

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

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

«_____» _____ 2022 г.

Дипломна робота бакалавра

Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 51/60 (MAN 8L 51/60 DF) потужністю $N_e = 8000$ кВт, $n = 500$ хв⁻¹

Виконав студент Бурсук А. С.

підпис

Керівник Мінчев Д. С. _____
підпис

Миколаїв 2022 р.

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

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

Бурсуку Андрію Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 51/60 (MAN 8L 51/60 DF) потужністю $N_e = 8000 \text{ кВт}$, $n = 500 \text{ хв}^{-1}$

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

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

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) параметри серійного двигуна: ефективна потужність $N_e = 8000 \text{ кВт}$, частота обертання колінчастого валу $n = 500 \text{ хв}^{-1}$, двигун застосовується в якості головного суднового.

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

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

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

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент

_____ (підпис)

Бурсук А. С.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Мінчев Д. С.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 51/60 (MAN 8L 51/60 DF) на об'єкті використання	6
2. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна	21
3. Розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму для номінального режиму роботи двигуна	52
4. Проектування відцентрового турбокомпресора для двигуна 8ЧН 51/60	63
5. Балансові розрахунки основних систем двигуна	73
Висновок	80

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

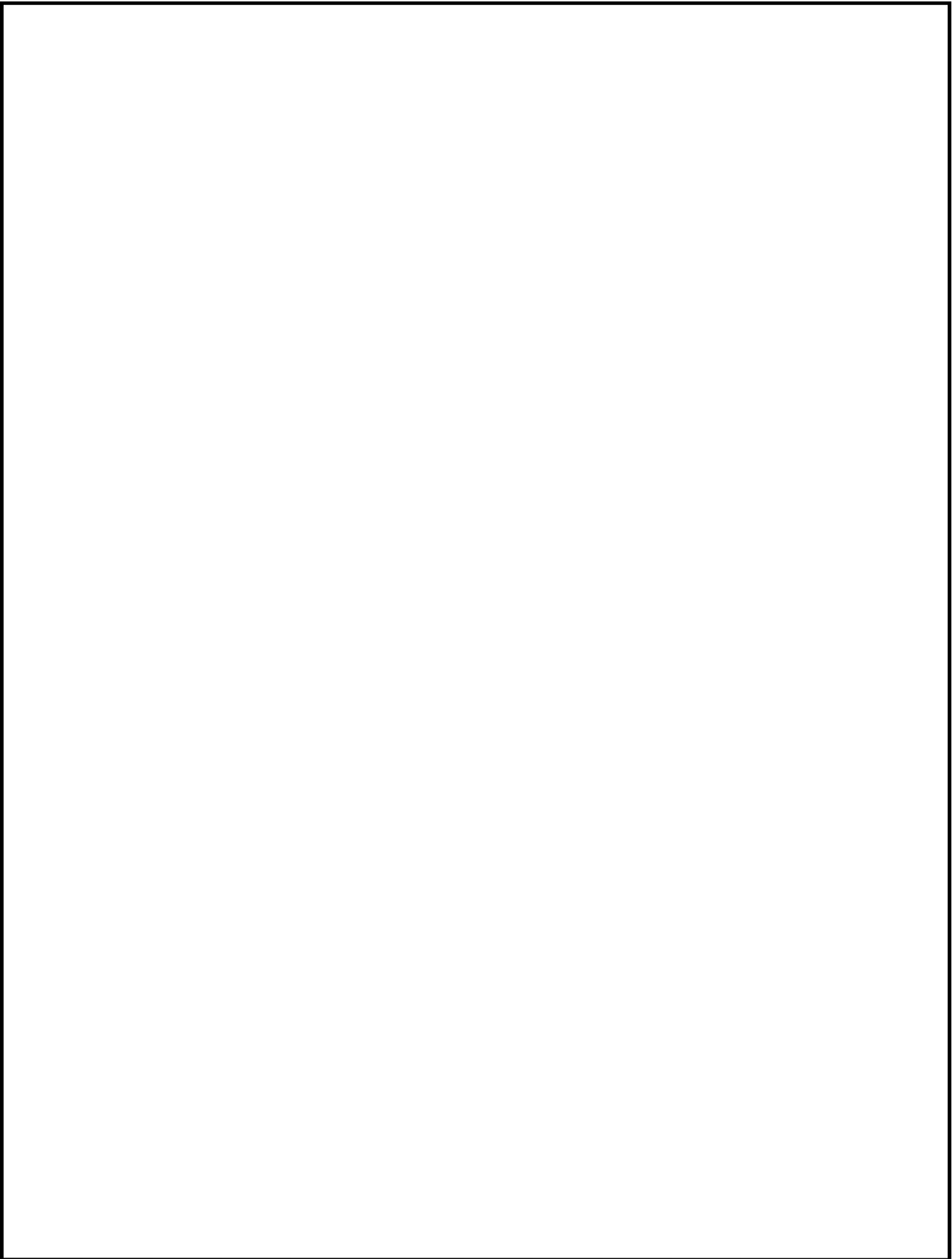
Вступ

Згідно з завданням кафедри, в даній роботі виконаний розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 51/60 потужністю $N_e = 8000$ кВт, $n = 500$ хв⁻¹, що входить застосовується в якості головного суднового двигуна.

Головний судновий двигун типу 8ЧН 51/60, що випускається фірмою MAN та має маркування MAN 8L 51/60DF є сучасним середньообертним двопаливним двигуном (рівень форсування $p_e = 1,96$ МПа), який широко застосовується в різноманітних СЕУ. Даний двигун є рядним восьмициліндровим двопаливним двигуном з ізобарною системою наддува (тиск наддувного повітря на номінальному режимі роботи становить $p_k = 0,372$ МПа), який може працювати як на газоподібному, так і на легкому і важкому дизельному пальному.

