуні, 4 – Картер, 5 – Випускний колектор, 6 – Турбокомпресор, з охолодженням рідиною, 7 – Термостат, 8 – Теплообмінник охолоджуючої рідини / сирої води 9 – Розширювальний бак, 10 – Клапан над / під тиском, 11 – Гвинт наповнювача охолоджуючої рідини, 12 – Нагрівальний кабель і зворотна лінія, 13 – Вимірювальна точка для температури охолоджуючої води, 14 – Гвинт випуску на турбокомпресорі, 15 – Насос для сирої води 16 – Інтеркулер

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227ст.02

Аркуш

20

Вимоги до проектуваного двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

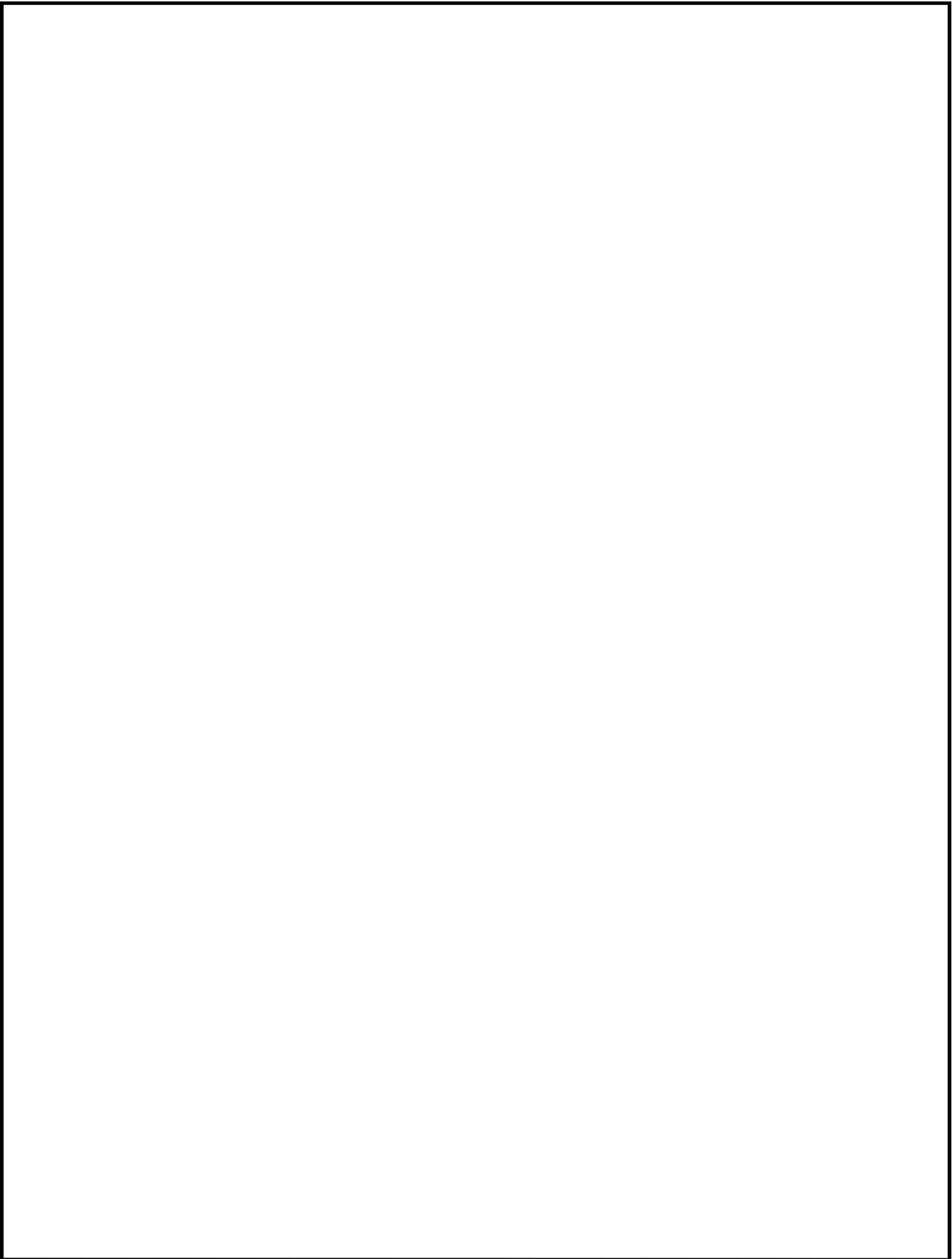
Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

Висновок до розділу

В результаті встановлено, що двигун 6ЧН12,8/16,6 (MAN D2876 LE301) є сучасним судовим двигуном. Були визначені: особливості конструкції двигуна, його основних елементів та матеріалів, з яких вони виготовлені; особливості змащування циліндрів; особливості конструкції форсунок; особливості основних систем, їх елементів та принцип їх дії та вимоги до проектного двигуна. Отримана інформація використовується для подальших розрахунків робочого циклу двигуна, динаміки силового механізму, параметрів навісних агрегатів.

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22



					ПЗ.6.142.2227ст.02			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Єрмаков П. В.			Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/16,6	Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант							23	
Керівник		Мінчев Д.С.				НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.		Гогоренко О. А.						

2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ДВИГУНА ДВИГУНА 6ЧН 12,8/16,6

Розрахунок робочого циклу двигуна необхідний для встановлення особливостей його роботи, визначення діаграм тиску та температур, які навантажують основні деталі силового механізму. В залежності від задачі, розрахунок робочого циклу може виконуватися за спрощеною або більш докладною методикою розрахунку. В даному розділі виконується порівняння методики Гріневецького-Мазінга та програми Blitz-PRO, в який реалізована методика розрахунку в диференційній формі.

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна за методом Гріневецького-Мазінга.

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння 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 не досконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким 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 про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- 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.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Matcad.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна за методом Гріневецького-Мазінга

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 - 16$. Приймаємо $\varepsilon = 15.5$

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,125$.

Показник адіабати повітря $k_g = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,95$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,832$.

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,95$; $\xi_b = 0,90 - 0,97$.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = (1,05 - 1,5)$. Приймаємо $\lambda = 1,15$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 - 45)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10 - 20)$ К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 - 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах 0,84 – 0,92. Приймаємо $\eta_m = 0,9$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,0055$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600 – 900 К. Приймаємо $T_r = 700$ К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню;

S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

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

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 2,965$.

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

2.3 Розрахунок робочого циклу за методикою Гвенівецького-Мазінга

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e := 390$
1.2. Частота обертання, хв-1	$n := 1800$
1.3 Тиск навколишнього середовища, Мпа	$P_0 := 0.1013$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 := 293$
1.5 Тиск повітря за компресором, Мпа	$P_k := 0.3$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a := 1.05$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r := 0.02$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці z	$\xi_z := 0.94$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b := 0.98$
1.10 Ступінь стиснення	$\varepsilon_{max} := 15.5$

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda := 1.15$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a := 20$
1.13 Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	$\phi_n := 0.00$
1.14 Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	$\zeta := 0.99$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m := 0.9$
1.16 Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	$\eta_{k.ad} := 0.78$
1.17 Втрата тиску в охладітеле повітря, МПа	$\Delta P_{ох.} := 0.0055$
1.18 ККД системи охолодження повітря	$\eta_o := 0.89$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r := 700$
1.20 Масовий склад палива (кг / кг):	$C := 0.87$
	$H := 0.126$
	$S := 0$
	$O := 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння палива, кДж / кг	$Q_H := 42700$
1.22 Число циліндрів	$i := 6$
1.23 Діаметр циліндра, м	$D_c := 0.128$
1.24 Хід поршня, м	$S_c := 0.166$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z := 0.5$
1.26 Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	$\alpha := 2.125$
1.27 Показник адіабати для повітря	$k_B := 1.4$
1.28 Механічний ККД турбокомпресора	$\eta_{t.m} := 0.95$
1.29 Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора	$\eta_{t.ad} := 0.832$
1.30 Коефіцієнт втрат тиску на впуску	$\xi_a := 0.99$
1.31 Ставлення тиску перед турбіною до тиску за компресором	$\psi_t := 0.779$

1. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Температура повітря за компресором, К

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

$$T_k = 429.778$$

2.2 Температура повітря в ресивері, К

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

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

$$T_s = 308.046$$

2.3 Температура повітря в кінці наповнення, К

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

$$T_a = 335.339$$

2.4 Тиск повітря в ресивері двигуна

$$P_s := P_k - \Delta P_{ох.}$$

$$P_s = 0.295$$

2.5 Тиск в кінці наповнення, МПа

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

$$P_a = 0.292$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

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

$$\eta_H = 0.953$$

3. Розрахунок процесу стиснення

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

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

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

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

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

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

$$b_c = 0.00251$$

$$a_{vc} = 19.271$$

3.4 Показник політропи стиснення

$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$$

$$n_1 = 1.363$$

3.5 Тиск в кінці стиснення, МПа

$$P_c := P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 12.226$$

3.6 Темпаратура в кінці стиснення, К

$$T_c := T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 907.196$$

4. Розрахунок процесу згоряння

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

4.1 Кількість повітря, що надходить в циліндр кмоль / кг

$$L := \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.051$$

4.2 Теоретичний коефіцієнт молекулярного зміни

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0301$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0295$$

4.4 Частка палива, яка вигоріла до точки z

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.959$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.028$$

4.6 Питома ізохорно середня теплоємність в точці z, кДж /

(кмоль * К)

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.82487 \quad b_z = 0.00301$$

4.7 Визначення коефіцієнтів рівняння регресу для теплоємності робочого тіла

в точці b кДж / (кмоль * К)

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

$$a_{vb} = 19.84775 \quad b_b = 0.003034$$

4.8 Визначення температури в точці z, К

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

рішення: $T_z = 1887$

4.9 Максимальний тиск в циліндрі, МПа

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

$$P_z = 14.059$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.86$$

5.2 Ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = 8.332$$

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

$$n_2 \leftarrow \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_f) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{uz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{ub} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$$

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

$$n_2 = 1.272$$

$$T_b = 1060$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.947$$

6. Визначення індикаторних показників циклу

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.276$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.253$$

6.3 Питома індикаторна витрата палива кг / (кВт год)

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

$$g_i = 0.166$$

6.4 Індикаторний ККД

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

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

$$\eta_i = 0.506$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

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

$$P_e = 2.028$$

7.2 Ефективний ККД

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

$$\eta_e = 0.456$$

7.3 Питома ефективна витрата палива кг / (кВт год)

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

$$g_e = 0.185$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 390.1$$

7.5 Похибка визначення ефективної потужності

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

$$\Delta N = 0.035\%$$

Вывод = "Ошибка не превышает допустимую(0,5%)"

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

8. Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора

8.1 Визначення витрати повітря двигуном, кг / год

Газова постійна повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R := 287$$

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

$$G = 0.641$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг / год

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

$$G_t = 0.661$$

8.3 Тиск газів перед турбіною, МПа

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

$$P_r = 0.234$$

8.4 Температура газів, К

$$\left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$$

$$T_t = 785.336$$

8.5 Кількість робочого тіла, кмоль / кг

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

$$M_s = 1.083$$

8.6 Газова постійна для газів, що відходять $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$

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

$$R_t = 287.38$$

8.6 Показник адіабати для газів, що відходять

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

$$k_t = 1.374$$

8.7 Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі

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

$$Пк = 2.965$$

8.8 Розрахунковий тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} := Пк \cdot P_0$$

$$P_{kd} = 0.3003$$

8.9 Похибка визначення тиску наддуву

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

$$\Delta P_k = 0.102\%$$

Вывод = "Ошибка по Pк не превышает допустимую(0.5%)"

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

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

де $V/V_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми:

Таблиця 2.1

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,272
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,226
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	14,059
Ступінь попереднього розширення ρ	1,86
Ступінь стиснення ε	15,5

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	14,06	
1,00	12,23	14,06
1,86	5,25	14,06
2,54	3,43	9,45
3,22	2,48	6,98
3,91	1,91	5,47
4,59	1,53	4,46
5,27	1,27	3,74
5,95	1,08	3,20
6,63	0,93	2,79
7,32	0,81	2,46
8,00	0,72	2,20
8,68	0,64	1,98
9,36	0,58	1,80
10,04	0,53	1,65
10,73	0,48	1,51
11,41	0,44	1,40
12,09	0,41	1,30
12,77	0,38	1,21
13,45	0,35	1,13
14,14	0,33	1,07
14,82	0,31	1,00
15,50	0,29	0,95
15,50		0,29

Побудована діаграма представлена на порівняльній діаграмі у підрозділі 2.8.(Рис 2.8)

2.5 Програма розрахунку Blitz-PRO

Blitz-PRO - це програмне забезпечення для онлайн-моделювання для синтезу робочого циклу внутрішнього згоряння. Він доступний через Інтернет-браузер і не містить жодних дистрибутивних або локальних файлів.

Необхідні вхідні дані для виконання розрахунків, а також результати

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розрахунків зберігаються в базі даних, тому користувач може отримати негайний доступ до будь-якого проекту з будь-якого пристрою під його обліковими даними профілю. Для прискорення початкового налаштування кожного проекту пропонується набір шаблонів. Кожен шаблон відповідає деякому типу двигуна та / або типу обчислень, тому користувач наближається до стабільних обчислень набагато швидше.

Blitz-PRO пропонує синтез робочого циклу для різних конфігурацій двигунів. Проте для будь-якої конфігурації двигуна основний підхід залишається незмінним: двигун ділиться на пару відкритих термодинамічних систем, які взаємодіють один з одним за допомогою енергетичних і масообмінних процесів.

Для відкритих термодинамічних систем використовується універсальний набір рівнянь. Ці рівняння засновані на концепціях першого закону термодинаміки, рівності властивостей робочих газів для кожної точки об'єму закону про стан газу.

BlitzPRO пропонує гнучке налаштування варіантів обчислення залежно від конкретної мети поточного обчислення. Ці параметри згруповані в діалоговому вікні "Обчислення розрахунків", який відкривається натисканням кнопки "Обчислити" на головній сторінці або натисканням піктограми "Обчислити" на заголовку сторінки.

Результати розрахунків зібрані на сторінках «Звіт» та «Графіки».

Сторінка «Звіт» – це таблиця, яка заповнюється даними після успішного розрахунку і представляє основну інформацію про робочий цикл двигуна і деякі статистичні дані обчислення.

2.6 Обґрунтування вихідних даних

MAN 6CH 12,8/16,6

ENGINE MARK: 12.8/16.6

IGNITION TYPE: Compression-ignition

CYCLE TYPE: Four-stroke

SOLVE TYPE: Brake power

Parameter	Data	Units	Caption
P_b	390	kW	Brake power
n_{crank}	1800	rpm	Crankshaft speed
Π_k	2.965	-	1 stage pressure increase ratio
$\Phi_{start.inj}$	1	deg.	First-stage injection timing
Φ_{inj}	30	deg.	First-stage injection duration

Рис 2.2-Початкова вкладка програми Blitz-PRO

Crank Opposite pistons Conrod free Other **Mechanism of main motion**

Parameter	Data	Units	Caption
D_{cyl}	128	mm	Cylinder bore
S_{pist}	166	mm	Piston stroke
i_{cyl}	6	-	Number of cylinders
ϵ	15.5	-	Geometrical compression ratio
μF_{leak}		mm ²	Piston&Rings equivalent leakage area
λ_{crank}	0.285	-	Crank ratio ratio between crank radius and connection rod length
k_{pist}		-	Relative eccentricity of the crank ratio between piston pin eccentricity and crank radius
m_{osc}	7.71	kg	Total oscillating mass 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/m ² : 470.6
m_{rot}	10.8	kg	Total rotational mass 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/m ² : 659.2

Рис 2.3-Вкладка «Kinematics»

FRICTION LOSSES SETUP				
Parameter	Data	Units	Caption	click to show equation
a_{fr}	85	kPa	Friction factor for static friction <i>60...90 for diesel engines</i>	
b_{fr}	6	kPa/MPa	Friction factor for cylinder pressure load <i>4...6 for diesel engines</i>	
c_{fr}	50	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^*	2.28	-	Factor for indicated processes <i>2.28 + c_f / c_m</i>	
C_2	3.24	-	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}	8.64	mm	Cylinder liner wall average thickness	
δ_{pist}	21.8	mm	Cylinder piston wall average thickness	
δ_{head}	12	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}	35	W/(m*K)	Piston wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>	
λ_{head}	35	W/(m*K)	Cylinder head wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>	
R_{lin}	0.3	m ² *K/kW	Cylinder liner deposits coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4 \text{ m}^2\text{K/kW}$</i>	
R_{pist}	0.3	m ² *K/kW	Piston deposits or soot coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4 \text{ m}^2\text{K/kW}$</i>	
R_{head}	0.3	m ² *K/kW	Cylinder head deposits coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4 \text{ m}^2\text{K/kW}$</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	
$T_{w,lin}$	343	K	Temperature of the cooling metter at the cylinder liner inlet	
$T_{w,pist}$	363	K	Temperature of cooling metter at the piston inlet	
$T_{w,head}$	346	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 <i>0...0.1</i>	
b_{int}	5	K	Heating from engine <i>5...50</i>	
C_{int}	0.6	-	Correction factor <i>0.2...1.2</i>	
EXHAUST MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP				
☐ Exhaust manifold with water cooling				
$\delta_{exh,wall}$	7.23	mm	Exhaust manifold wall thickness	
δ_{ins}		mm	Insulation thickness	
λ_{exh}	35	W/(m*K)	Heat conductivity for exhaust manifold walls <i>= 140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>	
λ_{ins}	0.5	W/(m*K)	Insulation heat conductivity coefficient <i>= 0.015...0.035 for asbestic insulation</i>	
C_{ext}	0.35	-	Correction factor for heat transfer coefficient from gases to manifolds wall <i>= 0.2...1.2</i>	
$R_{wall,exh}$	2	m ² *K/kW	Exhaust manifold deposits and soot coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4 \text{ m}^2\text{K/kW}$</i>	
$\alpha_{w,exh}$	1.2	kW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from exhaust manifold external wall to the cooling metter	
$T_{w,exh}$	388	K	Temperature of the cooling metter for exhaust manifold	

Рис 2.4-Вкладка «Heat»

Valves		Ports	INTAKE	
Parameter	Data	Units	Caption	
$D_{int.v.}$	58	mm	Diameter of the valve head	
$d_{int.s.}$	51	mm	Inner seat diameter	
$d_{int.v.f.}$	48	mm	Inner seat face diameter	
$d_{int.v.sp.}$	10	mm	Diameter of the valve stem (spindle)	
$N_{int.v.}$	2	mm	Number of valves	
$b_{int.v.}$	6.4	mm	Seat face length	
$h_{int.v.}$	16	mm	Valve maximum lift <i>predicted reasonable valve lift, mm: 15.685</i>	
$\alpha_{int.v.s.}$	45	deg	Valve seat angle	
$\mu_{int.v.}$	0.67	-	Minimal value of the discharge coefficient <i>Recommended value: 0.670</i>	

Calculate		Load	INTAKE VALVE TIMING	
φ_{IVO}	23	deg	Intake valve opening before crank TDC <i>5...50 deg</i>	
φ_{IVC}	37	deg	Intake valve closing after crank BDC <i>15...70 deg</i>	
$\varphi_{i.o.t.}$	80	deg	Duration of the intake valve opening <i>60...110 deg</i>	
$\varphi_{i.c.t.}$	80	deg	Duration of the intake valve closing <i>60...110 deg</i>	