В конструкції двигуна поєднані традиційні та інноваційні рішення. Зокрема, заслуговує уваги застосування складеної циліндрової втулки, водяного охолодження паливних форсунок, тощо. Двигун обладнаний акумуляторною системою впорскування запалювального палива, традиційною системою подачі важкого палива та системою, що дозволяє змінювати фази газорозподілу залежно від режиму роботи двигуна. Завдяки останній системі на навантаженнях, близьких до номінального, двигун перемикається на роботу за циклом Мілера, тобто при завчасному закритті впускного клапану, що дозволяє зменшити викиди оксидів нітрогену. Також застосована система подачі газу, яка виконана на базі трубопроводів з подвійними стінками.

В дипломній роботі виконані опис двигуна та його основних систем, розрахунки робочих циклів двигуна з виконанням оптимізаційного пошуку, динамічний розрахунок двигуна, прямий розрахунок ступеня відцентрового компресора турбокомпресора, що застосовується для наддуву двигуна, а також розглянуте питання охорони праці.



					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Бурсук А. С.				Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 51/60 (MAN 8L 51/60 DF)	Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								6
Керівник	Мінчев Д.С.					НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.							

1. Опис конструкції двигуна-прототипу 8ЧН 51/60 (MAN 8L 51/60 DF)

MAN 51/60DF IMO Tier II від компанії "МАН Дизель і Турбо" - це двопаливний судновий двигун, який ефективно і з низьким рівнем викидів перетворює дизельне паливо або природний газ в електричну енергію або механічну роботу.

Двигун даного типу був вперше сертифікований у 2007 році для силових установок з постійною частотою обертання (тобто для дизель-генераторних установок). В результаті подальшої роботи у 2012 році двигун МАН 51/60DF був успішно сертифікований для судових енергетичних установок з механічною передачею потужності та гребними гвинтами з регульованим кроком.

Можливість переходу з газоподібного палива на дизельне паливо та у зворотному напрямку без зупинки двигуна забезпечує гнучкість роботи силової установки.

Загальні характеристики двигуна:

8 циліндрів, рядний, чотиритактний, двопаливний двигун

Діаметр циліндра 510 мм. Хід поршня 600 мм. Потужність 8000 кВт.

Об'єм циліндра 122,5 літрів. Відстань між центрами циліндрів 820 мм.