Valves		Ports	EXHAUST	
Parameter	Data	Units	Caption	
$D_{exh.v.}$	51	mm	Diameter of the valve head	
$d_{exh.s.}$	42.3	mm	Inner seat diameter	
$d_{exh.v.f.}$	45.6	mm	Inner seat face diameter	
$d_{exh.v.sp.}$	10	mm	Diameter of the valve stem (spindle)	
$N_{exh.v.}$	2	mm	Number of valves	
$b_{exh.v.}$	5.6	mm	Seat face length	
$h_{exh.v.}$	13	mm	Valve maximum lift <i>predicted reasonable valve lift, mm: 11.016</i>	
$\alpha_{exh.v.s.}$	45	deg	Valve seat angle	
$\mu_{exh.v.}$	0.737	-	Minimal value of the discharge coefficient <i>Recommended value: 0.737</i>	

Calculate		Load	EXHAUST VALVE TIMING	
φ_{EVO}	60	deg	Exhaust valve opening before crank BDC <i>40...95 deg</i>	
φ_{EVC}	30	deg	Exhaust valve closing after crank TDC <i>15...70 deg</i>	
$\varphi_{e.o.t.}$	80	deg	Duration of the exhaust valve opening <i>60...110 deg</i>	
$\varphi_{e.c.t.}$	80	deg	Duration of the exhaust valve closing <i>60...110 deg</i>	

Рис 2.5-Вкладка «Valves»

Single Double Triple			FUEL INJECTION TIMING	
Parameter	Data	Units	Caption	
☐ Use control maps to set fuel injection dynamically (see "General settings" @ Transient datasheet)				
$\Phi_{start.inj}$	1	deg	First-stage injection timing (CAD before crank TDC)	
Φ_{inj}	30	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	0.87	-	The carbon mass share in the fuel	
g_H	0.126	-	The hydrogen mass share in the fuel	
g_O	0.004	-	The oxygen mass share in the fuel	
g_S		-	The sulfur mass share in the fuel	
Physical parameters of the fuel				
ρ_{fuel}	850	kg/m ³	Fuel density at the temperature of 20 °C, then is corrected by: $\rho_{fuel.inj} = \rho_{fuel} \cdot 0.7 \cdot (t_{fuel} - 20)$	
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}	6	-	Constants for equations of two approximation curves, sum of which gives diagrams of relative fuel injection $\sigma = \sigma(\varphi)$, and relative fuel injection speed $d\sigma/dt = d\sigma/dt(\varphi)$: $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_1 + \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_2$ $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left[a \cdot \left(\varphi^{m_1-1} - b \varphi^{m_2-1} \right) \right]_0^{\varphi=\Phi_{inj.1}} + c \cdot \left(\varphi^{m_3-1} - \varphi^{m_4-1} \right)$	
b_{inj}	1.15	-		
$m_{inj.1}$	1.5	-		
$m_{inj.2}$	1.665	-		
$m_{inj.3}$	6.0	-		
$m_{inj.4}$	1.5	-		
$\Phi_{inj.1}$	0.435	-	Relative angle of the intersection of the first parabolic curve and abscissa axis	

Injector nozzle parameters			
l_{inj_holes}	6	-	Number of injector holes <i>check the estimated average injection pressure, MPa: 76.1</i>
d_{inj_holes}	0.28	mm	Diameter of injector holes <i>check the estimated average Sauter diameter of fuel droplets, mcm: 12.4</i>
FUEL EVAPORATION SETTINGS			
Parameter	Data	Units	Caption
E_C	1.7	-	Coefficient in formula for average droplet diameter
$A_{z,i}$	9	-	The time constant of evaporation of large droplets of the injected fuel <i>6...12</i>
m_Y	0.65	-	The exponent number for the evaporation speed multiplier Y (including the effect of vortex motion of the air at the end of compression) <i>$Y = (n / 1000)^{m_Y}$ ($m = 0.67 \dots 1$)</i>
D_f	3	-	Coefficient in formula for the fuel spray length <i>3 (according to Lyshevskiy)</i>
L_{wall}	0.056	m	The distance of the free flight of the fuel spray <i>Determined by the design of the combustion chamber</i>
A_{st}	0.0055	-	Coefficient in the cone angle of the fuel spray <i>Effects on the time of interaction the flame/fuel sprays with combustion chamber walls</i>
X_0	0.75	-	The reduction of the fuel evaporation rate due to interaction of sprays with combustion chamber walls <i>0.5 ... 0.7</i>
Ignition delay settings according to modified Tolstov			
B_0	0.000002	-	$\tau_i = B_0 (1 - k_p n) \sqrt{\frac{P_{cyl}^{inf_start}}{T_{cyl}^{inf_start}}} e^{\frac{E_a}{RT_{cyl}^{inf_start}}} \frac{70}{25 + CN}$
k_n	0.00018	-	

Razlejtzev	Wiebe	FACTORS FOR HEAT RELEASE EQUATIONS		EQUATIONS
Parameter	Data	Units	Caption	
a_0	15000	-	Factors for combustion model set-up:	$\left(\begin{array}{l} A_0 = a_0 (n \cdot H)^{m_{comb}} \\ A_1 = a_1 (n \cdot H)^{m_{comb}} \\ A_2 = a_2 (n \cdot H)^{m_{comb}} \end{array} \right)$
a_1	0.04	-		
a_2	5	-		
b_0	0.05	-		
m_{comb}	0.7	-	$m_{comb} = 0.5$	
H	2	-	Swirl number <i>1 ... 10</i>	
$\Delta\varphi_k$		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}	0.4	-	Relative crank angle from combustion start to air usage function minimum <i>0.3...0.55</i>	
$\xi_{a,c0}$	0.7	-	Minimum value for air usage function <i>0.3...0.6 for direct injection, 0.5...0.9 for indirect injection</i>	
$\Delta_{U,F}$	0.005	-	Unburned fuel fraction	

TOXIC EMISSIONS PREDICTION			
Parameter	Data	Units	Caption
Nitrogen oxides formation prediction [NO]			
α_{loc}	0.95	-	Initial value of the local air excess ratio for burned gases zone <i>0.8 ... 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 <i>2 ... 4</i>

Рис 2.6-Вкладка «Fuel»

Parameter	Data	Units	Caption
t_0	20	°C	Ambient temperature
p_0	100	kPa	Ambient pressure
Ψ_{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)			enter the parameters
$\Delta p_{int.f}$	0.5	kPa	Pressure loss at intake system <i>intake air filter</i>
Δp_t	1	kPa	Pressure losses at exhaust system <i>muffler, pipes, etc</i>
μF_s	0.0063	m ²	Flow area at the intake manifold enter
μF_t	0.005	m ²	Flow area at the exhaust manifold exit

MANIFOLDS PARAMETERS			
$V_{exh.m}/V_s$	4	-	Relative volume of "steady" part of exhaust manifold <i>referred to the displacement volume of the cylinder</i>
$i_{cyl.1exh}$	6	-	Number of cylinders merged by one exhaust manifold
$d_{exh.eqv}$	90	mm	Equivalent diameter of exhaust manifold
$V_{int.m}/V_s$	6	-	Relative volume of "steady" part of intake receiver <i>referred to the displacement volume of the cylinder</i>
$i_{cyl.1int}$	6	-	Number of cylinders merged by one intake receiver
$d_{int.eqv}$	80	mm	Equivalent diameter of intake manifold

☒ Consider the unsteady phenomena by simplified Orlin approach			
$L_{int.p}$	140	mm	Length of the intake pipe
$d_{int.p}$	75	mm	Diameter of the intake pipe
$L_{exh.p}$	140	mm	Length of the exhaust pipe
$d_{exh.p}$	85	mm	Diameter of the exhaust pipe
$L_{compr.dyn}$	150	mm	"Dynamic" length of the compressor's outlet pipe

☒ Consider the friction into manifolds			
$R_{a.int}$	0.2	mm	Intake reciever inner wall roughness
$R_{a.exh}$	0.2	mm	Exhaust manifold inner wall roughness

Natural aspirated	Single	Register	Two-stage	SUPERCHARGING TYPE
-------------------	--------	----------	-----------	--------------------

Driven supercharger		Turbocharger		First charger	
Parameter	Data	Units	Caption		
Π_k	2.965	-	Pressure increase ratio for fresh charge		
Δp_{CAC}	2	kPa	Pressure losses at air cooler		
$T_{w1,CAC}$	293	K	Coolant temperature at air cooler inlet		
η_{CAC}	0.92	-	Efficiency of air cooler		
$\eta_{ad,c}$	0.8	-	Adiabatic efficiency of the compressor		
$\eta_{e,t}$	0.78	-	Efficiency of the turbine		
μF_{turb}	0.002004	m ²	Equivalent flow area of the turbine		
f_{WG}		mm ²	Waste-gate flow area		
☐ Use characteristics map for supercharger performance					

Рис 2.7-Вкладка «Charge»

GENERAL SETTINGS			
Parameter	Data	Units	Caption
$G_{k,rate}$	0.08	kg/s	Air flow at rated speed and load
$\Delta p_{int,f,rate}$	0.5	kPa	Air pressure drop in the intake air filter at rated speed and load <i>Generally is to be less than 0.5...1 kPa</i>
$\Delta p_{CAC,rate}$	1	kPa	Air pressure drop in the charge air cooler at rated speed and load <i>Generally is to be less than 4...5 kPa</i>
$\Delta p_{exh,rate}$	10	kPa	Exhaust gases pressure drop in the outlet manifold at rated speed and load <i>Generally is to be less than 7...10 kPa</i>
$m_{int,f}$	2	-	Exponent for intake air filter pressure drop equation <i>1.7...2.5</i>
m_{CAC}	2	-	Exponent for CAC pressure drop equation <i>1.7...2.5</i>
m_{exh}	2	-	Exponent for exhaust manifold pressure drop equation <i>1.7...2.5</i>
$p_{max,rate}$	10000	kPa	Incylinder maximum pressure at rated power
$dp/d\varphi_{max,rate}$	700	kPa/c.a.d.	Incylinder maximum pressure rate at rated power
Load fuel injection / Spark and combustion timing map			
Control Map	Выберите файл Файл не выбран Upload Now		Show graphs
☒ Adjust the fuel injection to limit the air excess ratio α			
α_{min}	1.2	-	The minimal value of α acceptable for transient operation <i>1.1...1.5</i>
Heat inertia setup			
m_{head}	14	kg	cylinder head mass (per one cylinder)
m_{pist}	7.71	kg	piston mass <i>piston crown mass for composite pistons</i>
m_{lin}	0.105	kg	liner mass
m_{exh}	20	kg	exhaust manifold mass
m_{int}	10	kg	intake receiver mass
$C_{p,head}$	600	J/(kg*K)	specific heat for the cylinder head material <i>400...800 - for steel; 500...1000 - for cast iron; 900...1500 for aluminium alloys</i>
$C_{p,pist}$	600	J/(kg*K)	specific heat for the piston material <i>400...800 - for steel; 500...1000 - for cast iron; 900...1500 for aluminium alloys</i>
$C_{p,lin}$	600	J/(kg*K)	specific heat for the liner material <i>400...800 - for steel; 500...1000 - for cast iron; 900...1500 for aluminium alloys</i>
$C_{p,exh}$	600	J/(kg*K)	specific heat for the exhaust manifold material <i>400...800 - for steel; 500...1000 - for cast iron; 900...1500 for aluminium alloys</i>
$C_{p,int}$	600	J/(kg*K)	specific heat for the intake receiver material <i>400...800 - for steel; 500...1000 - for cast iron; 900...1500 for aluminium alloys</i>

Vehicle	Ship	Test bench	TYPE OF ENGINE INSTALLATION	
Parameter	Data	Units	Caption	
☐ Set the time depended load change law				
$P_{load\ end}$	62	kW	Power of the load at the end of the transient period	
$n_{load\ end}$	5600	rpm	Speed of the engine at the end of the transient period	
m_{load}	1.84	-	Exponent for the load curve <i>Set equal to -1 to apply sinus load law</i>	
J_{rot}	2.68	kg*m ²	Total moment of inertia of the engine, shafts and load referred to the engine speed	
WG	VNT	FREE	TURBOCHARGER#1 TRANSIENT & CONTROL	
Parameter	Data	Units	Caption	
J_{TC}	0.00002	kg*m ²	Moment of inertia of the turbocharger	

Рис 2.8-Вкладка «Transient»

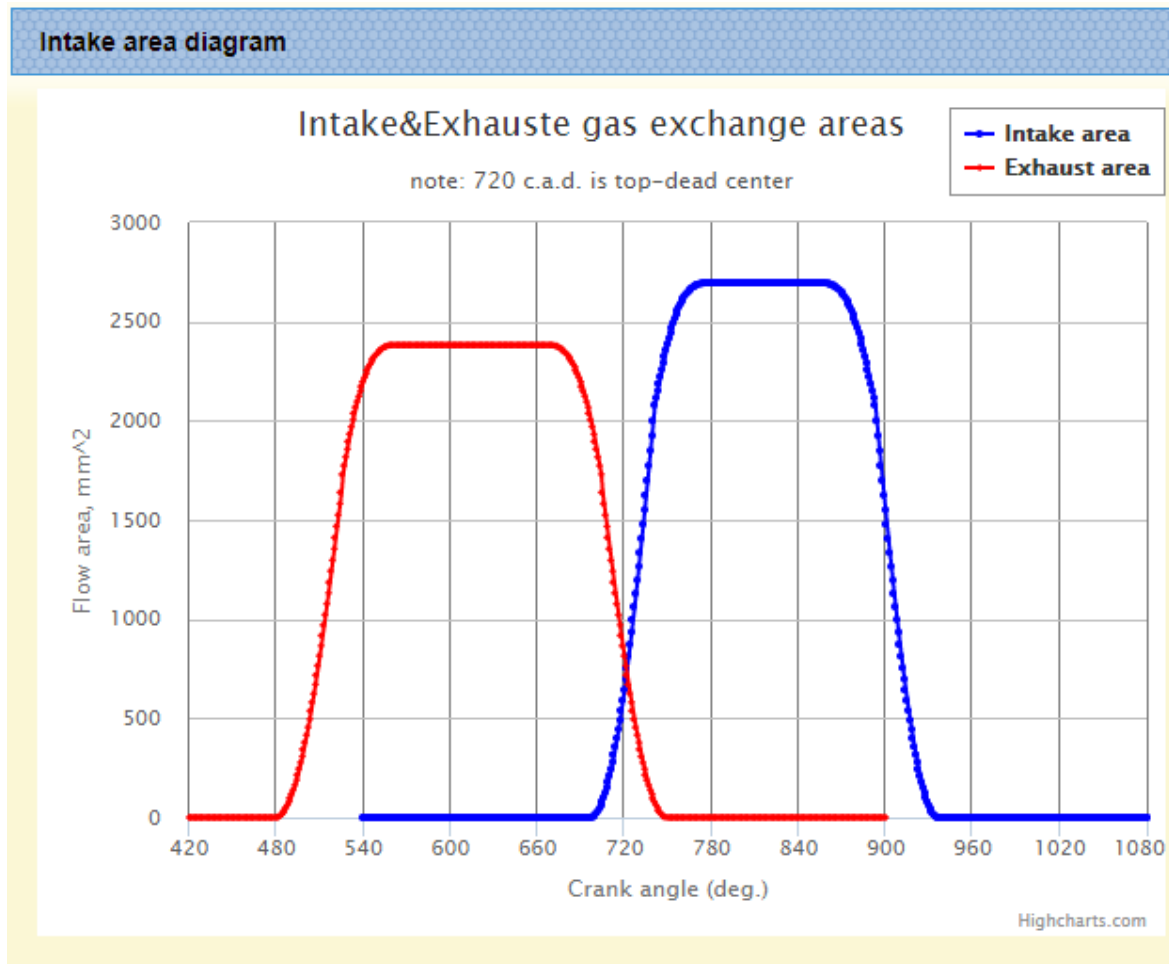
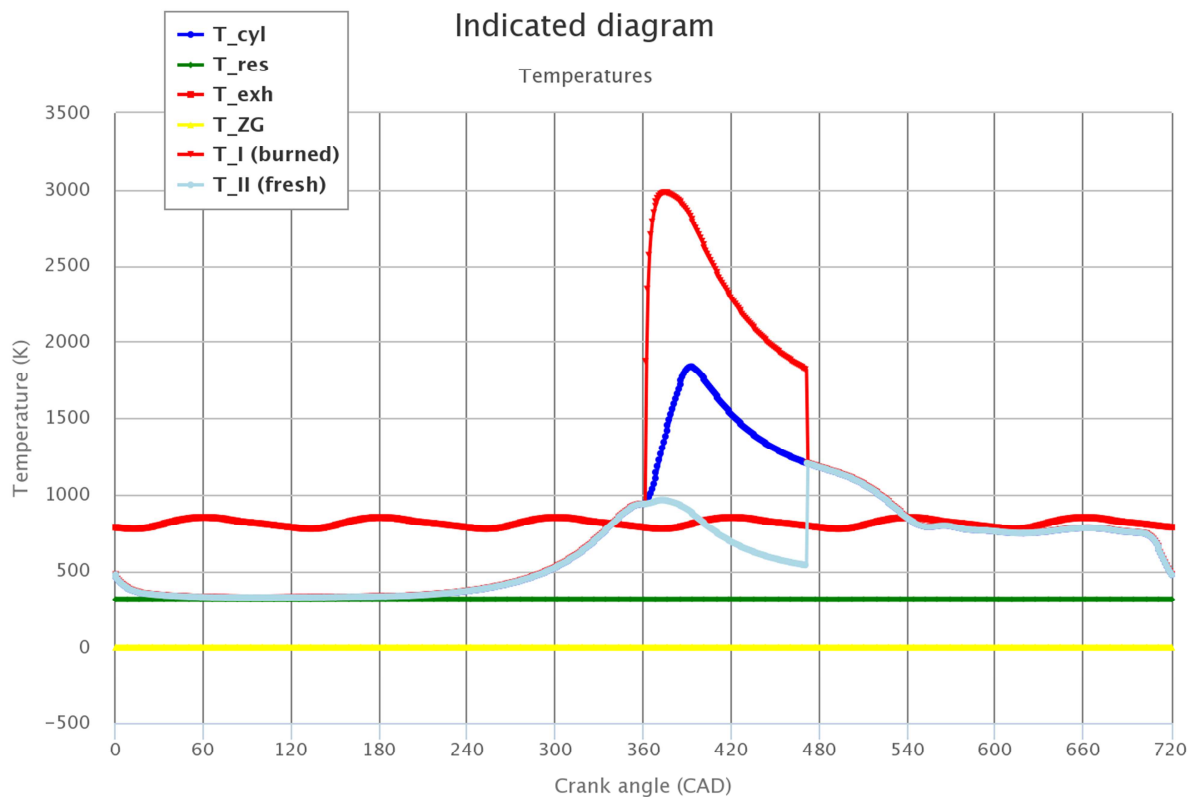
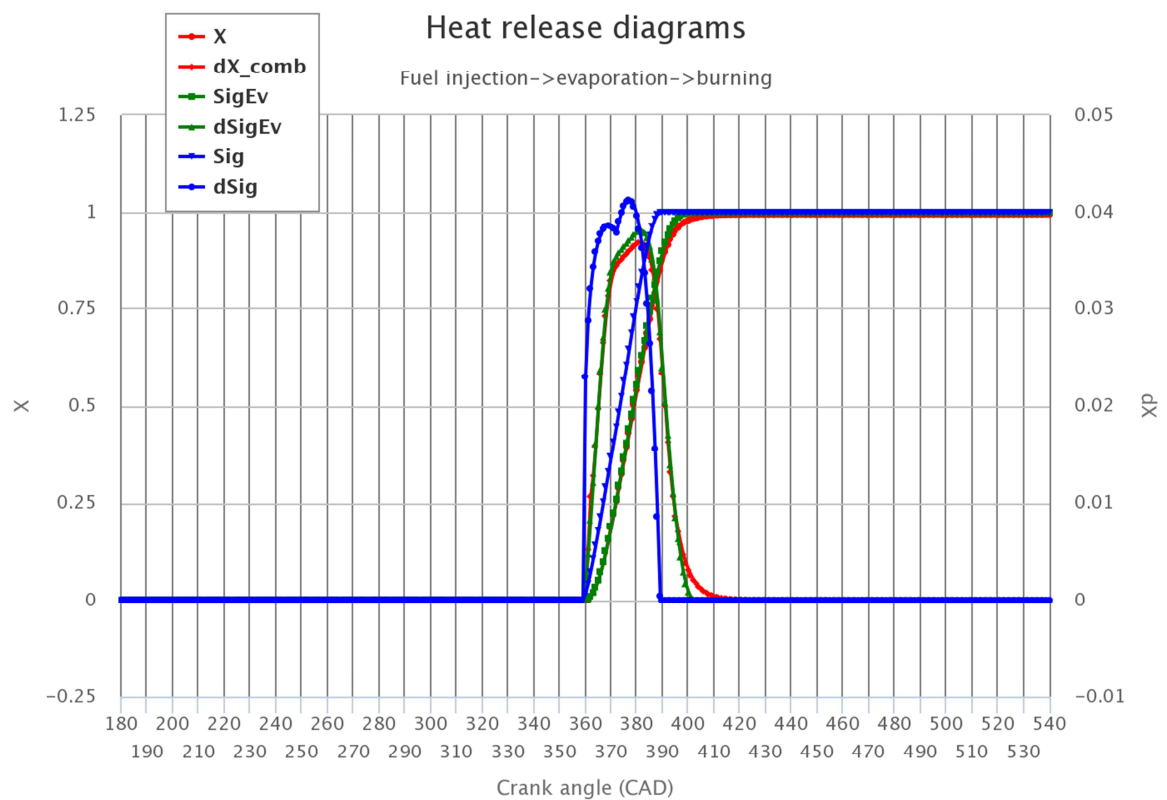