Охолодження

Циліндри (одноступінчасте): прісна вода

Повітря турбонаддуву (двоступеневе): прісна вода

Паливний насос: прісна вода

Запуск. Стиснене повітря

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

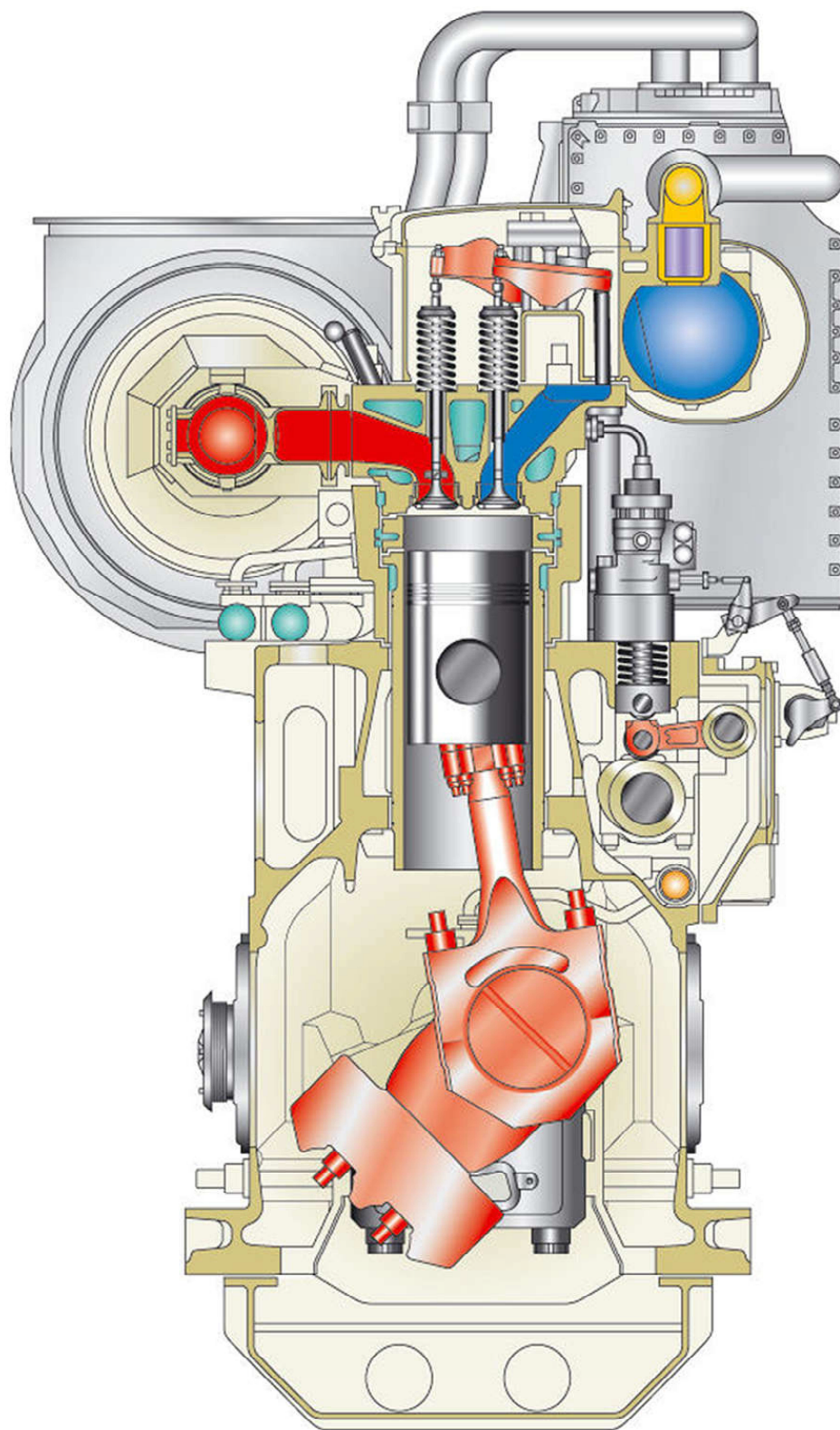


Рис.1.1. Загальний вигляд двигуна MAN 51/60DF

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Робоче паливо

Двигун MAN 51/60DF IMO Tier II призначений для роботи на рідкому і газоподібному паливі. У режимі рідкого палива двигун MAN 51/60DF IMO Tier II може працювати з MGO (DMA, DMZ), MDO (DMB) і з HFO до в'язкості 700 мм²/с (cSt) при 50° С. При цьому тривала робота на мазуті можлива в діапазоні навантажень від 20% до 100%.

У газовому режимі двигун може працювати на паливі з характеристиками, зазначеними в останній редакції специфікації. «МАН Дизель і Турбо» також пропонує рішення для роботи на газу з більш низьким метановим числом.

Впорскування здійснюється під високим тиском в рідкому паливному режимі з поліпшеним розпиленням для спалювання палива найнижчої якості з тих, що допускаються. У газовому режимі запалювання досягається за рахунок впорскування невеликої кількості пілотного палива за допомогою системи Common rail. В цілому, система впорскування палива оптимізована для низької витрати палива і низького рівня шкідливих викидів.

Застосування двигуна на судах

Суднові головні двигуни

Потужність двигуна обмежена 100% номінальною потужністю для двигунів, що працюють на гребні гвинти.

Потужність двигуна обмежена 110% від номінальної потужності для двигунів, що працюють на генератор електричної потужності. Перевантаження понад 100% навантаження допускається короткочасно, щоб запобігти падінню частоти під час раптового навантаження генератора.

Суднові допоміжні двигуни

Потужність, за якої допускається зупинка подачі палива в разі раптового зменшення навантаження, складає 110% від номінальної потужності. Перевантаження понад 100% може бути використана тільки на короткий час, щоб компенсувати коливання частоти під час прийому навантаження в дизельному і газовому режимах.

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Конструктивні особливості двигуна

Всі компоненти двигуна спроектовані і виготовлені для досягнення найвищої надійності, простоти техобслуговування і максимальних міжремонтних інтервалів. Нижче перераховані основні переваги двопаливних двигунів 51/60DF.

Шатуни і шатунні підшипники

Оптимізована «морська» верхня головка з роз'ємним з'єднанням у верхній частині штока, завдяки чому при вийманні поршня не потрібно роз'єднувати шатунний підшипник шатуна. Отже забезпечується низька висота виймання поршня. Оптимізовані вкладиші для шатунних підшипників підвищують експлуатаційну безпеку.

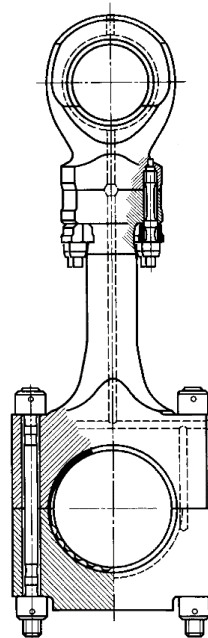


Рис.1.2. Шатун двигуна MAN 51/60DF

Головка циліндра

Геометрія камери згоряння головки циліндра забезпечує оптимальне згоряння газоподібного та рідкого палива. Розпилення палива в обох режимах роботи відбувається безпосередньо в об'єм камери згоряння, що призводить до якісного сумішоутворення та оптимального процесу спалювання, тобто зниження витрати палива в обох режимах роботи. Удосконалена геометрія камери згоряння оптимізована для спалювання газового і дизельного палива, а

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

також мазуту. Тонке розпилювання палива, що впорскується забезпечує високоефективне згоряння за рахунок оптимального коефіцієнта надлишку повітря.

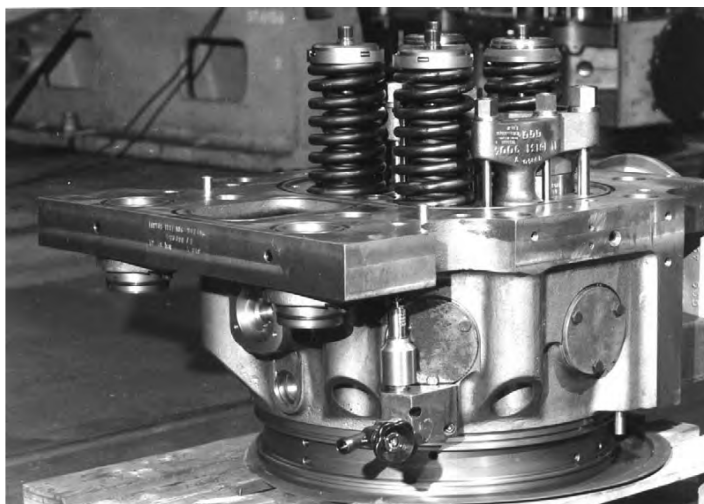


Рис.1.3 Головка блоку циліндрів двигуна MAN 51/60DF

Блок-картер двигуна

Жорсткий корпус в моноблочному виконанні (литий) з анкерними пов'язями від підвісного корінного підшипника до верхньої поверхні блок-картеру двигуна і пов'язями від головки циліндра до проміжного днища.