Рис 2.9 – Зони обміну впускного и выпускного клапанів



Highcharts.com

Рис 2.10 – Графік температури



Highcharts.com

Рис 2.11 – Графік впорскування палива, випаровування, схеми горіння

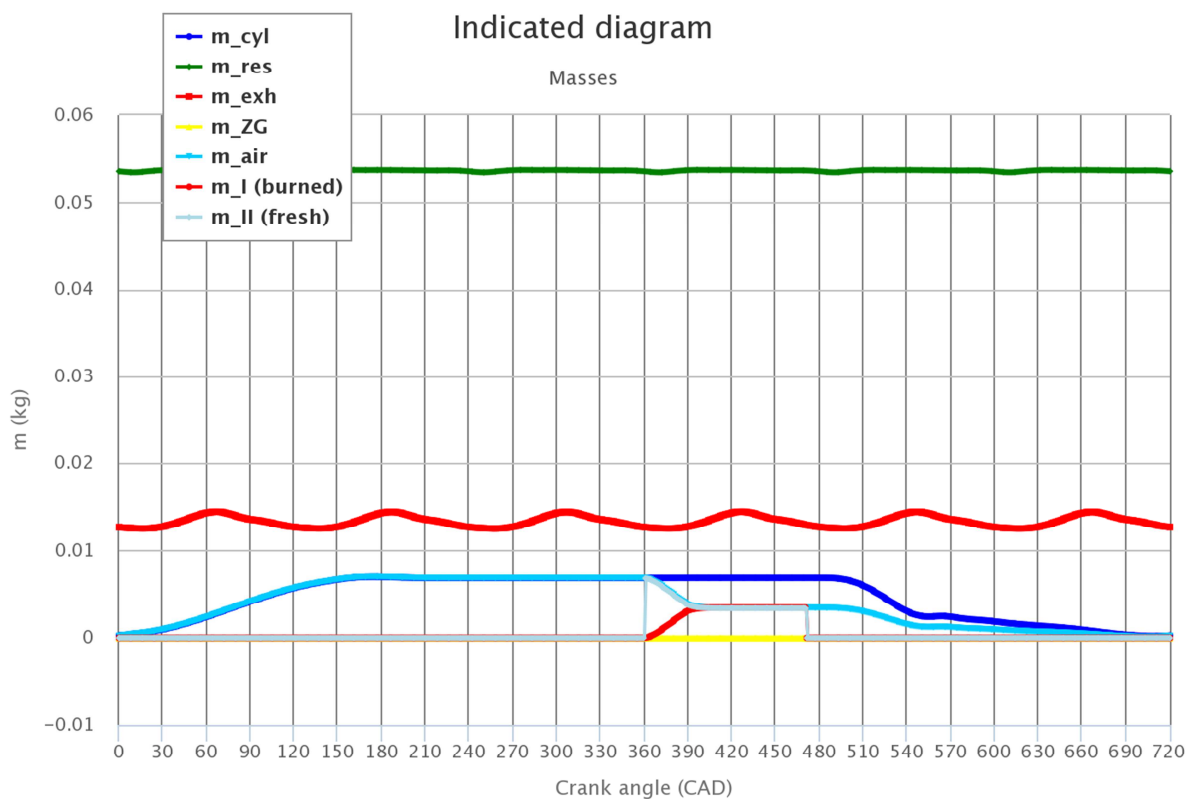


Рис 2.12 – Графік маси

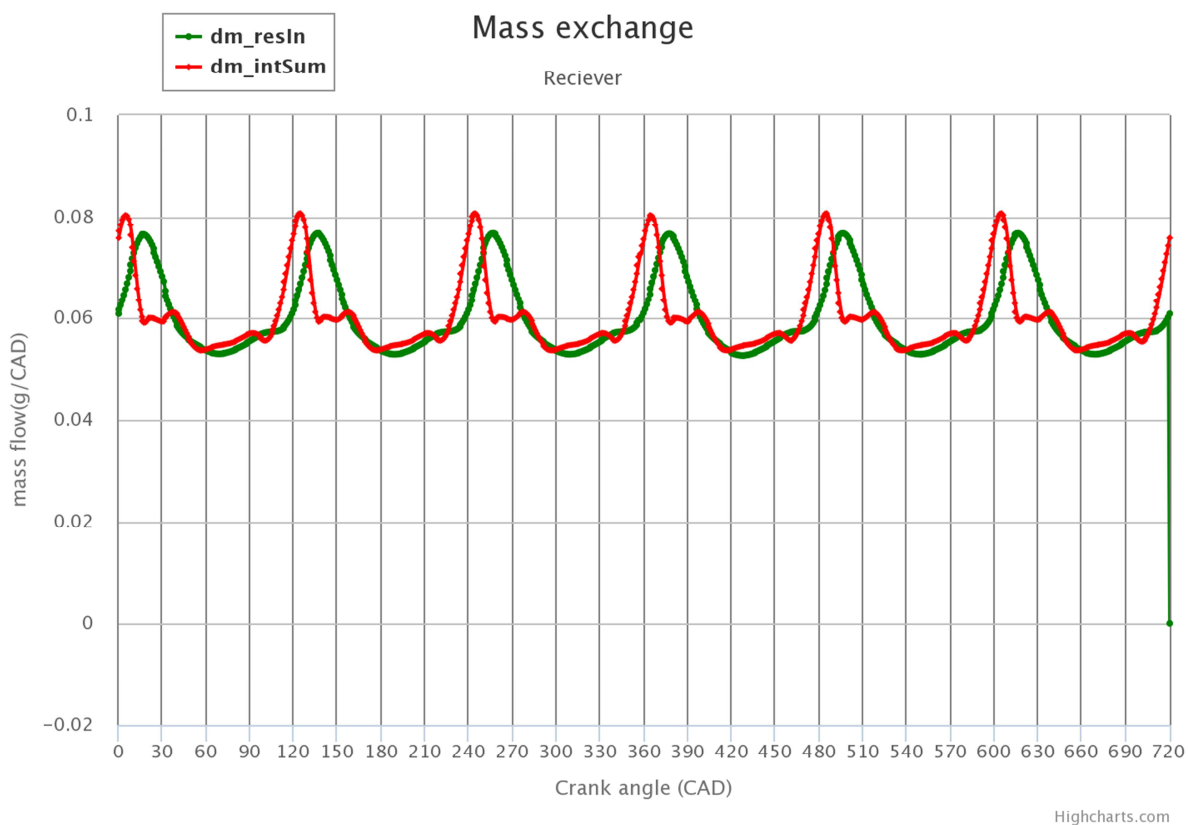


Рис 2.13 – Графік масообміну приймача

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227ст.02

Аркуш

46

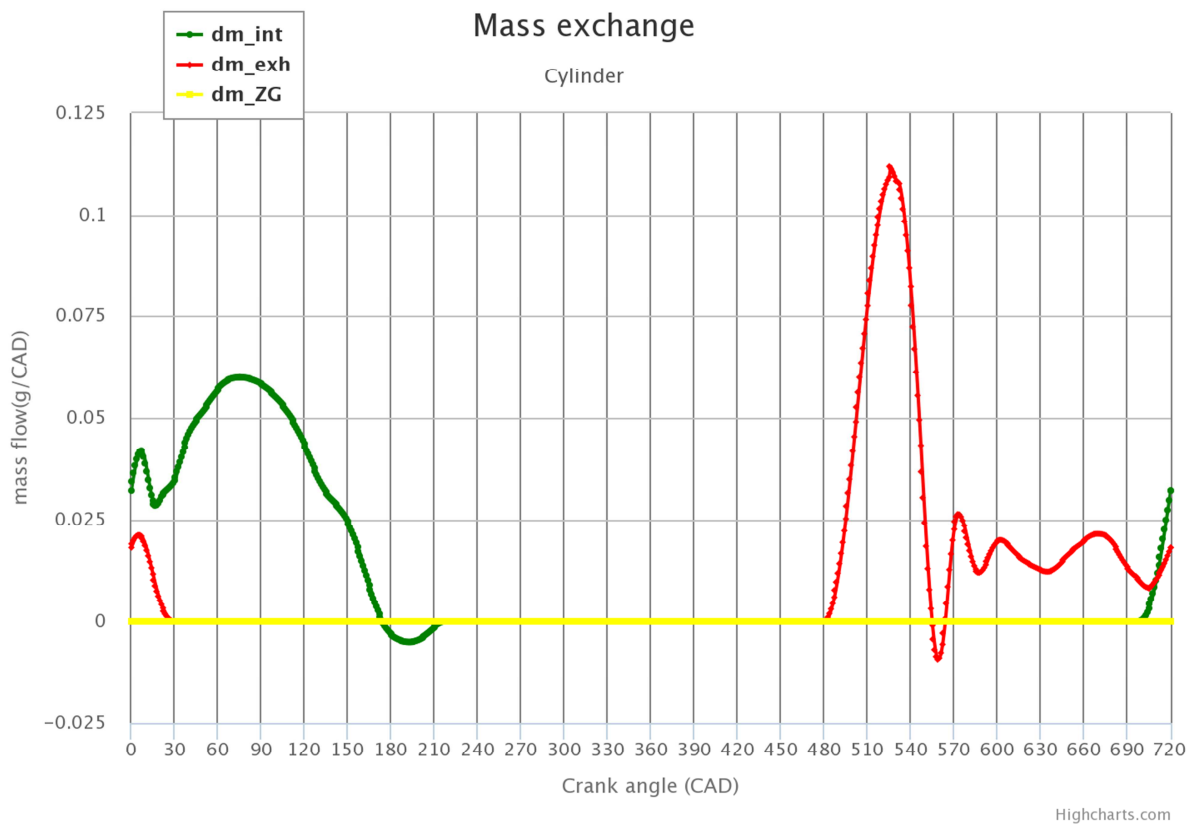


Рис 2.14 – Графік масообміну циліндру

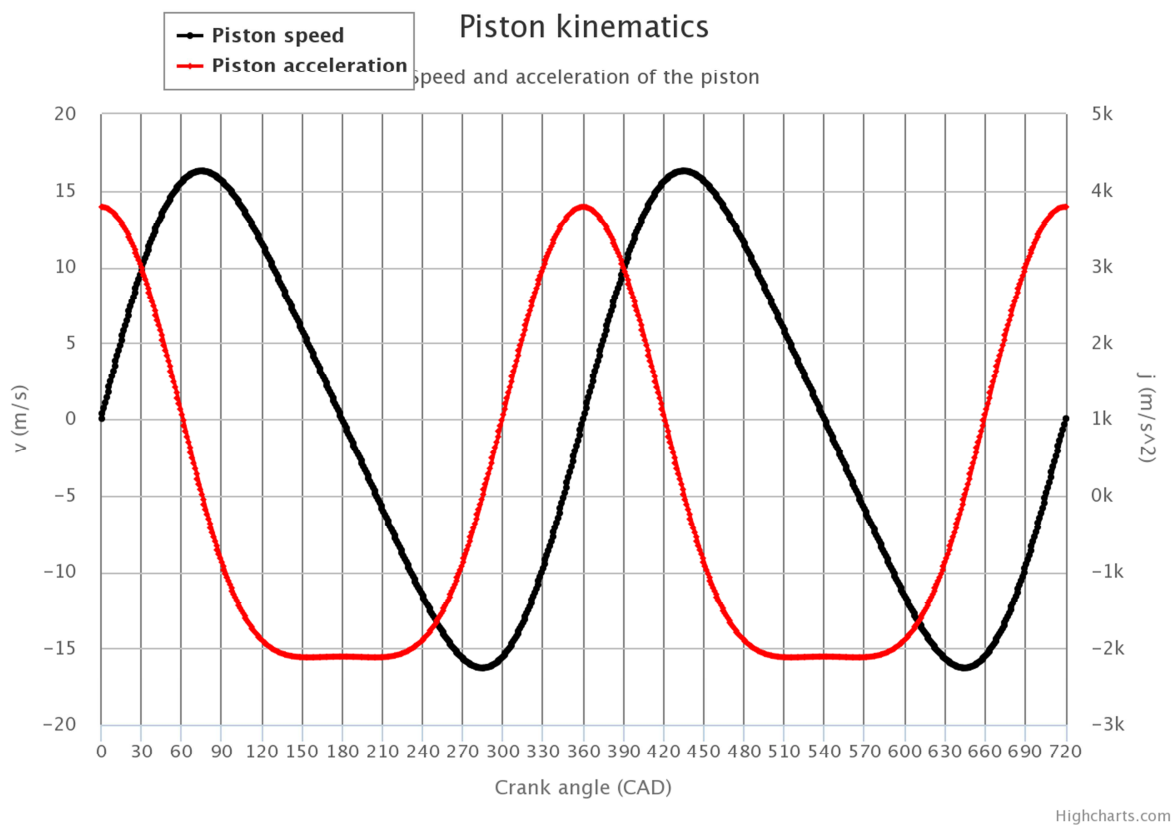


Рис 2.15 – Графік швидкості та прискорення поршня

2.7 Результати розрахунків робочого циклу у програмі Blitz-PRO

Таблиця 2.3

Назва параметру	Результати розрахунку у програмі Blitz-PRO	Результати розрахунку за методикою Гріневецького-Мазінга
Number of strokes	Four-stroke	
Ignition type	Compression-ignition	
Real gases state equations	unchecked	
Combustion model	combust_opt1	
Injections number	injn_opt1	
Supercharging system	sc_opt2	
Type of the supercharger	sc1_opt2	
TMAP1 check	unchecked	
Manifolds friction check	checked	
TMAP1 name	MAN TCA77	
Mesh size	1774,0	
del Power_TC, %	0,1	
Number of iterations	23,0	
Brake power, kW	390,0	390
crank speed	1800,0	1800
Air excess ratio	1,98	2,005
Fuel mass per cycle, g	0,2	
Friction power, kW	50,0	
Brake torque, N*m	2069,2	
Brake mep, kPa	2028,8	
Friction mep, kPa	260,3	
Brake efficiency, %	41,9	45,6
Mechanical efficiency, %	90,5	90
Brake sfc, g/(kW*h)	200,9	185
Gross indicated power, kW	431,0	433
Net indicated power, kW	440,1	
Pumping strokes power, kW	9,1	

Gross mean indicated pressure, kPa	2241,7	
Net mean indicated pressure, kPa	2289,1	
Indicated efficiency, %	46,3	47,7
Indicated sfc, g/(kW*h)	181,8	177
Volumetric efficiency, %	97,5	
Residual gases fraction, %	0,2	
Scavenging factor	1,1	
Crank radius, mm	83,0	83
Maximum pressure p _z , kPa	14217,9	14059
Maximum temperature T _z , deg, C	1563,1	1613,85
Maximum temperature in the burned gases zone T _z ,burned, deg, C	2707,5	
Maximum temperature in the fresh charge zone T _z ,fresh, deg, C	688,6	
Firing pressure p _c , kPa	12611,3	12226
Firing temperature T _c , deg, C	935,4	634,046
Exhaust opening pressure p _b , kPa	1257,2	947
Exhaust opening temperature T _b , deg, C	1176,9	786,85
Intake pressure p _{int} , kPa	99,5	
Ambient temperature t ₀ , deg, C	20,0	20
Outlet compressor pressure p _k , kPa	295,0	300
Outlet compressor temperature t _k , deg, C	150,2	156,628
Receiver average pressure p _s , kPa	291,4	295
Receiver average temperature t _s , deg, C	39,2	34,896
Exhaust manifold average pressure p _t , kPa	234,4	
Exhaust manifold average temperature t _t , deg, C	539,6	512,186
Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	1,5	
Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	2,7	
Pressure at the turbine outlet p _{zt} , kPa	101,0	

Temperature at the turbine outlet t_{zt} , deg, C	415,0	
Combustion start, c,a,d,	361,0	
Duration of combustion, c,a,d,	109,8	
Maximum pressure rise rate, kPa/c,a,d,	372,0	
Duration of injection, c,a,d,	30,0	
Injection start, c,a,d,	359,0	
Sauter average droplet size, mcm	12,2	
Ignition delay, c,a,d,	2,0	
Average injection pressure, kPa	71,8	
Moment of fuel spray reaching the walls, c,a,d,	373,6	
Relative fuel share injected during ignition delay, %	0,4	
Incylinder CO concentration at exhaust opening [CO], ppm	64,6	
Exhaust manifold CO concentration [CO]exh, ppm	60,4	
Incylinder NO concentration at exhaust opening [NO], ppm	661,3	
Exhaust manifold NO concentration [NO]_exh, ppm	618,1	
Specific NOx ammount at exhaust gases g_{NO} , g/(kW h)	4,0	
Incylinder soot concentration at exhaust opening [C], g/cub,m	0,0	
Incylinder soot concentration at exhaust opening referred to normal conditions [C]n, HSU (%)	0,4	
Intake valves/ports mass flow, G_{int} , kg/s	0,7	
Exhaust valves/ports mass flow, G_{exh} , kg/s	0,7	
Turbine mass flow, G_t , kg/s	0,7	
Cylinder head wall av, temperature, deg, C	353,0	