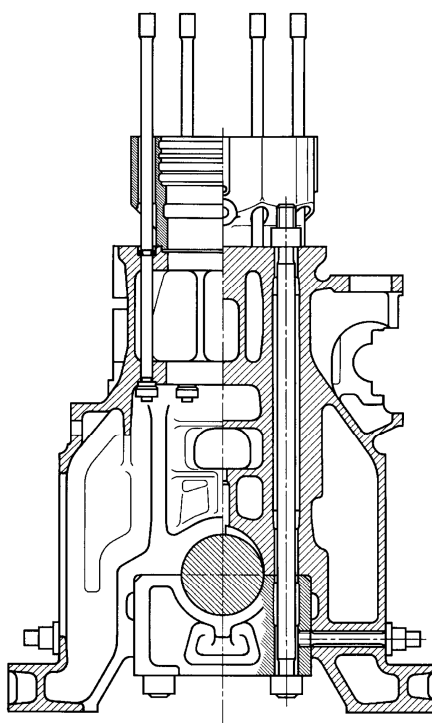


Рис.1.4. Блок-картер двигуна MAN 51/60DF

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Гільзи циліндрів

Товстостінна конструкція дозволяє виключити зовнішню деформацію і створює оптимальні умови для роботи поршнів.

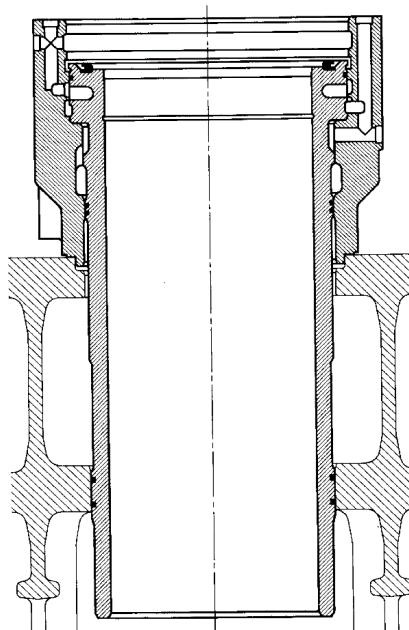


Рис.1.5. Гільза циліндра двигуна MAN 51/60DF

Втулка циліндра

Втулка циліндра встановлюється в індивідуальні проставки з порожнинами для циркуляції охолоджуючої рідини, не сприймає деформацій, що виникають при деформації блок-картеру двигуна, що забезпечує оптимальну роботу поршня, тобто високий термін служби і тривалі інтервали обслуговування.

Складені поршні

Головка поршня з кованої сталі з високою стійкістю до деформації (з охолодженням вздовжуванням). Тронк виготовлений з чавуну з кулястим графітом. У поєднанні з огневим кільцем верхньої частини складеної втулки циліндра, складені поршні запобігають небажаному впливу зносу циліндра одночасно з забезпеченням низького рівня витрати масла. Хромоване керамічне покриття верхнього поршневого кільця зі зносостійкими керамічними частками на поверхні кільця забезпечує високий рівень зносостійкості.

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

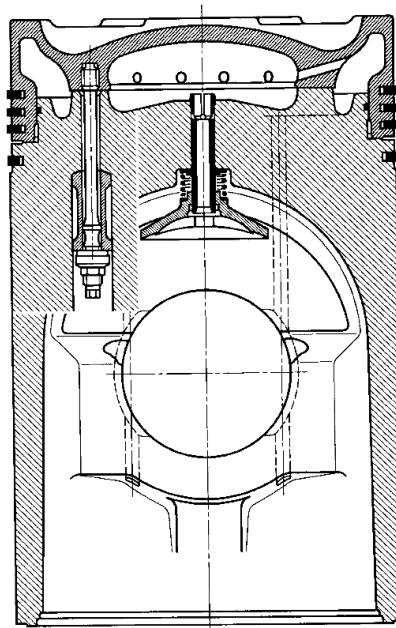


Рис.1.6. Поршень двигуна MAN 51/60DF

Клапани

Застосування в випускних клапанах гвинтового стрижня для автоматичного повертання в потоці відпрацьованих газів і посадка клапана в посилене водоохолоджувальне сидло дозволяють підтримувати низьку температуру клапанів.

Впускні клапани обладнані спеціальними механічними пристроями Rotocap для повороту.

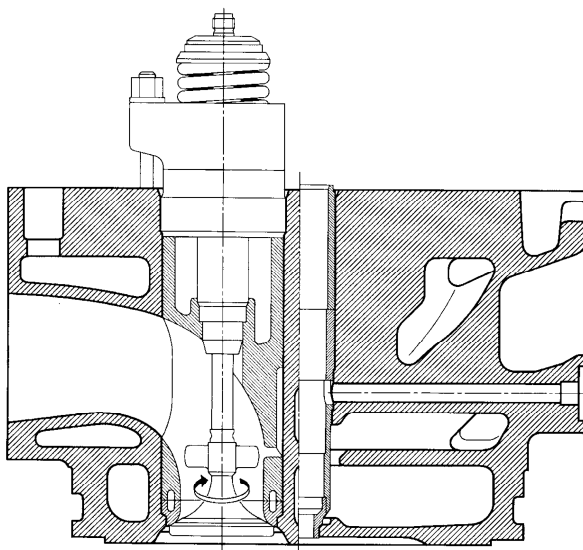


Рис.1.7. Головка циліндра двигуна та випускний клапан з обертаючим механізмом

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ

Арк.