Piston wall av, temperature (firing side), deg, C	475,8	
Piston wall av, temperature (cooled side), deg, C	311,9	
Cylinder liner wall av, temperature, deg, C	179,8	
Receiver wall av, temperature, deg, C	48,4	
Exhaust manifold wall av, temperature, deg, C	470,4	
Incylinder resulting temperature, deg, C	675,3	
Exhaust manifold resulting temperature, deg, C	545,2	
Incylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0,9	
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	1,6	
Turbine pressure drop ratio	2,3	
Reduced turbine flow, kg/s*K ^{0,5} /kPa	0,1	
Actual compression ratio	14,4	
Compressor power, kW	87,1	
Turbine power, kW	87,1	
Compressor adiabatic efficiency, %	80	
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	78,0	
Supercharger pressure increase ratio	3,0	
Turbine equivalent flow area, sq, mm	2004,0	
Relative turbine mass flow multiplier	1,0	
Fuel burned released heat Q _{fuel} , kW	927,0	
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	62,7	
Friction heat rejected to cooling water, kW	37,5	
Total heat, rejected to cooling water Q _w , kW	100,2	

Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	17,2	
Friction heat rejected to oil, kW	12,5	
Total heat rejected to oil, Q_oil, kW	29,7	
Heat, rejected in charge air cooler Q_cac, kW	78,9	
Exhaust gases heat, Q_eg, kW	287,3	
Exhaust manifold cooling, Q_exh, kW	44,4	
Receiver cooling, Q_res, kW	-1,8	
Total heat, Q_sum, kW	932,3	
Computation time, s	21,5	
Total execution time, s	28,1	

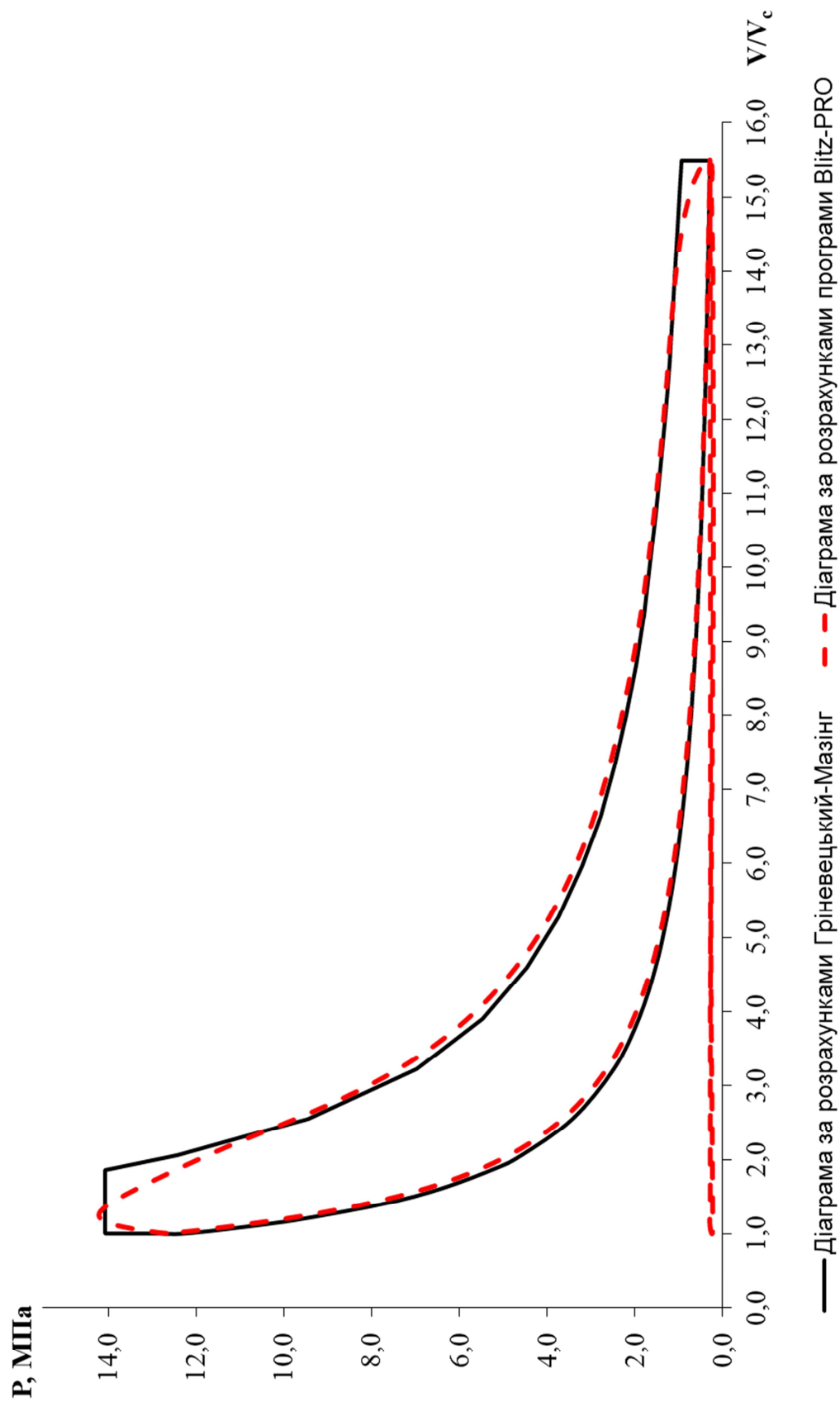


Рис 2.16 – порівняльна діаграма у $P-V/V_c$ координатах

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227ст.02

Аркуш

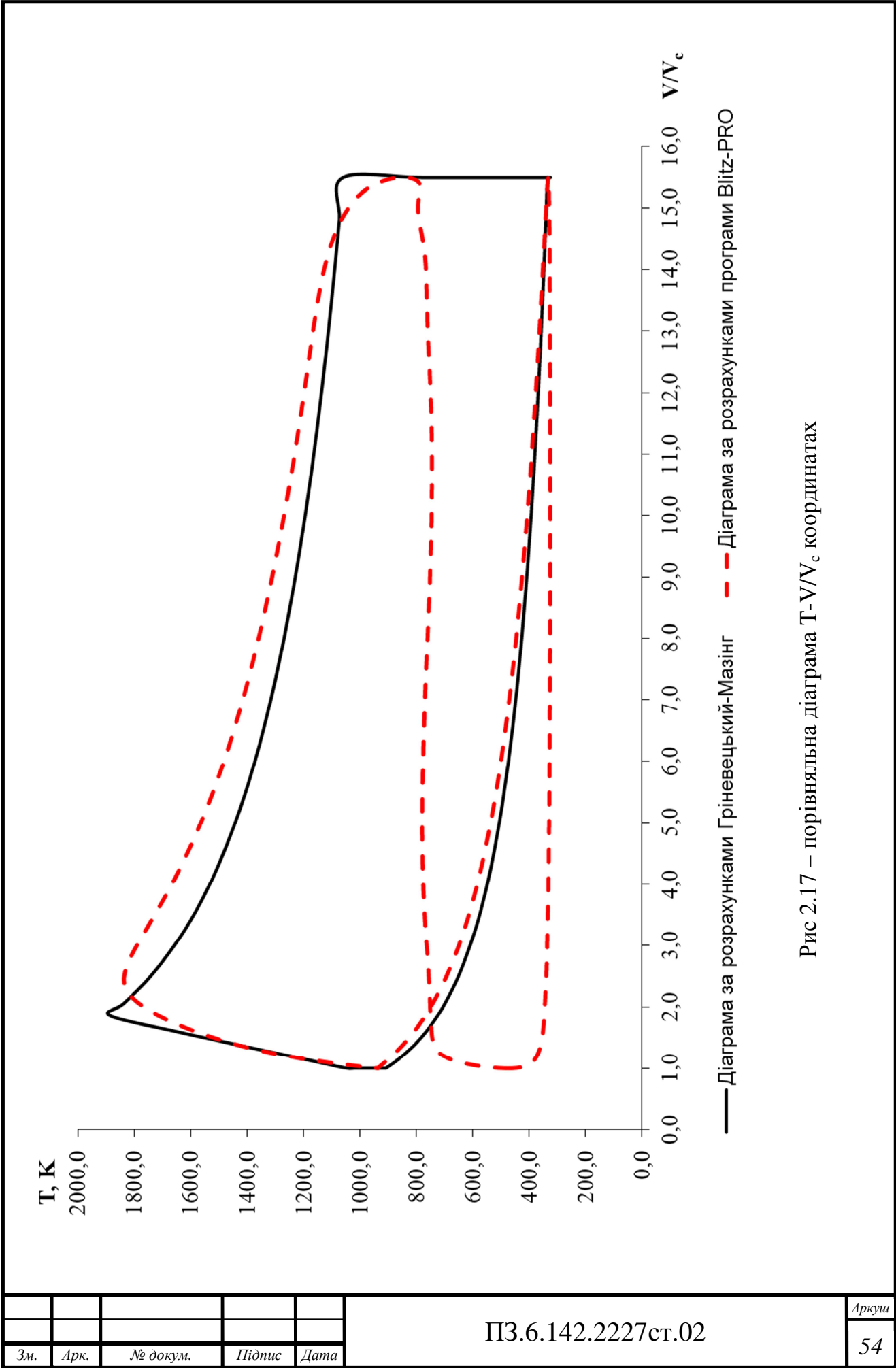
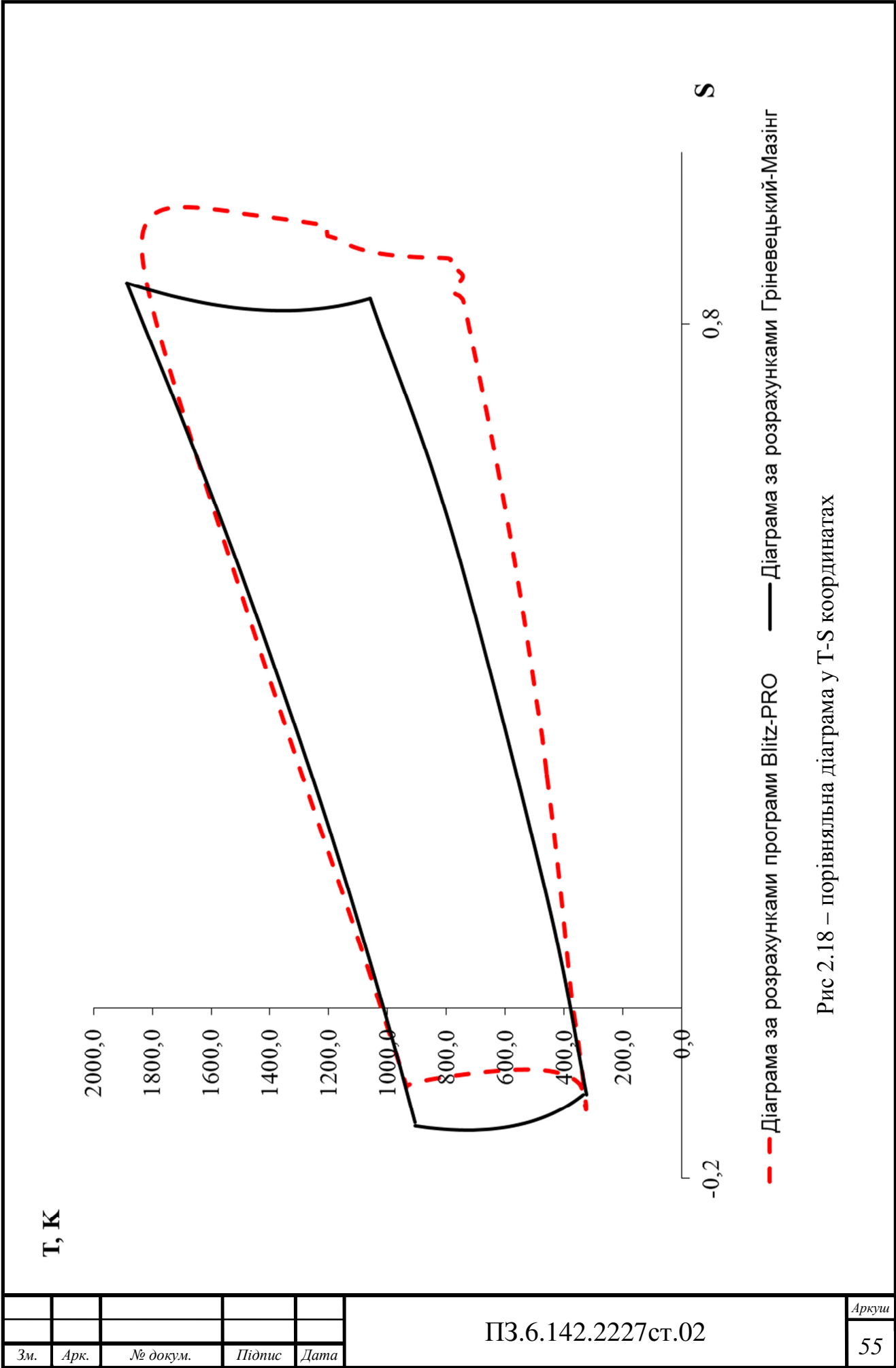


Рис 2.17 – порівняльна діаграма $T-V/V_c$ координатах



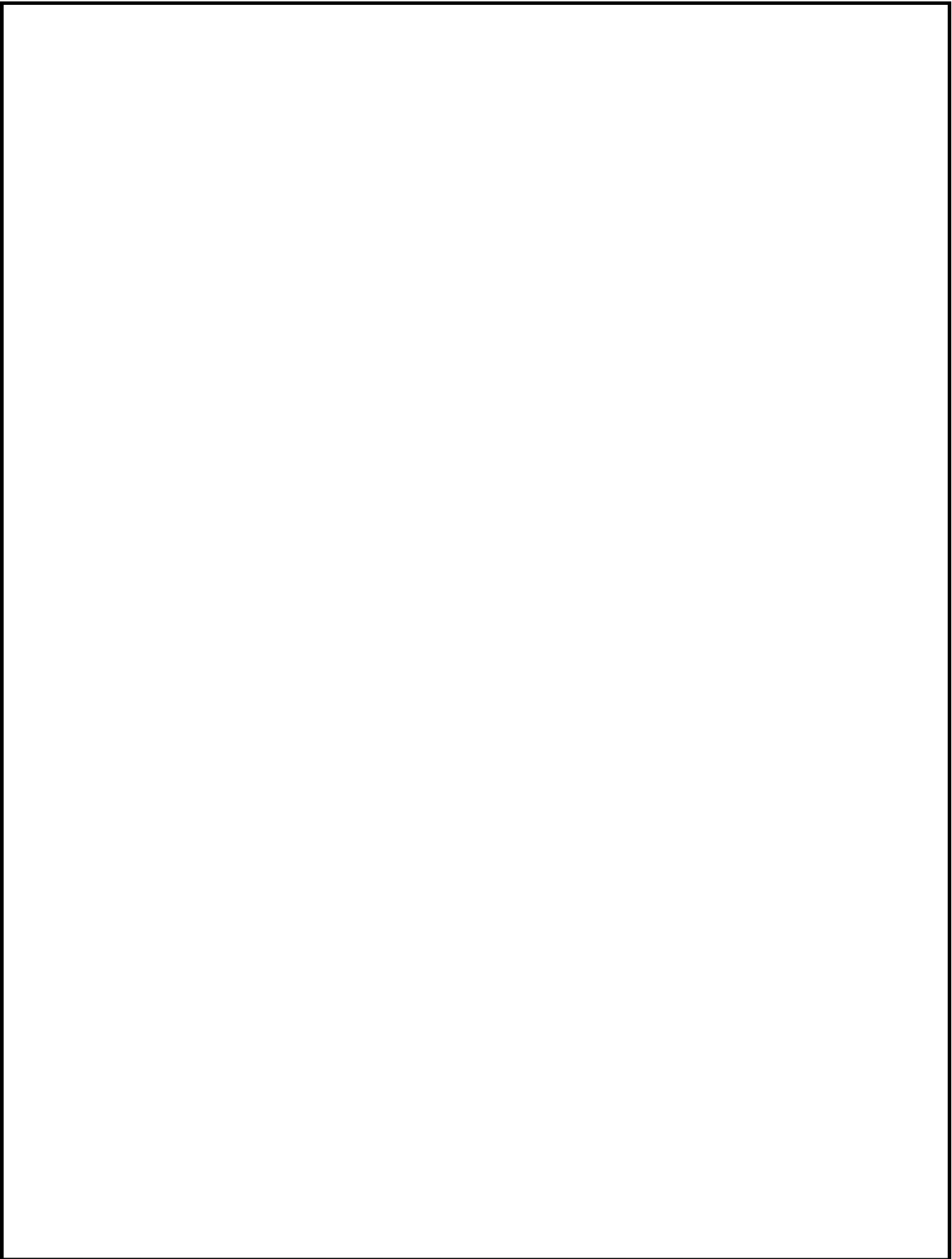
Висновок до розділу

В даному розділі виконані розрахунки робочого циклу двигуна за методикою Гріневецького-Мазінга та в програмі Blitz-PRO, в якій реалізована методика розрахунку в диференційній формі для розрахунку робочого циклу двигуна, визначення діаграм тиску та температур, які навантажують основні деталі силового механізму.

Встановлено, що за обома методиками отримані досить співставні результати, що наглядно ілюструється сумісними діаграмами, проте зафіксовані певні розбіжності. Так, за методикою Гріневецького-Мазінга індикаторний ККД робочого циклу склав $\eta_i = 47,7 \%$, в той час як у програмі Blitz-PRO досягнуто значення лише $\eta_i = 46,3 \%$. Відповідно при майже однаковому механічному ККД питома ефективна витрата пального за першою методикою дорівнює $g_e = 200,6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, а за другою $g_e = 185 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$. Розбіжність в значенні індикаторного ККД пояснюється більшими втратами теплоти у стінки циліндра при розрахунку в програмі Blitz-PRO, що було здійснено для відповідності даним заводу-виробника щодо кількості теплоти, яка відводиться у воду та масло. Крім того, підведення теплоти при розрахунку за методикою Гріневецького-Мазінга здійснюється швидше.

Іншою значною розбіжністю є значення коефіцієнту надлишку повітря при сгорянні палива α . За методикою Гріневецького-Мазінга $\alpha = 2,005$ в той час як у програмі Blitz-PRO $\alpha = 1,98$

При порівнянні результатів встановлено, що в програмному комплексі Blitz-PRO значно детальніше та точніше виконується розрахунки згоряння, газообміну та інших параметрів двигуна ніж за методикою Гріневецького-Мазінга. При цьому методика Гріневецького-Мазінга також може застосовуватись, але для загального та поверхневого розрахунку двигуна



					ПЗ.6.142.2227ст.02						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 3. Розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму			Літ.	Аркуш	Аркушів	
Студент	Єрмаков П. В.										
Консультант									57		
Керівник	Мінчев Д.С.							НУК ім. адмірала Макарова			
Зав. каф.	Гогоренко О. А										

3.РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ДВИГУНА 6ЧН 12,8/16,6

3.1 Розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму

Розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму необхідний для визначення сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів та сил енергії, розрахунку нерівномірності крутного моменту двигуна та визначення необхідних параметрів для компенсації нерівномірного крутного моменту двигуна та визначення основних параметрів маховика.

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_i . Сумарна сила є рушійна сила:

$$P_{руш} = P_r + P_i.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 3.1).

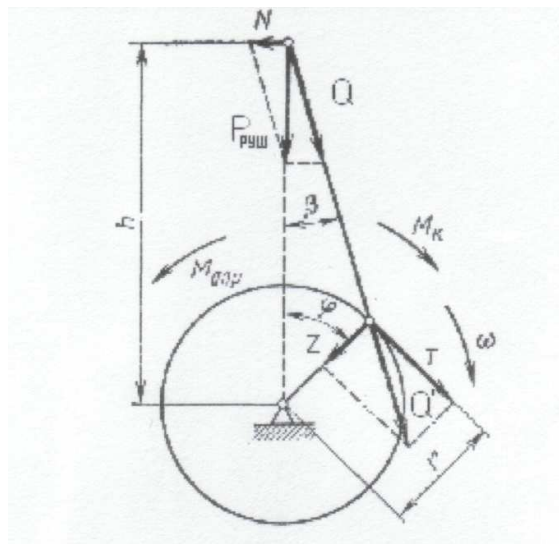


Рис. 3.1 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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

$$N = P_{\text{руш}} * \operatorname{tg} \beta.$$

Сила Q діє по шатуну, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$Q = P_{\text{руш}} / \cos \beta.$$

Перенесемо силу Q по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{пер}} = -N * h,$$

$$\text{де } h = r \sin(\varphi + B) / \sin \beta$$

Перекидаючий момент у точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком.

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

Напрямку сил і моменту, що крутить, по годинній стрілці прийнято вважати позитивними. Зворотні ним - негативними.

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

$$P_j = -m_{sj} a$$

Як масу m_s беруть масу всіх деталей, що разом з поршнем роблять зворотно-поступальний рух.

Аналіз виконаних конструкцій д. в. с. показує, що на частку маси, віднесеної до осі поршневого пальця, приходить 0,25-0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75 - 0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем,

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

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

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

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,128
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	1800
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	14,059
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,292
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,3
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,234
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,27
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	12
Радіус кривошипа	м	r	0,083
Ступінь стиснення		ϵ	15,5
Показник політропи стиснення		n_1	1,363
Показник політропи розширення		n_2	1,272
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,86
Кількість циліндрів		i	6

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2–3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.2 – 3.4.

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

j°	P_r	P_i	$P_{\text{внш}}$	N	Z	T
0	0,3000	-3,4909	-3,1909	0,0000	-3,1909	0,0000
15	0,3000	-3,2978	-2,9978	-0,2098	-2,8413	-0,9786
30	0,3000	-2,7515	-2,4515	-0,3330	-1,9566	-1,5141
45	0,3000	-1,9436	-1,6436	-0,3177	-0,9376	-1,3869
60	0,3000	-1,0033	-0,7033	-0,1675	-0,2066	-0,6928
75	0,3000	-0,0687	0,2313	0,0617	0,0002	0,2394
90	0,3000	0,7422	1,0422	0,2884	-0,2884	1,0422
105	0,3000	1,3541	1,6541	0,4415	-0,8545	1,4835
120	0,3000	1,7454	2,0454	0,4872	-1,4446	1,5278
135	0,3000	1,9436	2,2436	0,4336	-1,8931	1,2799
150	0,3000	2,0094	2,3094	0,3137	-2,1568	0,8830
165	0,3000	2,0123	2,3123	0,1619	-2,2754	0,4421
180	0,2920	2,0066	2,2986	0,0000	-2,2986	0,0000
195	0,2967	2,0123	2,3091	-0,1616	-2,2722	-0,4415
210	0,3117	2,0094	2,3211	-0,3153	-2,1678	-0,8875
225	0,3399	1,9436	2,2835	-0,4413	-1,9268	-1,3026
240	0,3869	1,7454	2,1323	-0,5079	-1,5060	-1,5927
255	0,4637	1,3541	1,8179	-0,4852	-0,9391	-1,6304
270	0,5920	0,7422	1,3341	-0,3692	-0,3692	-1,3341
285	0,8169	-0,0687	0,7482	-0,1997	0,0008	-0,7744
300	1,2418	-1,0033	0,2385	-0,0568	0,0701	-0,2350
315	2,1255	-1,9436	0,1818	-0,0351	0,1037	-0,1534
330	4,1380	-2,7515	1,3865	-0,1883	1,1066	-0,8563
345	8,4487	-3,2978	5,1509	-0,3605	4,8821	-1,6814
360	12,2407	-3,4909	8,7498	0,0000	8,7498	0,0000
375	14,0590	-3,2978	10,7612	0,7532	10,1996	3,5128
390	11,2515	-2,7515	8,4999	1,1545	6,7839	5,2498
405	6,0421	-1,9436	4,0985	0,7921	2,3379	3,4582
420	3,6591	-1,0033	2,6558	0,6326	0,7801	2,6163
435	2,4753	-0,0687	2,4066	0,6423	0,0025	2,4909
450	1,8328	0,7422	2,5749	0,7126	-0,7126	2,5749
465	1,4593	1,3541	2,8134	0,7508	-1,4534	2,5232
480	1,2323	1,7454	2,9777	0,7092	-2,1031	2,2242
495	1,0920	1,9436	3,0356	0,5867	-2,5614	1,7317
510	1,0074	2,0094	3,0168	0,4098	-2,8175	1,1535
525	0,9620	2,0123	2,9743	0,2082	-2,9269	0,5687
540	0,9477	2,0066	2,9543	0,0000	-2,9543	0,0000
555	0,2340	2,0123	2,2463	-0,1572	-2,2105	-0,4295
570	0,2340	2,0094	2,2434	-0,3047	-2,0952	-0,8578
585	0,2340	1,9436	2,1776	-0,4209	-1,8374	-1,2422
600	0,2340	1,7454	1,9794	-0,4715	-1,3980	-1,4785
615	0,2340	1,3541	1,5881	-0,4238	-0,8204	-1,4243
630	0,2340	0,7422	0,9762	-0,2702	-0,2702	-0,9762
645	0,2340	-0,0687	0,1653	-0,0441	0,0002	-0,1711
660	0,2340	-1,0033	-0,7693	0,1832	-0,2260	0,7578
675	0,2340	-1,9436	-1,7096	0,3304	-0,9753	1,4425
690	0,2340	-2,7515	-2,5175	0,3419	-2,0093	1,5549
705	0,2340	-3,2978	-3,0638	0,2145	-2,9039	1,0001
720	0,2340	-3,4909	-3,2569	0,0000	-3,2569	0,0000

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227ст.02

Аркуш

61

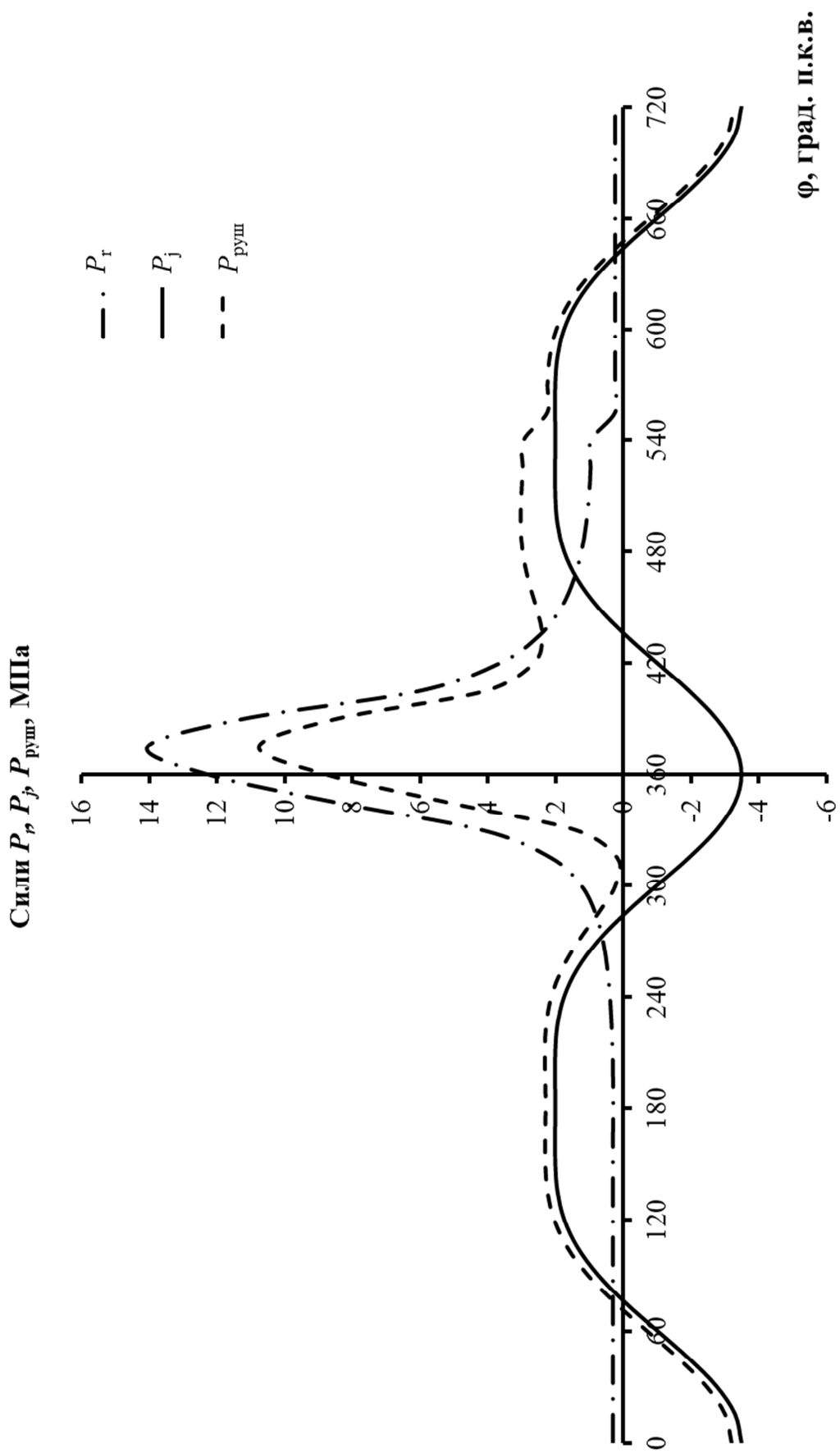


Рис. 3.2 – Діаграми сил P_r , P_j , $P_{руш}$

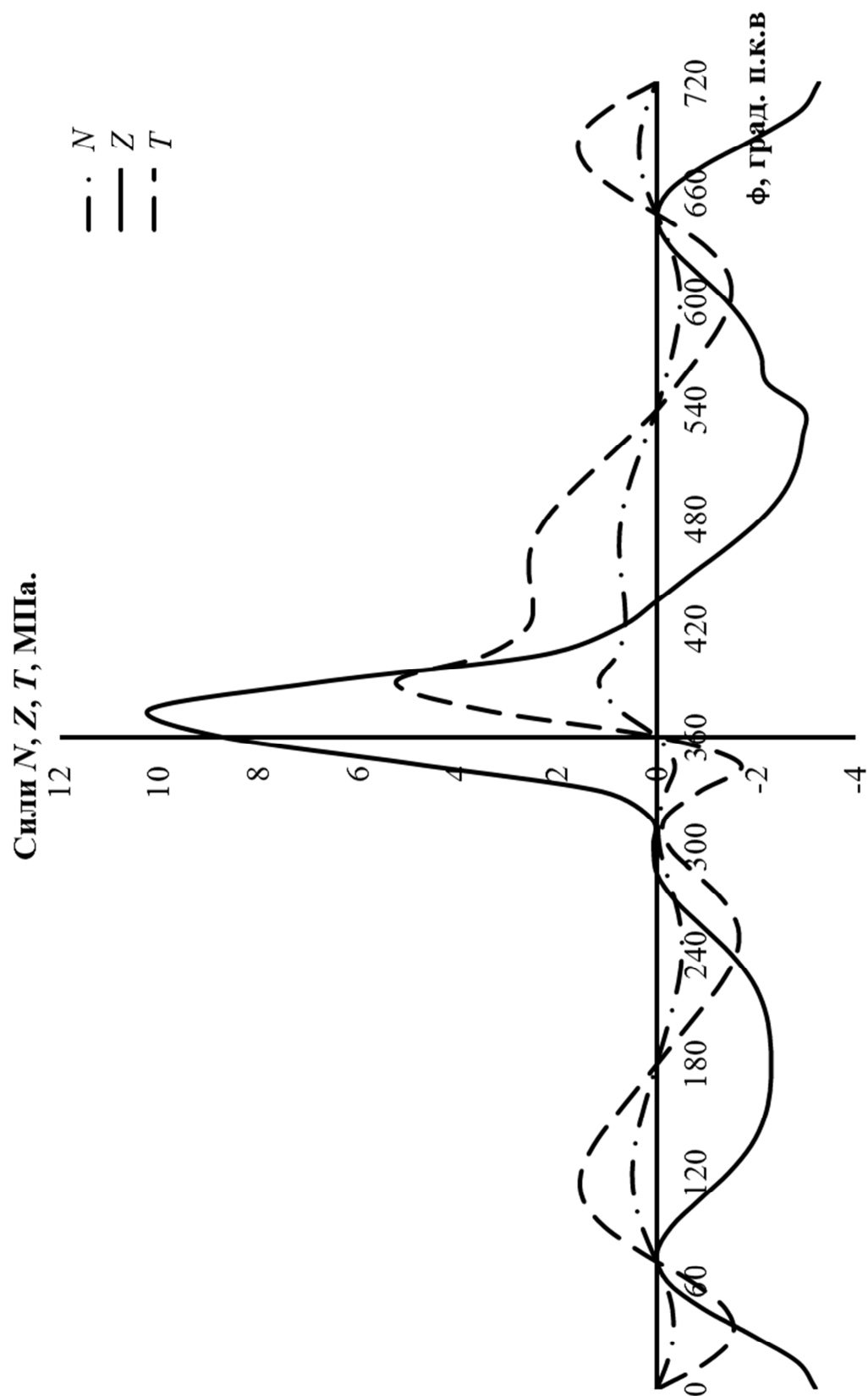
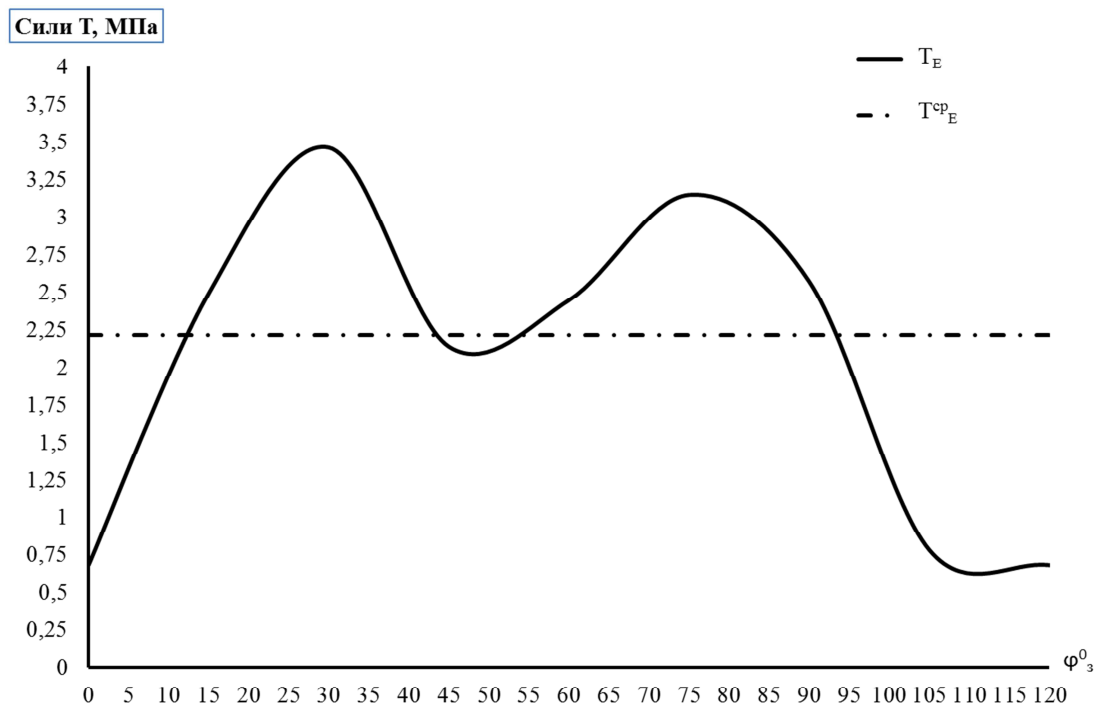


Рис. 3.3 – Діаграми сил N, Z, T

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ_3°	T_E						T_E	T^{cp}_E
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,0000	1,5278	-1,5927	0,0000	2,2242	-1,4785	0,6808	2,2145
15	-0,9786	1,2799	-1,6304	3,5128	1,7317	-1,4243	2,4910	2,2145
30	-1,5141	0,8830	-1,3341	5,2498	1,1535	-0,9762	3,4619	2,2145
45	-1,3869	0,4421	-0,7744	3,4582	0,5687	-0,1711	2,1367	2,2145
60	-0,6928	0,0000	-0,2350	2,6163	0,0000	0,7578	2,4463	2,2145
75	0,2394	-0,4415	-0,1534	2,4909	-0,4295	1,4425	3,1483	2,2145
90	1,0422	-0,8875	-0,8563	2,5749	-0,8578	1,5549	2,5703	2,2145
105	1,4835	-1,3026	-1,6814	2,5232	-1,2422	1,0001	0,7806	2,2145
120	1,5278	-1,5927	0,0000	2,2242	-1,4785	0,0000	0,6808	2,2145
							17,7160	

Рис. 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Перевірка

Розрахуємо індикаторну потужність двигуна використовуючі отриману діаграму сумарних дотичних сил:

$$N_{iT} = \pi n / 30 \cdot T_{cp\Sigma} \cdot F_{\Pi} \cdot r$$

$$N_{iT} = \pi \frac{1800}{30} \cdot 2,21 \cdot \frac{\pi \cdot 0,128^2}{4} \cdot 0,083 = 0,4449 \text{ МВт} = 444,9 \text{ кВт}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227ст.02

Аркуш

64

Розрахункова похибка, таким чином, становить:

$$\delta = \frac{|N_i - N_{iT}|}{N_i} \cdot 100 = \frac{|433 - 444,9|}{433} \cdot 100 = 2,74\%$$

3.2 Визначення та розрахунок маховика

Маховик – вузол кривошипно-шатунного механізму, зчеплення і системи запуску поршневого ДВЗ; розташований на хвостовику колінчастого валу металевий диск великої маси з зубчастим вінцем, що забезпечує стабільне функціонування мотора за рахунок накопичення та подальшої віддачі кінетичної енергії.

Робота поршневих ДВЗ нерівномірна - в кожному з його циліндрів за два оберти валу відбувається чотири такту, і в кожному такті швидкість руху поршня різна. Для усунення нерівномірності обертання колінчастого валу однакові такти в різних циліндрах рознесені в часі, також до складу КШМ вводиться додатковий вузол – маховик, виконаний у вигляді масивного металевого колеса, зафіксованого на задній частині двигуна.