Кришка клапанів

Модифікована кришка клапана із зменшеною вагою дозволяє швидко замінювати форсунки в газовому та рідкопаливні режимах. Компоненти, необхідні для роботи з газом, повністю інтегровані в корпус кришки. Висока міцність конструкції, хороша тепловіддача і конфігурація для максимального тиску запалювання забезпечують дуже високий рівень безпеки компонентів, тобто тривалий термін служби.

Система турбонаддуву «МАН Дизель і Турбо»

Система турбонаддуву постійного тиску використовує сучасні турбонагнітачі моделі ТСА, які мають тривалі міжремонтні інтервали підшипників. Система забезпечує повне згоряння палива з низькою тепловим навантаженням на компоненти камери згоряння. Крім того, висока ефективність роботи на повних і часткових навантаженнях призводить до значного надлишку повітря, а дуже високий ККД турбонагнітача при низькому перепаді тиску забезпечує хорошу роботу при частковому навантаженні. У двигунах 51/60DF як V-образного, так і рядного виконання встановлений один турбонагнітач моделі ТСА. Тому для всіх циліндрів потрібно тільки один загальний трубопровід для відводу вихлопних газів.

Визначення детонації

На кожному циліндрі встановлено датчик детонації. У поєднанні з індивідуальним управлінням пілотним впорскуванням система управління SaCoS_{one} забезпечує стабільну роботу в газовому режимі з достатнім запасом до виникнення детонації.

Система SaCoS_{one}

Система управління SaCoS_{one} забезпечує безпечну роботу двигуна в рідинному і газовому режимах з оптимальною витратою палива і низькими викидами. У газовому режимі, система управління SaCoS_{one} гарантує безпечну роботу між точками спрацьовування і перекосу. Всі циліндри в даному випадку контролюються окремо. Для роботи з рідким паливом, управління здійснюється на основі стандартної системи управління SaCoS_{one} для дизельного палива. Вся

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

система випробується на заводі-виробнику за допомогою системи для точного налаштування і функціональних випробувань двигуна. При введенні в експлуатацію судно вимагає мінімальних зусиль.

Запалювання за допомогою впорскування пілотного палива Common Rail

В двигуні використовується новітня технологія запалювання газу "мікропіотною" дозою запального палива. Газове паливо запалюється шляхом уприскування дистильованого пілотного палива, що становить лише приблизно 1% від кількості рідкого палива, необхідного для досягнення повної номінальної продуктивності двигуна в режимі рідкого палива.

Common Rail дозволяє гнучко регулювати час уприскування, тривалість і тиск для кожного циліндра. Така гнучкість дозволяє оптимізувати витрату палива і викиди в будь-який момент експлуатації двигуна. У режимі газоподібного палива технологія Common Rail також дозволяє дуже точно узгодити подачу газу і пілотного впорскування двигуна в усьому діапазоні зміни потужності двигуна.

Для забезпечення охолодження розпилювача форсунки пілотне впорскування палива здійснюється також при роботі двигуна на рідкому паливі.

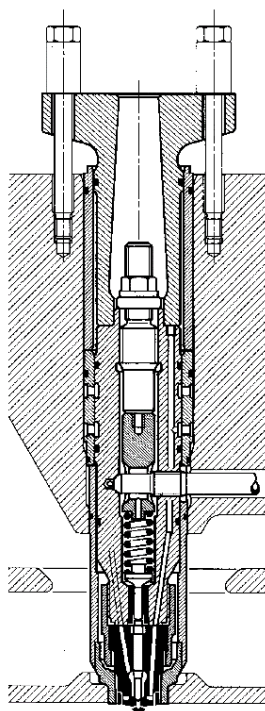


Рис.1.8. Клапан впорскування палива

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Концепція безпеки двопаливного двигуна "МАН Дизель і Турбо"

Можливі такі режими роботи: режим чистого газу або чистого дизельного палива, а також режим поділу палива (рідке і газоподібне паливо, що спалюється разом). Двигун запускається і зупиняється тільки під час роботи в режимі рідкого палива.

При необхідності безпеки система запускає різні дії, що призводять до спрацьовування сигналізації або автоматичному переключенні в рідкопаливний режим, без переривання подачі потужності на вал або відключення подачі палива двигунів і систем газопостачання.

Сажа

Сажеві викиди при роботі на рідкому паливі знаходяться на дуже низькому рівні за допомогою оптимізованого спалювання і турбонаддуву. Для підвищення вимог відносно невидимих викидів сажі в діапазоні 20% на виході на холостому ходу пропонується спеціальне допоміжне обладнання, яке запобігає утворенню видимого диму, навіть при такому низькому діапазоні навантаження. У газовому режимі викиди сажі в усьому діапазоні навантажень значно нижче межі видимості.

Викид NO_x при використанні газоподібного палива

Що стосується природного газу, двигун значно знижує рівень ІМО Tier II з надзвичайно великим запасом, в режимі газоподібного палива двигун вже відповідає суворим обмеженням ІМО Tier III по викидах NO_x , запропонованим для зони контролю викидів.

Викиди NO_x при використанні рідкого палива

Двигун 51/60DF відповідає вимогам за рівнем викидів NO_x . При роботі на газовому паливі рівень викидів шкідливих речовин у вихлопі двигуна значно нижче допустимих значень. Для виконання найсуворіших вимог щодо викидів NO_x пропонується для даного двигуна система селективного каталітичного відновлення.

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Застосування двигуна в складі пропульсивного комплексу судна

Coral energy: двопаливний перевізник ЗПГ

Суднобудівник: Neptun Werft; Назва судна: Coral energy;

Країна: Німеччина; Прапор: голландський

Перевізник зрідженого природного газу (ЗПГ) Coral Energy був запущений у грудні 2012 року з німецької верфі Neptun Werft і доставлений Anthony Veder.