Маховик вирішує кілька ключових завдань:

- Забезпечення рівномірності кутової швидкості колінчастого валу;
- Забезпечення виведення поршнів з мертвих точок;
- Передача крутного моменту від колінчастого валу на механізм зчеплення і далі на КП;
- Передача крутного моменту від шестерні стартера на колінчастого валу при пуску силового агрегату;

Маховик в зборі з колінчастим валом двигуна

Дана деталь за рахунок значної маси накопичує кінетичну енергію, одержувану під час робочого ходу, і віддає її колінчастого валу на інших трьох тактах – цим забезпечується як вирівнювання так і забезпечення стабільності кутової швидкості. Також саме через маховик здійснюється зв'язок двигуна з трансмісією автомобіля і передача крутного моменту від шестерні електростартера на колінчастий вал при пуску двигуна. Маховик критично важливий для норма-

льної експлуатації транспортного засобу, тому при його несправності необхідно якомога швидше виконати ремонт або повну заміну. Але перш, ніж починати ремонтні роботи, слід розібратися в існуючих типах, конструкції і особливості роботи маховиків сучасних ДВЗ.

РОЗРАХУНОК МАХОВИКА

1.Визначення масштабного коефіцієнту.

$$\mu = \mu_{\varphi} \cdot \mu_M \cdot R \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\mu_{\varphi} = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\varphi_3}{l}$$

де, μ_{φ} –кількість радіан в 1 мм.

$$\mu_{\varphi} = \frac{3,14}{180} \cdot \frac{120}{120} = 0,0174527$$

$$\mu_M = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\mu_M}{l}$$

де, μ_M –кількість МПа в 1 мм.

$$\mu_M = \frac{3,14}{180} \cdot \frac{1}{20} = 0,05$$

$$\mu = 0,0174527 \cdot 0,05 \cdot 0,083 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,128^2}{4} = 0,9315$$

2.Визначення надлишкової роботи

$$A_{изб} = S \cdot \mu$$

де, $S = 460,9012 \text{ мм}^2$

$$A_{изб} = 460,9012 \cdot 0,9315 = 429,32 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

3.Визначення середнього значення кутової швидкості.

$$\omega_{cp} = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

де, $n = 1800 \text{ об/хв.}$

$$\omega_{cp} = \frac{3,14 \cdot 1800}{30} = 188,4$$

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

$$\theta_M = 0,9 \cdot \frac{A_{изб}}{\delta \cdot \omega_{cp}^2}$$

де, $\delta = 0,01$ –для двигуна, що працює на генератор постійного струму.

$$\theta_M = 0,9 \cdot \frac{429,32}{0,01 \cdot 188,4^2} = 1,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

4. Визначення маси маховика

$$M_M = \frac{4 \cdot \theta_M}{D_{cp}^2}$$

Приймаємо $D_{cp} = 0,35 \text{ м}$.

$$M_M = \frac{4 \cdot 8755,36}{0,35^2} = 35,26 \text{ кг}$$

5.Окружна швидкість маховика на зовнішньому ободі

$$V_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{\rho}$$

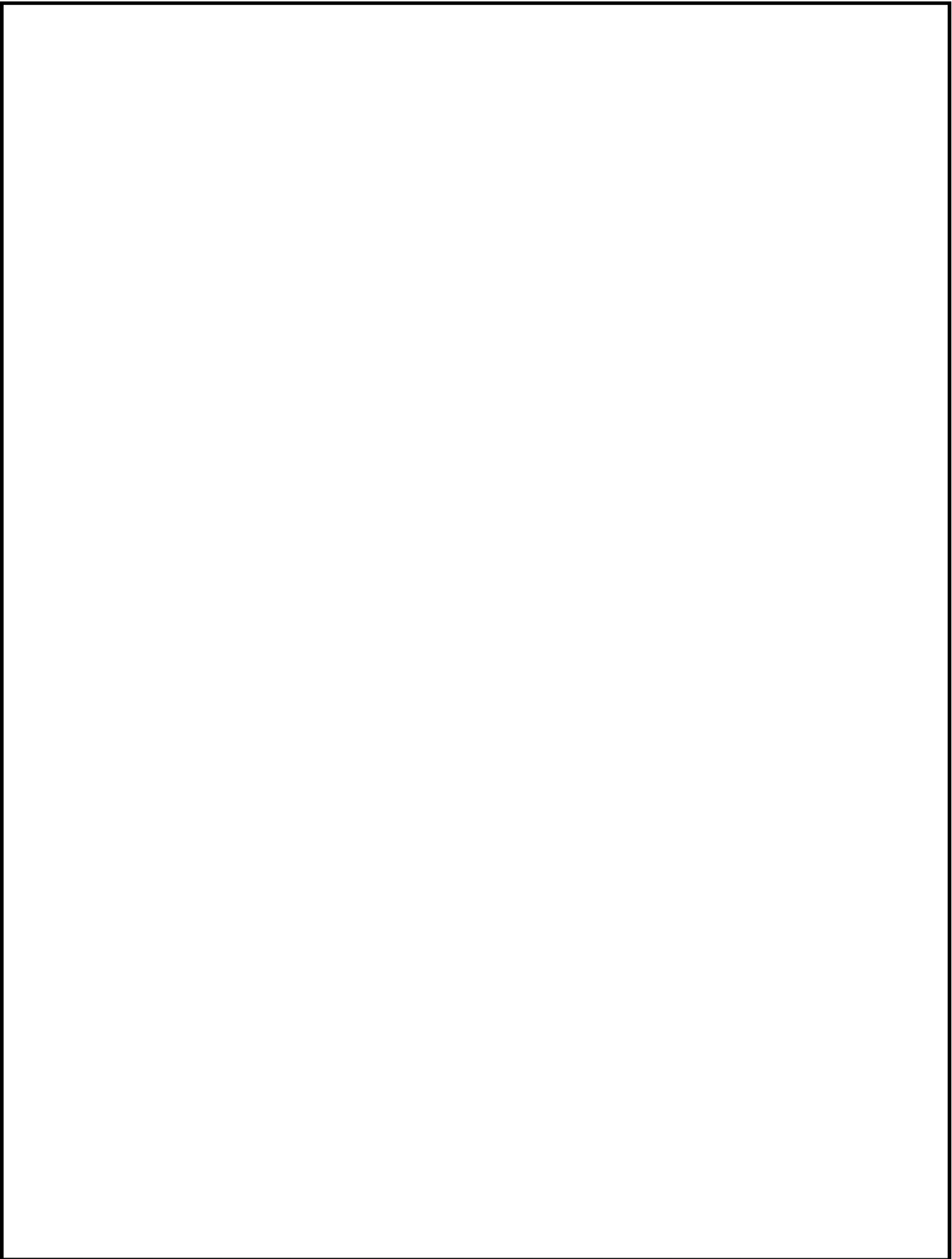
Приймаємо $D_M = 0,432 \text{ м}$

$$V_M = \frac{3,14 \cdot 0,432 \cdot 1800}{60} = 40,6944$$

Окружна швидкість маховика не перевищує задані норми. Для чавуну (40...50), для сталі (60...70)

Висновок до розділу

У даному розділі було розраховано динаміку кривошипно-шатунного механізму, що дало змогу визначити сумарні сили і моменти, що виникають від тиску газів та сил енергії та визначити нерівномірність крутного моменту двигуна. За розрахунками, для компенсації нерівномірного крутного моменту, було визначено основні параметри маховика а саме: середній діаметр маховика $D_{cp} = 0,35 \text{ м}$, маса маховика $M_M = 35,26 \text{ кг}$, окружна швидкість маховика на зовнішньому ободі $V_M = 40,6944$



					ПЗ.6.142.2227ст.02						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 4. Проектування відцентрового насосу системи охолодження			Літ.	Аркуш	Аркушів	
Студент	Єрмаков П. В.										
Консультант									68		
Керівник	Мінчев Д.С.							НУК ім. адмірала Макарова			
Зав. каф.	Гогоренко О. А										

4. ПРОЕКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА 8ДКРН 70/325

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.

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

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

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

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

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

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

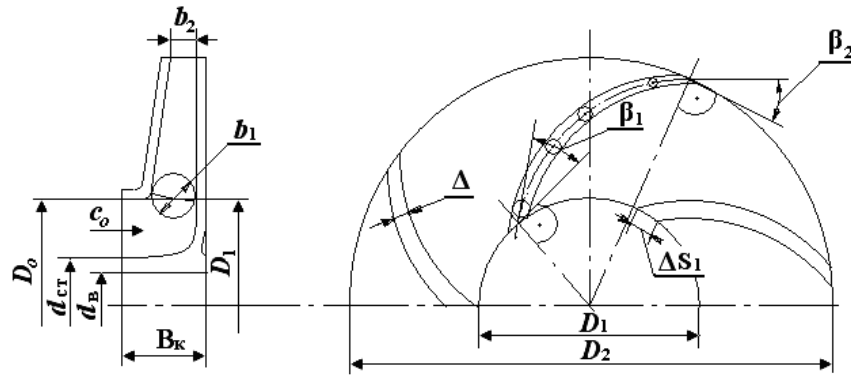


Рис. 4.1 – Схема робочого колеса відцентрового насоса.

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

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

$D_{1пр}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, мм.

Приведений діаметр в першому наближенні обчислюється за формулою:

$$D_{1пр} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}},$$

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.)

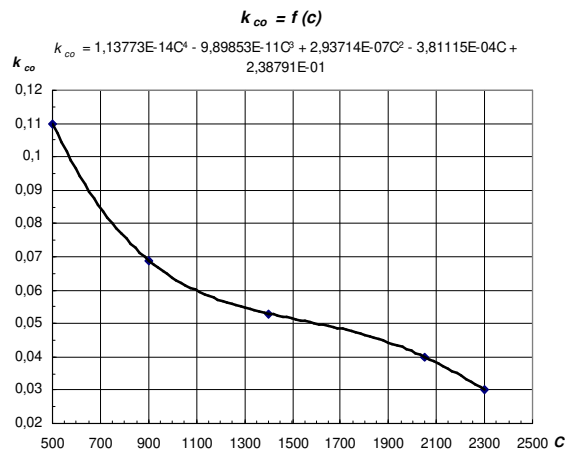


Рис. 4.2 – Графік залежності $k_{C_0} = f(C)$.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227ст.02

Аркуш

71

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:

$$Q_1 = \frac{Q}{z_1},$$

де z_1 – кількість потоків (коліс) в насосі, шт. Приймаємо $z_1 = 1$.

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

$$D_{1np} = 4,47 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0098}{30 \cdot 366,33}} = 0,0631 \text{ (м)}.$$

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

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

де $d_{ст}$ – 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:

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

де d_B – діаметр вала ротора насосу, м.

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

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} ,$$

де M_K – крутний момент на валу ротора насосу, Н·м;

$[\tau_{кр}] = (300 \dots 500) \cdot 10^5 \text{ Па}$ – допустиме напруження на скручування для вала круглого перетину виготовленого зі сталі [3].

Приймаємо $[\tau_{кр}] = 300 \cdot 10^5 \text{ Па}$

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

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.

Кругний момент на валу ротора насоса обчислюється за формулою:

$$M_k = \frac{N_b}{\omega},$$

де N_b – потужність на привід вала ротора насоса, Вт.

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

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

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

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

$$d_{ст} \approx 0,015 \text{ (м)}.$$

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.

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

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

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

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

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

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

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

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:

$$D_{1\text{пр}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,015^2 + 0,06^2)} = 0,0438 \text{ (м)}.$$

Значення гідравлічного ККД:

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

Об'ємний ККД обчислюється за формулою:

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

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

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;

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 захаращення 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.

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 $1,1 \dots 1,25$. Умова виконується.

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

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

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:

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

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 $0,2 \dots 0,4$;

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:

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

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

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, будуємо трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насосу (див. рис. 2.3.).

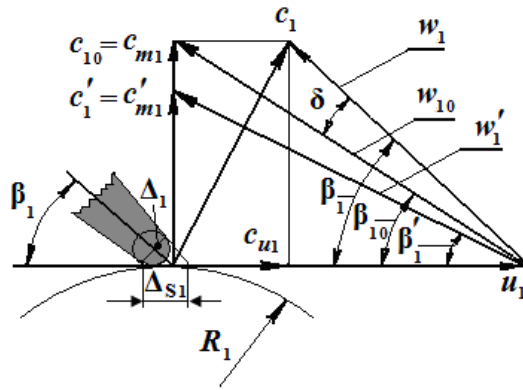


Рис. 4.3 – Суміщені трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насоса.

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:

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

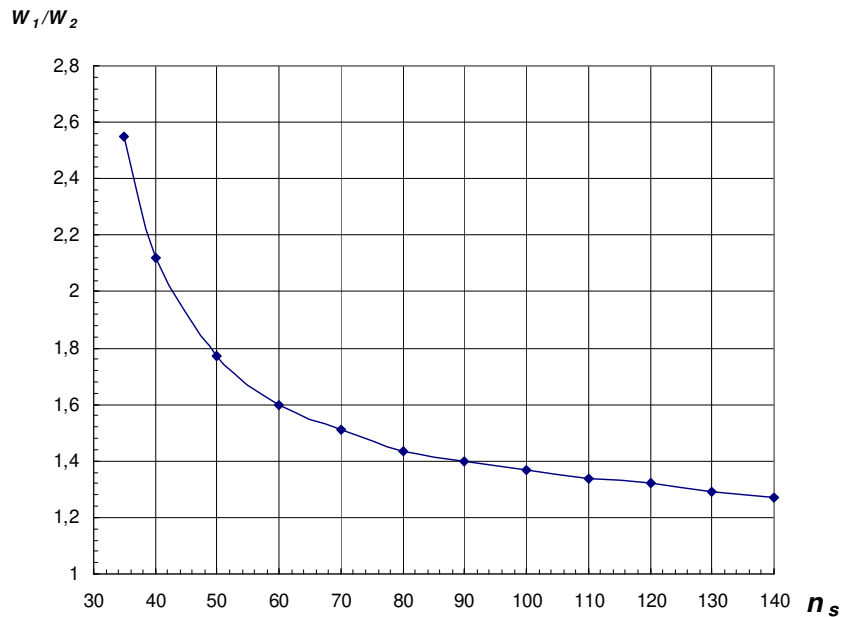
$$c_{2u\infty} = \frac{347,4 \cdot (1 + 0,1728)}{23,01} = 17,71 \text{ (м/с)}.$$

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

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

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

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.)



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

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 проєкцій 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.).

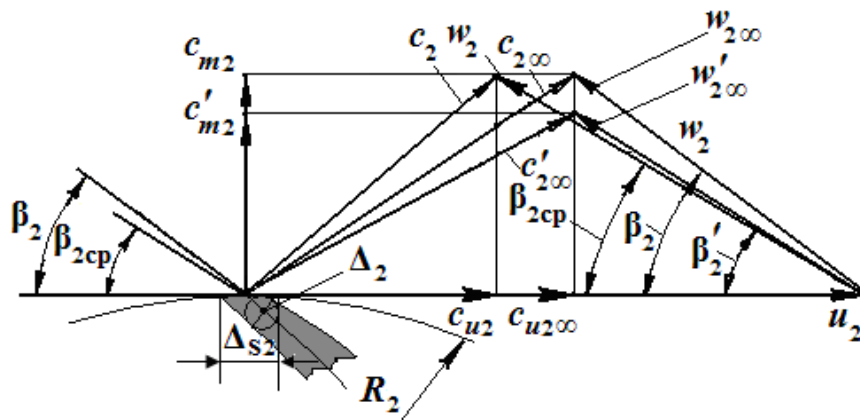


Рис. 4.5 – Суміщені трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса.

В результаті визначення основних параметрів робочого колеса насосу 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 $\beta_2 = 25^\circ$

Формат А4

ПЗ.6.14.2.2227ст.01

Перв. примен.

Справ. №

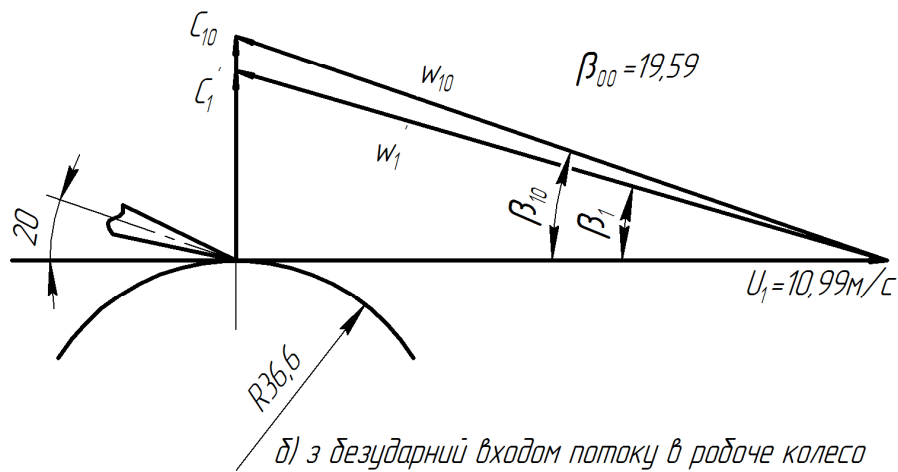
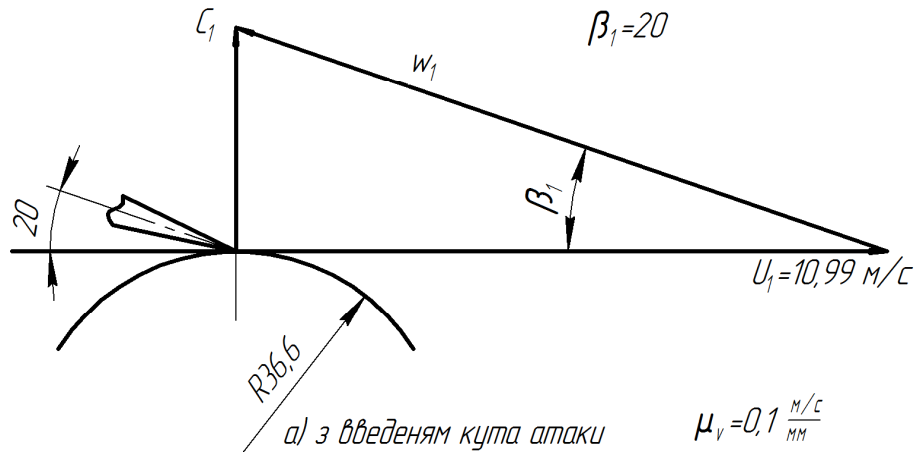
Подп. и дата

Инд. № дил.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.



ПЗ.6.14.2.2227ст.01

Трикутний швидкостей
на вході в
робоче колесо

Лист	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1

НУК

Копировал

Формат А4

4.3 Розрахунок і побудова меридіанного перерізу робочого колеса

Побудова меридіанного перерізу робочого колеса (див. рис. 3.2.) 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	1
		0,014706	a
		0,01321	б
		0,012191	в
		0,011496	г
		0,01104	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	3,16	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта зашарплення 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	б
		2,656	в
		2,488	г
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	$\bar{b}$	$\bar{e}$	$\bar{z}$	R_2
	0,0300	0,0366	0,0431	0,0497	0,0562	0,0628
Ширини каналів, м	b_1	a	$\bar{b}$	$\bar{e}$	$\bar{z}$	b_2
	0,0170	0,0147	0,0132	0,0122	0,0115	0,0110

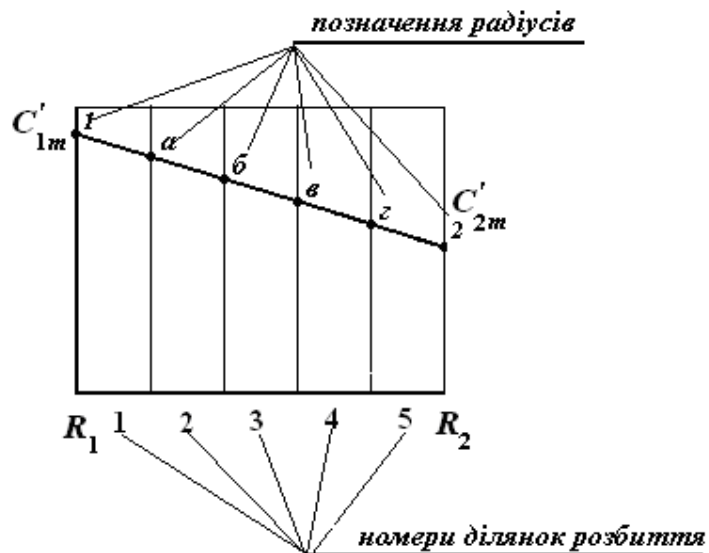


Рис. 4.6 – Графік зміни меридіанній складовій абсолютної швидкості C'_{2m} по радіусу (з позначеннями радіусів і номерів ділянок розбиття).