Це судно є першим в світі двопаливним танкером для перевезення ЗПГ льодового класу 1А з механічною передачею потужності на гребний гвинт. Розробка судна розпочалася в 2010 році для клієнта Skangass, постачальника скандинавського природного газу, для розподілу ЗПГ у Скандинавії. Skangass шукав невеликого та середнього за масштабом перевізника ЗПГ, який міг би виконати це завдання.

Відповідний розмір судна, залежно від їх потреб до заводу і терміналу, був визначений після процесу логістичної оптимізації. Завдяки Coral Energy Skangass та Anthony Veder дозволяють поставляти ЗПГ екологічно чистим способом як більш чисте джерело енергії, до віддалених місць та до менших терміналів, де ЗПГ може використовуватися як бункерне паливо для інших суден, виробництва електроенергії чи роздрібної торгівлі.

Одне з нововведень, застосованих на судні, - це двопаливний двигун з механічною передачею потужності на гребний гвинт. Таким чином, рухова установка ефективна, і завдяки використанню ЗПГ в якості морського палива, рухова установка забезпечує екологічно безпечну експлуатацію судна. Крім цього аспекту, це судно є освітньою платформою для голландських моряків, де можна отримати знання про ЗПГ в якості вантажу і морського палива.

Завдяки розміру судна та інноваційного пакету сумісності, розробленим всередині компанії, судно може завантажувати ЗПГ на всіх терміналах світового масштабу. Корабель має позначення льодового класу 1А, яке відкриває можливості для віддалених спільнот в Північному регіоні.

Цей газовий танкер має загальну довжину 156 м і ширину 22,70 м, а також вантажопідйомність 15.600 м³ ЗПГ, який охолоджується під час транспортування

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

до мінус 164° С. Coral Energy оснащена двигуном з низьким рівнем викидів, який відповідає найвищим екологічним стандартам.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики

Судно:	Назва судна:	Coral energy
	Довжина:	154,95м
	Довжина між перпендикулярами:	146,67м
	Ширина:	22,70м
Висота:	До основної палуби:	14,95 м
Осадка:	Баласт:	5,19м
	ЗПГ:	7,35м
	Літо:	8,45м
Дедвейт:	При осадці СПГ:	8 710 дВт
	При літній осадці:	12 250 дВт
	Швидкість, сервісна:	15,80 вузлів
Вантажомісткість:	Об'єм рідини:	15 600 м ³
Бункеровальні танки:	Важке паливо:	1400 м ³
	Дизельне паливо:	150 м ³
	Водяний баласт:	4 908 м ³
Основні двигуни	Модель:	8L50DF
	Виробник:	MAN
	Кількість:	1
	Тип палива:	Природний газ, HFO, MGO
	Потужність двигуна:	7 800 кВт при 514 об/хв
Пропелери:	Виробник:	Wartsila
	Кількість:	1
	Фіксований / керований крок:	Керований
	Діаметр:	5,4 м
	Швидкість:	514 об/хв
Дизель-генератори:	Кількість:	2
	Марка / тип двигуна:	Wartsila 6L20DF

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

	Тип палива:	Природний газ, MGO				
	Потужність / швидкість кожного комплекту:	1,056 кВт x 1200 об/хв				
Інші крани:	Кількість:	2				
	Завдання:	Підтримка гнучких трубопроводів, резервний кран				
	Продуктивність:	5 тонн x 18,5 м; 4 т x 8,3 м				
Швартовочне обладнання:	Кількість:	7				
	Виробник:	Rolls-Royce				
	Тип:	гідравлічний привід				
Спеціальне рятувальне обладнання:	Кількість кожного та місткість:	1 x 30 осіб, 1 x 6 осіб, 3 x рятувальних плотів				
	Тип:	жорсткий човен без падіння, з внутрішнім мотором				
Вантажні цистерни:	Кількість:	3				
	Сорт перевезеного вантажу:	метан, скраплений природний газ (СПГ)				
	Резервуари з покриттям:	Резервуар типу С				
Вантажні насоси:	Кількість:	6				
	Марка/тип:	Hamworthy, Deerwell				
	Ємність:	270м³ / год				
Доповнення	Офіцери:	6				
	Екіпаж:	15				
Пасажири	Всього:	22				
	Кількість кабін:	26				
Носовий підрулюючий пристрій:	Виробник:	Verheer Omega				
	Кількість:	1				
	Потужність:	850 кВт				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.

	Дата запуску/вивільнення:	30 вересня 2012 року
	Дата доставки:	січень 2013 року

Класифікаційне товариство та позначення: BV | *Hull, *MACH,
 *AUT-UMS Liquefied gas carrier,
 Unrestricted navigation, Ice Class 1A, MON SHAFT, CLEANSHIP 7+,
 SYS NEQ-1, AVM-DPS, Inwatersurvey,
 Green Passport Liquefied Gas Carrier
 Type 2G/IER S.P 4.2 barg/F.R. -163°C

1.2. Навантаження двигуна на усталених режимах роботи

Згідно до даних заводу-виробника двигун може безпечно експлуатуватися в діапазоні усталених режимів роботи, показаних на рис. 1.9.