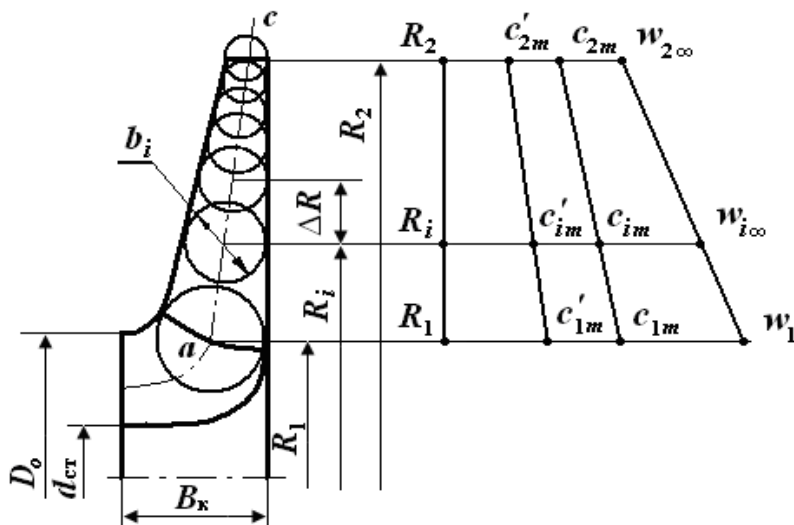
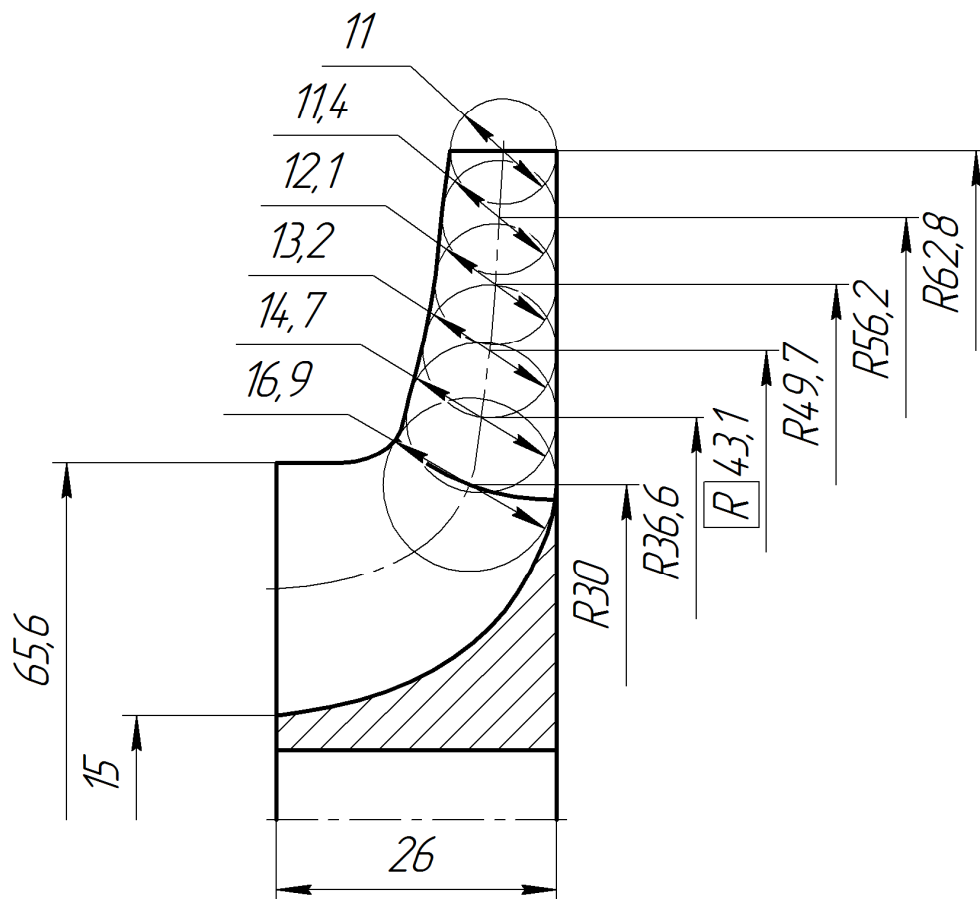


Рис. 4.7 – Меридіанний переріз робочого колеса.

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



						ПЗ.6.142.2227ст.01		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Меридіальний переріз робочего колеса	Лист.	Масса	Масштаб
Разраб.	Бухарін А.А.							1:1
Пров.	Ермаков П.В.							
Т.контр.						Лист	Листов	1
Н.контр.						НУК		
Утв.								

4.4 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.

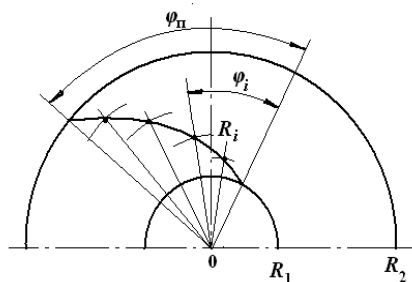


Рисунок 4.8 – Схема побудови лопаті робочого колеса насоса в плані.

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>ж</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 на різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	3,769	a
		3,628	b
		3,487	b
		3,346	c
		3,205	d
		3,064	e
		2,923	$ж$
		2,782	$з$
		2,641	$и$
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	a
		10,336	b
		9,784	b
		9,232	c
		8,68	d
		8,128	e
		7,576	$ж$
		7,024	$з$
		6,472	$и$
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	5,92	2

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

№ то- чки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \lg \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta\varphi_i = \frac{180}{\pi} \times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta\varphi_i$	$R_i,$ м
1	20,00	91,65	86,54		0	0	0,0300
<i>a</i>	20,26	81,43	69,38	77,20	16,28	16,28	0,0333
<i>б</i>	20,56	72,96			14,52	30,80	0,0366
<i>в</i>	20,89	65,80	56,93	62,71	13,05	43,85	0,0398
<i>г</i>	21,26	59,63			11,80	55,64	0,0431
<i>д</i>	21,68	54,24	47,30	51,84	10,71	66,35	0,0464
<i>e</i>	22,16	49,45			9,75	76,10	0,0497
<i>жс</i>	22,71	45,14	39,40	43,18	8,90	85,00	0,0530
<i>з</i>	23,34	41,22			8,12	93,12	0,0562
<i>и</i>	24,10	37,58		35,88	7,41	100,53	0,0595
2	24,99	34,17			6,75	107,28	0,0628

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

ПЗ.6.142.2227см.01

R62,8

R59,5

R56,2

R53

R49,7

R46,4

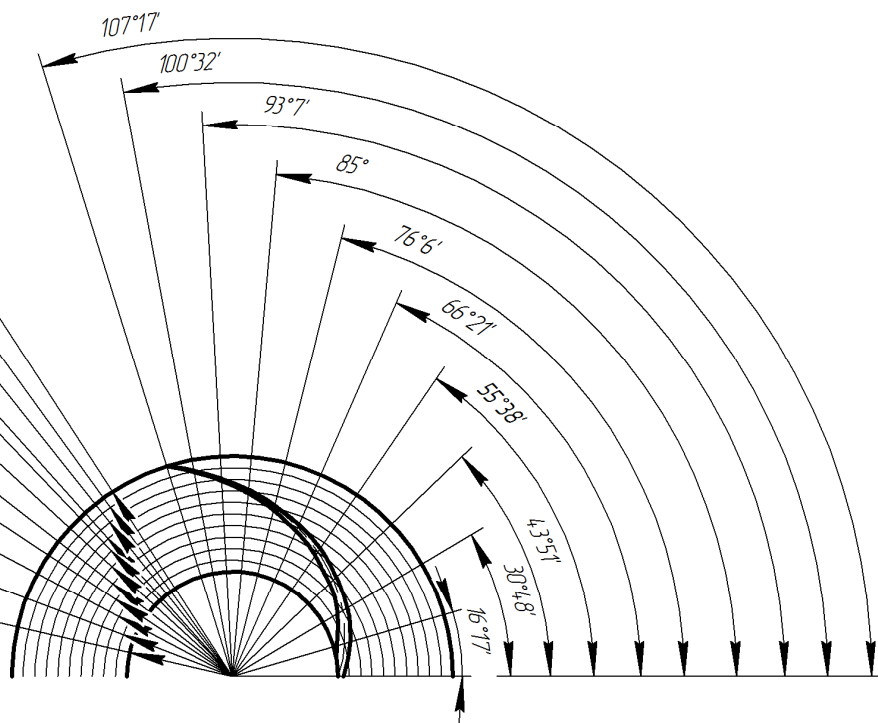
R43,1

R39,8

R36,6

R33,3

R30



ПЗ.6.142.2227см.01

Лопасть
в плане

Лист

Масса

Масштаб

1:2

Лист

Листов

1

НУК

Копировал

Формат А4

4.5 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 дифузорний 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 .

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 $R_я$.

$$R_я = R_3 + \Delta Я ,$$

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

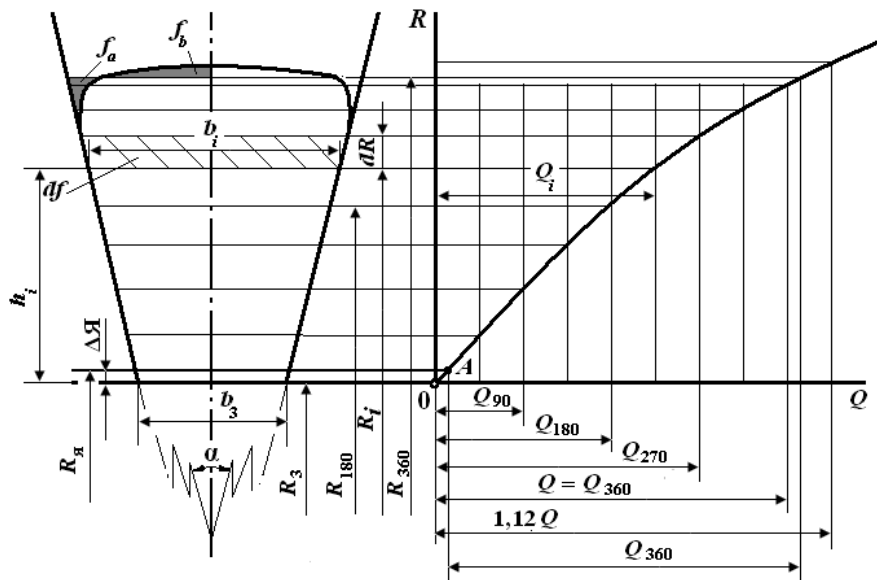


Рис. 4.9 – Комплексний графік для визначення розмірів спірального відводу.

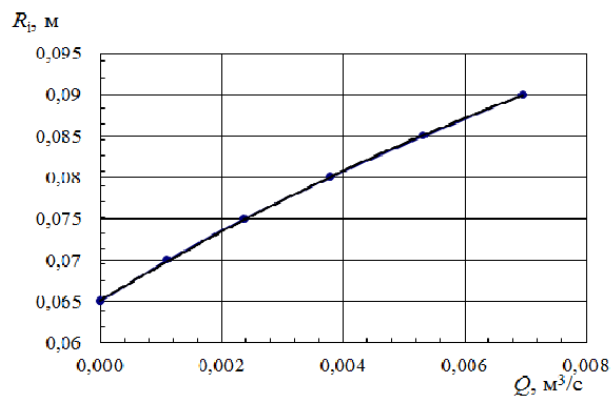


Рис. 4.10 – Залежність внутрішнього радіусу спіральної поверхні відводу від розходу.

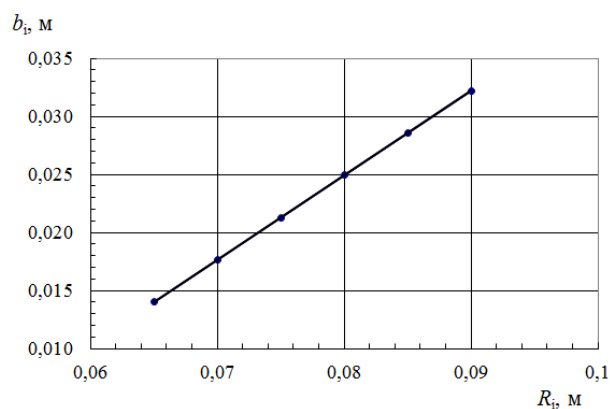


Рис. 4.11 – Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіусу спіральної поверхні відводу.

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	$B_i = \frac{b_i}{R_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta Q = \frac{L_{\tau}}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$, м³/с	$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^i \Delta Q$, м³/с
B_3	0,215385	0,2337		0,0000	0,0000
a	0,251967			0,0011	0,0011
b	0,283672	0,2975	0,2678	0,0013	0,0024
$в$	0,311414		0,3237	0,0014	0,0038
z	0,335892	0,3468		0,0015	0,0053
∂	0,35765		0,3674	0,0016	0,0070
e	0,377118	0,3859		0,0017	0,0087
$ж$	0,394639		0,4026	0,0018	0,0105
$з$	0,410491	0,4177		0,0019	0,0124
$и$	0,424903		0,4315	0,0020	0,0144
κ	0,438061	0,4315		0,0020	0,0165
$л$	0,450122		0,4557	0,0021	0,0186
$м$	0,461219	0,4663		0,0022	0,0207
$н$	0,471462		0,4853	0,0022	0,0230
$о$	0,480947	0,4853		0,0023	0,0253
$п$	0,489753		0,4939	0,0023	0,0276
p	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 , м³/с	R_i , м	b_i , м
0	0,0000	0,065	0,0140
a	0,0011	0,07	0,0176
b	0,0024	0,075	0,0213
v	0,0038	0,08	0,0249
z	0,0053	0,085	0,0286
∂	0,0070	0,09	0,0322
e	0,0087	0,095	0,0358
$ж$	0,0105	0,1	0,0395

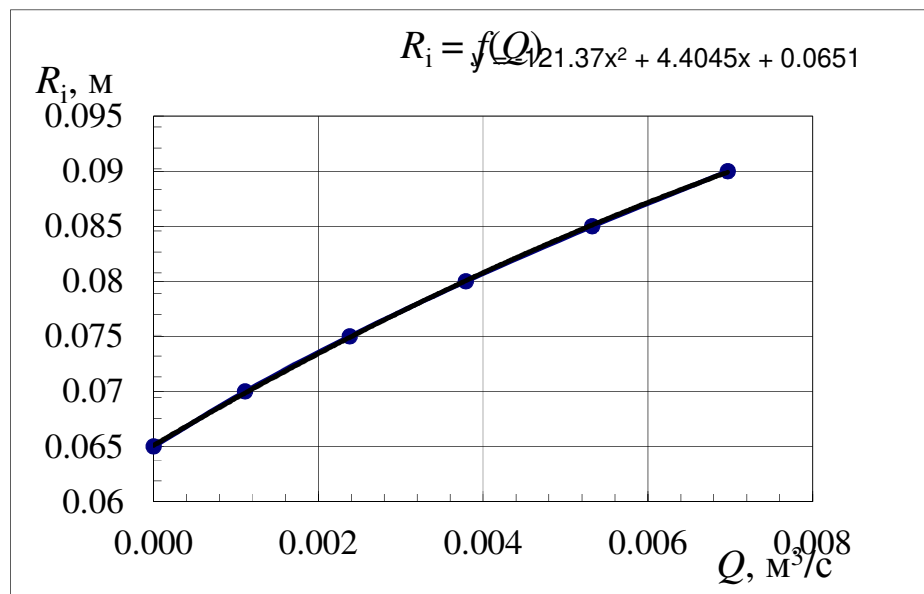


Рис. 4.12 – Результати обробки Рис. 4.10

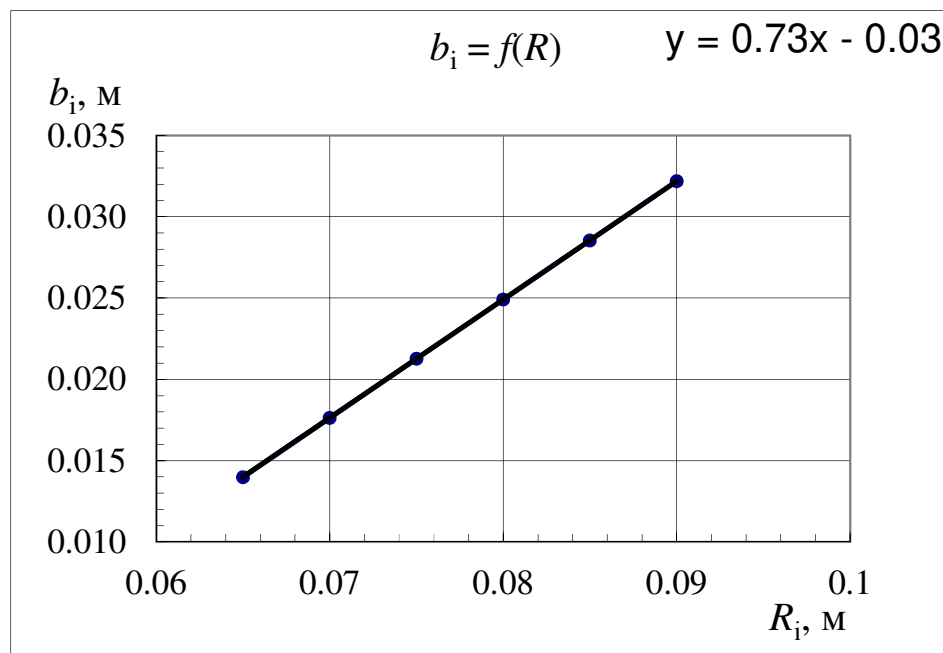


Рис. 4.13 – Результати обробки Рис.4.11

Таблиця 4.9 – Розміри поперечних перетинів відводу для різних кутів обхвату.

φ_i	0	45	90	135	180	225	270	315	360
$R_\varphi, \text{мм}$	65	71	76	81	85	89	92	95	98
$b_\varphi, \text{мм}$	17,5	21,6	25,4	28,8	32,0	34,9	37,4	39,6	41,6
$h_\varphi, \text{мм}$	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).

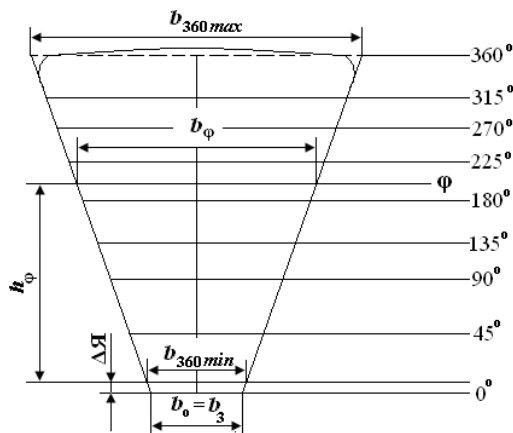


Рис. 4.14 – Поперечні перетини спірального відводу.