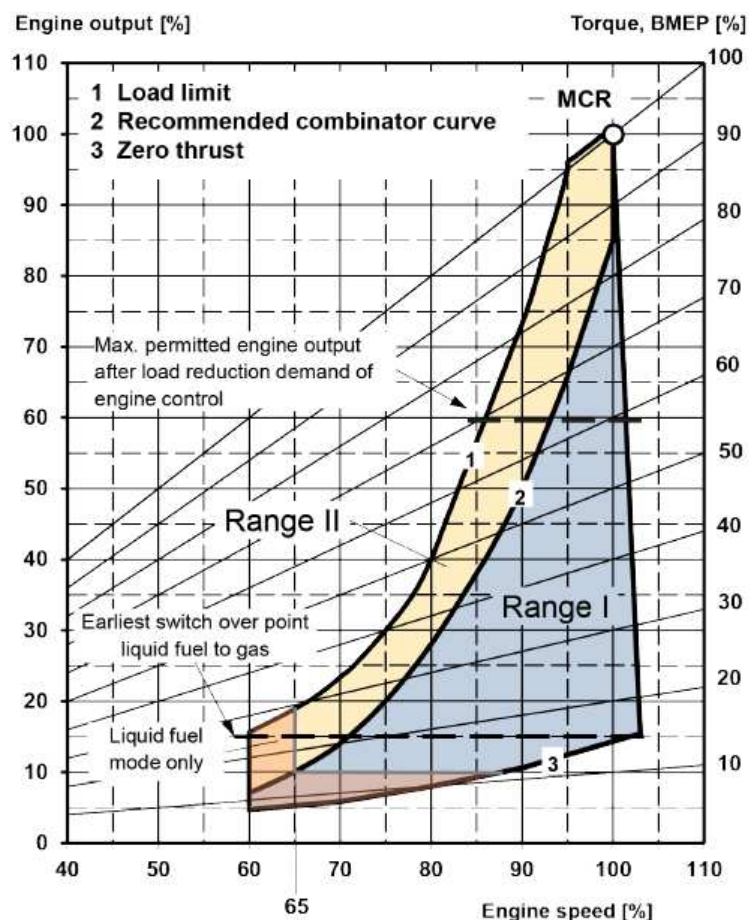


Рис. 1.9. Поле допустимих усталених режимів роботи двигуна при його роботі на гвинт регульованого кроку

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

У рідких випадках може знадобитися обмеження певних інтервалів оборотів двигуна для безперервної роботи.

Для застосувань, що використовують пружно встановлені двигуни, допустимий діапазон частоти обертання двигуна повинен бути підтверджений (переважно на ранній стадії проекту) розрахунком крутильних коливань, визначенням розмірів пружного кріплення і, якщо необхідно, розрахунком робочих вібрацій двигуна.

MCR = максимальний безперервний номінал

Діапазон I: Робочий діапазон для безперервної роботи.

Діапазон II: Робочий діапазон, який тимчасово допустимий, наприклад, під час прискорення і маневрування.

Крива комбінатора повинна розташовуватися на достатній відстані від кривої граничного навантаження. Для захисту від перевантаження повинен бути передбачений контроль навантаження.

Необхідно враховувати втрати при передачі (наприклад, за допомогою коробки передач і потужності валу) та додаткові вимоги до потужності (наприклад, через РТО).

При роботі на ГРШ рекомендується наступний алгоритм зміни навантаження двигуна, показаний на рис.1.10.

Контроль кроку пропелерної установки

Загальний. Необхідно забезпечити відмінність між роботою з постійною швидкістю і роботою з комбінаторної кривої.

Щоб уникнути перевантаження двигуна при збої управління кроком гвинта, крок гвинта повинен бути відрегульований до значення <60% від максимально можливого кроку.

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Індикація навантаження 4 - 20 мА від системи управління двигуном. У якості індикації навантаження сигнал управління двигуна від 4 до 20 мА надходить на управління гвинтом.

Комбінаторна-крива операція: Сигнал 4 - 20 мА повинен використовуватися для призначення кроку гребного гвинта відповідній частоті обертання двигуна. Крива робочих частоти обертання двигуна і кроку гребного гвинта повинна дотримуватися також під час прискорення / збільшення навантаження і розвантаження.