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 осьових ліній цих перетинів з лініями максимальної ширини перетинів проводиться плавна крива, яка утворює внутрішню поверхню перетину спірального відводу, перпендикулярного вісі обертання робочого колеса насосу.

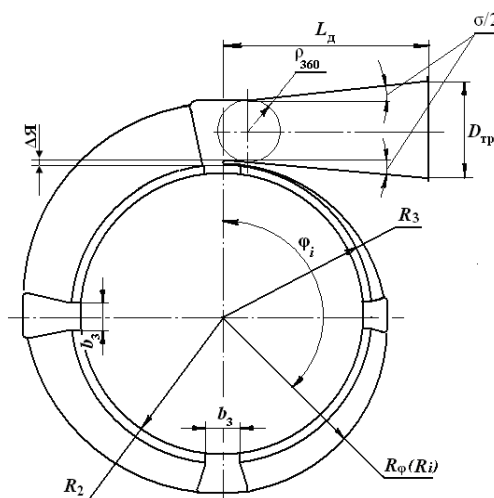


Рис. 4.15 – Спіральний відвід.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПЗ.6.142.2227ст.02

Аркуш

98

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

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

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

Данні максимальних і мінімальних значень R і b беремо з табл. 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 насосу $c_{тр}$. Згідно з [2] швидкості на виході з насосу повинна бути в межах 2...5 м/с.

Приймаємо $c_{тр} = 4$ м/с.

Діаметр кінцевого перетину дифузору визначається за формулою:

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

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

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

Приймаємо $\sigma = 10^\circ$.

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

$$L_d = \frac{D_{тр} / 2 - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}},$$

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

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.

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.

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
						100
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

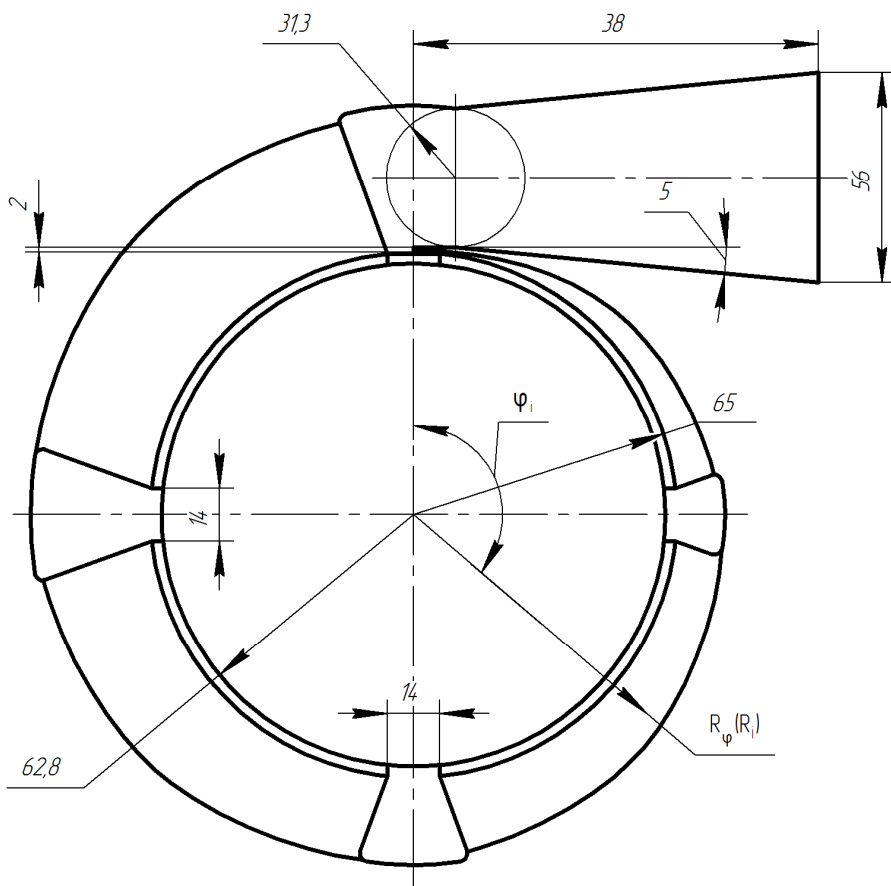
Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

ПЗ.6.14.2.2227ст.01



ПЗ.6.14.2.2227ст.01

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Ермаков П.В.		
Пров.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Меридиальный перерез
рабочего колеса

Лит.	Масса	Масштаб
Лист	Листов	1

НУК

4.6 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:

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

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 $\lambda_1 = 1,1$.

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

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

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

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

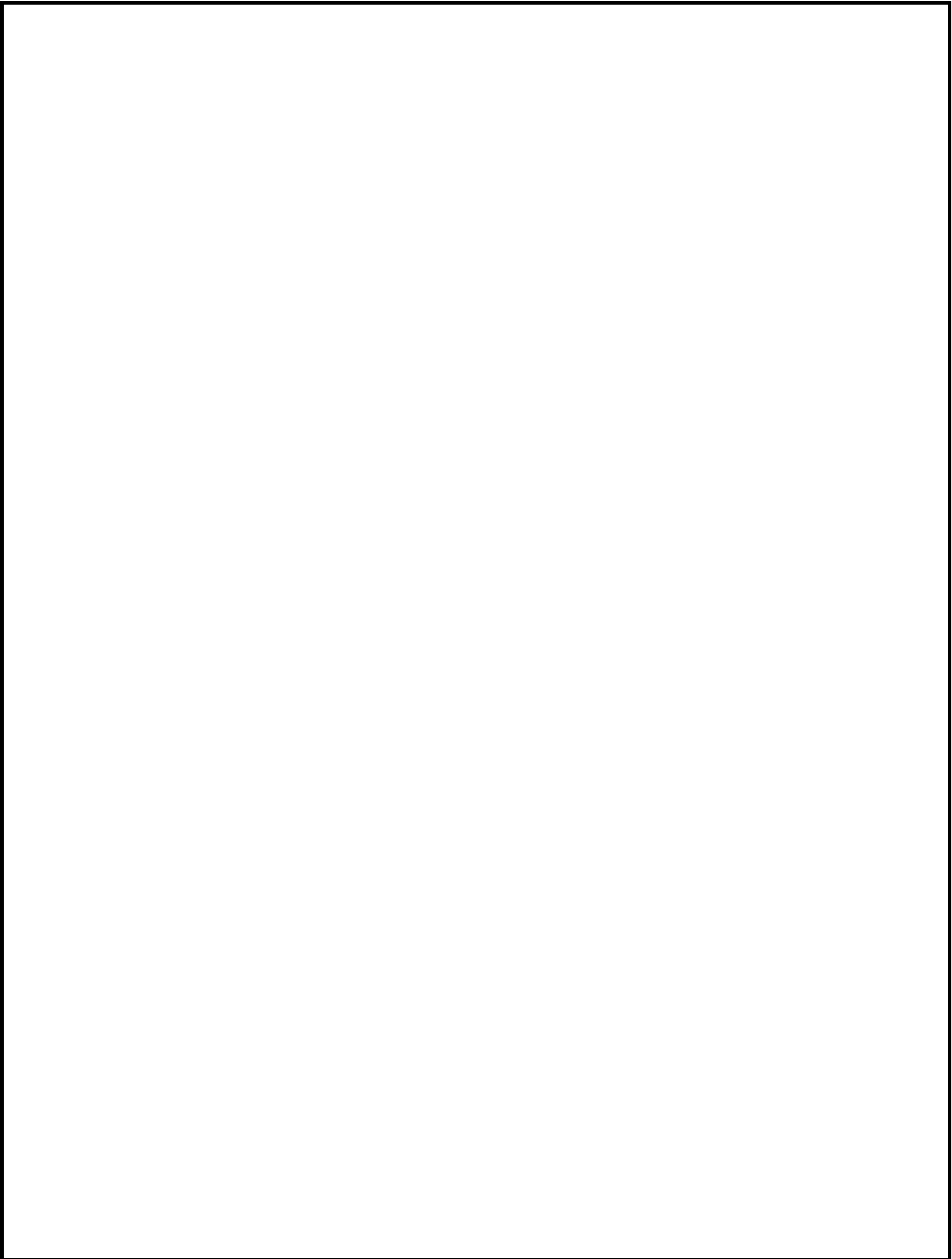
Висновок до розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування даного насосу при заданих параметрах: витрата насоса $Q = 35 \text{ м}^3/\text{год}$, питома робота $L = 280 \text{ Дж/кг}$. На підставі розрахунку визначенні основні конструктивні розміри насоса з можливими відхиленнями, які не суттєві для проведення компоновочного конструювання.

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

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

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103



					ПЗ.6.142.2227ст.02								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Єрмаков П.В..			Розділ 5. Розрахунки основних систем двигуна			Літ.		Аркуш		Аркушів	
Консультант										104			
Керівник		Мінчев Д.С.						НУК ім. адмірала Макарова					
Зав. каф.		Гогоренко О.А.											

5. РОЗРАХУНКИ ОСНОВНИХ СИСТЕМ ДВИГУНА (ОХОЛОДЖЕННЯ, ЗМАЩУВАННЯ, ПАЛИВОПОДАЧІ).

Розрахунки основних систем двигуна необхідні для забезпечення параметрів двигуна, що дозволяють йому працювати в робочому режимі з максимальним дотриманням усіх вимог до його експлуатації.

5.1 Розрахунок основних елементів паливної системи

Визначаємо подачу паливопідкачуючого насоса:

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n};$$

де:

$N_e = 390$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$g_e = 0,185$ кг/(кВт год) - питома витрата палива двигуна;

ρ_n - густина палива; приймається $\rho_n = 0,826$ т/м³;

Примемо $\rho_n = 826$ кг/м³;

$K = 2 - 3$ - коефіцієнт запасу подачі;

Примемо $K = 3$

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n} = 0,262 \text{ м}^3/\text{год};$$

Визначаємо потужність споживану паливопідкачуючим насосом:

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5};$$

де:

H - напор насоса, приймається орієнтовно $H = 30 - 60$ м;

Примемо $H = 60$;

η_n = ККД насоса.

Для шестерених насосів $\eta_n = 0,7 - 0,75$; для гвинтових: $\eta_n = 0,8 - 0,85$;

Примемо $\eta_n = 0,7$

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5} = 0,0505 \text{ кВт};$$

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}};$$

де:

v_n - швидкість фільтрації

Для сітчатих фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Для пластінчатих фільтрів: $v_n = 0,06 - 0,12$ м/сек;

Для дотно-щільових фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Примемо $v_n = 0,02$ м/сек;

$k_{\text{жс}} = 0,2 - 0,3$ - коефіцієнт живого перетину;

Примемо $k_{\text{жс}} = 0,2$

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}} = 0,0182 \text{ м}^2;$$

Таким чином, отримано наступні результати розрахунків:

Подача паливопідкачуючого насоса W , м ³ /год	0,2620
Потужність споживана паливопідкачуючим насосом $N_{\text{пн}}$, кВт	0,050
Площа фільтруючої поверхні фільтра F_{ϕ} , м ²	0,0182

5.2 Розрахунок системи змащення

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ

1. Розраховуємо контур циркуляції масла:

Кількість тепла, що виділяється за рахунок тертя у двигуні, кДж/год:

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

де:

$N_e = 390$ кВт - потужність двигуна;

η_m - механічний ККД двигуна.

Звичайно приймається $\eta_m = 0,8 - 0,95$.

Примемо $\eta_m = 0,9412$

$\alpha_{mp} = 0,4 - 0,45$ - доля тепла тертя, що сприймається маслом.

Примемо $\alpha_{mp} = 0,45$

$$Q_{mp} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{mp} = 39470,72 \text{ кДж/год};$$

Проток масла для відводу тепла Q_{tr} :

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m};$$

де:

c_m - теплоємність масла, лежить у межах $1,98 - 2,00$ кДж/(кг К).

Примемо $c_m = 2,00$ кДж/(кг К)

ρ_m - густина масла, $\rho_m = 850 - 920$ кг/м³;

Примемо $\rho_m = 920$ кг/м³;

$\Delta t_m = t_{2m} - t_{1m}$ - різниця температур вихідного та вхідного масла в двигун,

орієнтовно приймається $\Delta t_m = 5 - 8$ °С.

Примемо $\Delta t_m = 5$ °С;

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m} = 4,29029546 \text{ м}^3/\text{год};$$

Кількість тепла, яка сприймається маслом при охолодженні поршнів:

$$Q_n = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p = \alpha_n \cdot Q_m$$

Розрахунки системи охолодження показують, що кількість тепла яке виділяється у двигуні 6ЧН 12,8/16,6 становить
39470,72

α_n - доля тепла, сприймаемого маслом при охолодженні поршнів. Приймається
 $\alpha_n = 0,04 - 0,05$.
Примемо $\alpha_n = 0,05$

$$Q_n = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p = 1973,536 \quad \text{кДж/год;}$$

Проток масла через поршні:

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

де:

Δt_n - перепад температур масла;

Приймається $\Delta t_n = 15 \quad ^\circ\text{C};$

$$W_2 = \frac{Q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n} = 0,07150493 \quad \text{м}^3/\text{год;}$$

2. Визначаємо подачу циркуляційного масляного насоса:

$$W_{\text{цн}} = k_v \cdot (W_1 + W_2);$$

де:

k_v - коефіцієнт запасу подачі насоса. Обирається у межах $k_v = 1,2 - 1,5$, причому більші значення беруться для ВОД.

Примемо $k_v = 1,5$

$$W_{\text{цн}} = k_v \cdot (W_1 + W_2) = 6,542701 \quad \text{м}^3/\text{год;}$$

3. Визначаємо потужність, споживану насосом:

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

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108

де:

H - напор насоса. .

Для МОД, СОД: $H = 30 - 40$ м, для ВОД: $H = 40 - 60$ м

Примемо $H = 60$ м;

η_n - ККД насоса.

Для шестеренних насосів $\eta_n = 0,70 - 0,75$.

Для гвинтових насосів $\eta_n = 0,80 - 0,85$.

Примемо $\eta_n = 0,75$

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{цн}} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \times 10^{-5} = 1,31 \text{ кВт};$$

4. Визначаємо площу фільтруючої поверхні фільтра грубого очищення:

$$F_{\text{ФГО}} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_M \cdot k_{\text{жс}}};$$

де:

$k_{\text{жс}}$ - коефіцієнт живого перетину;

$k_{\text{жс}} \approx 0,2 - 0,3$;

Примемо $k_{\text{жс}} = 0,2$

v_M - допустима швидкість масла;

Для сітчастих фільтрів $v_M = 0,02 - 0,04$ м/с;

Для дотно-щільових фільтрів $v_M = 0,025 - 0,05$ м/с;

Для пластинчато-щільових фільтрів $v_M = 0,06 - 0,12$ м/с;

Примемо $v_M = 0,06$ м/с;

$$F_{\text{ФГО}} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_M \cdot k_{\text{жс}}} = 0,151451 \text{ м}^2;$$

5. Визначаємо площу поверхні фільтра тонкого очищення:

$$F_{\text{ФГО}} = \frac{W_{\text{цн}}}{q_{\phi}};$$

де:

q_{ϕ} - питома пропускна здатність матеріалу, з якого виконан фільтруючий елемент.

Для бумаги типу ДРКБ: $q_{\phi} = 1,0 - 1,2 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$;

Для бумаги типу НКФМ: $q_{\phi} = 1,5 - 2,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$;

Примемо $q_{\phi} = 1,5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$;

$$F_{\phi TO} = \frac{W_{\phi H}}{q_{\phi}} = 4,36180039 \text{ м}^2;$$

Висновок до розділу

В даному розділі були проведені розрахунки основних систем для забезпечення необхідних параметрів, що дозволяють двигуну працювати в робочому режимі з максимальним дотриманням усіх вимог до його експлуатації.

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
						110
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

В результаті встановлено, що двигун 6ЧН12,8/16,6 (MAN D2876 LE301) є сучасним судовим двигуном. Були визначені: особливості конструкції двигуна, його основних елементів та матеріалів, з яких вони виготовлені; особливості змащування циліндрів; особливості конструкції форсунок; особливості основних систем, їх елементів та принцип їх дії та вимоги до проектного двигуна. Отримана інформація використовується для подальших розрахунків робочого циклу двигуна, динаміки силового механізму, параметрів навісних агрегатів.

Виконані розрахунки робочого циклу двигуна за методикою Гріневецького-Мазінга та в програмі Blitz-PRO, в якій реалізована методика розрахунку в диференційній формі для розрахунку робочого циклу двигуна, визначення діаграм тиску та температур, які навантажують основні деталі силового механізму.

Встановлено, що за обома методиками отримані досить співставні результати, що наглядно ілюструється сумісними діаграмами, проте зафіксовані певні розбіжності. Так, за методикою Гріневецького-Мазінга індикаторний ККД робочого циклу склав $\eta_i = 47,7 \%$, в той час як у програмі Blitz-PRO досягнуто значення лише $\eta_i = 46,3 \%$. Відповідно при майже однаковому механічному ККД питома ефективна витрата пального за першою методикою дорівнює $g_e = 200,6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, а за другою $g_e = 196 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$. Розбіжність в значенні індикаторного ККД пояснюється більшими втратами теплоти у стінки циліндра при розрахунку в програмі Blitz-PRO, що було здійснено для відповідності даним заводу-виробника щодо кількості теплоти, яка відводиться у воду та масло. Крім того, підведення теплоти при розрахунку за методикою Гріневецького-Мазінга здійснюється швидше.

Іншою значною розбіжністю є значення коефіцієнту надлишку повітря при сгорянні палива α . За методикою Гріневецького-Мазінга $\alpha = 2,005$ в той час як у програмі Blitz-PRO $\alpha = 1,98$

При порівнянні результатів встановлено, що в програмному комплексі Blitz-PRO значно детальніше та точніше виконується розрахунки згоряння, газообміну та інших параметрів двигуна ніж за методикою Гріневецького-

Мазінга. При цьому методика Гріневецького-Мазінга також може застосовуватись, але для загального та поверхневого розрахунку двигуна.

Розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму дав змогу визначити сумарні сили і моменти, що виникають від тиску газів та сил енергії та визначити нерівномірність крутного моменту двигуна. За розрахунками, для компенсації нерівномірного крутного моменту, було визначено основні параметри маховика, а саме: середній діаметр маховика $D_{cp} = 0,35$ м, маса маховика $M_M = 35,26$ кг, окружна швидкість маховика на зовнішньому ободі $V_M = 40,6944$

Розрахунок відцентрового насосу системи охолодження, який необхідний для забезпечення нормальної роботи системи охолодження та двигуна у робочому режимі підтвердив можливість застосування даного насосу при заданих параметрах: витрата насосу $Q = 35$ м³/год, питома робота $L = 280$ Дж/кг. На підставі розрахунку визначенні основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які не суттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроектований 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.

Розрахунки основних систем дали змогу визначити необхідні параметри, що дозволяють двигуну працювати в робочому режимі з максимальним дотриманням усіх вимог до його експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Operating instructions_D2876 LE301_eng
2. Engineering Data Setting Values D2876LE
3. Repair Manual_D2876
4. <http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf>

					ПЗ.6.142.2227ст.02	Аркуш
						113
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		