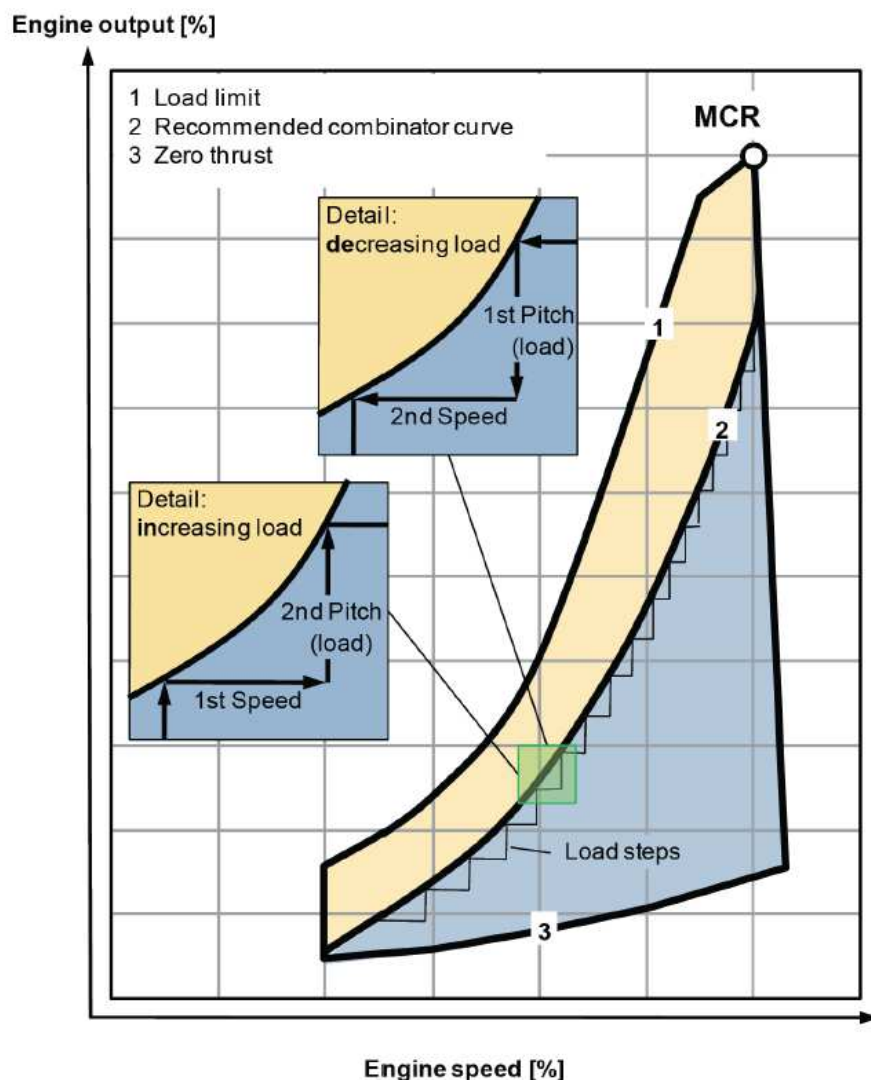


Рис. 1.10. Особливості керування пропульсивним комплексом при зміні навантаження на двигун.

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Бурсук А. С.				Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна	Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								21
Керівник	Мінчев Д.С.					НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.							

2 Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна

Номінальний режим – це режим, при якому двигун розвиває найбільшу ефективну потужність зазначену заводом виробником тривалий час при заданій частоті обертання і нормальних атмосферних умовах.

Для визначення всіх необхідних параметрів двигуна і побудови всіх необхідних діаграм виконуємо розрахунок робочого циклу двигуна для номінального режиму (методом Гриневецького-Мазінга).

Обґрунтування вибору даних для розрахунку

Вибираємо основні параметри для розрахунку робочого циклу:

- тиск повітря навколишнього середовища – 100 кПа;
- температура повітря навколишнього середовища – 25 °С;
- номінальна потужність – 8000 кВт;
- частота обертання колінчастого валу – 500 об/хв;
- тиск надуву – 0,371 МПа;
- питома ефективна витрата палива двигуна – $7250 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год}) = 0,145 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$;
- ступінь стиснення – 16;
- кількість циліндрів – 8;
- діаметр циліндра – 0,51 м;
- хід поршня – 0,6 м;
- значення коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b вибираємо із зазначених меж для СОД, для z (0,88), а для b (0,93);
- значення коефіцієнта залишкових газів приймаємо 0,04;
- значення ступеня підвищення тиску λ задаємося із зазначених меж для СОД, а потім змінюємо для досягнення необхідної точності розрахунку для номінального режиму;
- значення коефіцієнта продувки вибираємо на рині $\varphi_a = 1,1$;

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

- нижча теплота згоряння палива і його елементний склад вибираємо по характеристикам газового палива (природний газ);
- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми вибираємо з певних меж 0,92 ... 0,98 – для 4-х тактних двигунів;
- значення механічного ККД вибираємо за межі для СОД, а потім варіюємо його для отримання необхідної точності розрахунку;
- інші параметри, такі як: адіабатний ККД компресора, ККД охолоджувача повітря, втрати тиску в охолоджувачі повітря, механічного ККД, коефіцієнт надлишку повітря вибираємо з раніше виконаного розрахунку з дисципліни: «Газова динаміка і агрегати наддуву» – Розрахунок ступені відцентрового наддувочного компресора.

Розрахунок циклу з вільним газотурбінним наддувом

1). Вихідні дані

1.1. Ефективна потужність, кВт:	$N'_e = 8000;$
1.2. Частота обертання, хв^{-1} :	$n = 500;$
1.3. Атмосферний тиск, МПа:	$P_0 = 0,1;$
1.4. Температура наружного повітря, К:	$T_0 = 298;$
1.5. Тиск за компресором, МПа:	$P_k = 0,372;$
1.6. Коефіцієнт продувки:	$\varphi_a = 1,03;$
1.7. Коефіцієнт залишкових газів:	$\gamma_r = 0,04;$
1.8. Коефіцієнт використання тепла в точці z :	$\xi_z = 0,89;$
1.9. Коефіцієнт використання тепла в точці b :	$\xi_b = 0,93;$
1.10. Ступінь стиснення:	$\varepsilon = 16;$
1.11. Ступінь підвищення тиску при згорянні:	$\lambda = 1,125;$
1.12. Підігрів заряду від стінок циліндру, К:	$\Delta T_a = 20;$
1.13. Частка ходу поршня, втрачена на газообмін:	$\phi_n = 0;$
1.14. Коефіцієнт заокруглення діаграми :	$\zeta = 0,95;$
1.15. Механічний ККД двигуна:	$\eta_m = 0,94;$
1.16. Адиабатний ККД компресора турбокомпресора:	$\eta_{k.ad} = 0,84;$

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1.17. Втрата тиску в ОНП, МПа:	$\Delta P_{ox} = 0,004;$
1.18. ККД системи охолодження повітря:	$\eta_o = 0,8;$
1.19. Температура залишкових газів, К:	$T_r = 800;$
1.20. Масовий склад палива, (кг/кг):	$C = 0,75;$
	$H = 0,25;$
	$S = 0;$
	$O = 0;$
1.21. Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг:	$Q_H = 50000;$
1.23. Кількість циліндрів:	$i = 8;$
1.24. Діаметр циліндра, м:	$D_c = 0,51;$
1.25. Хід поршня, м:	$S_c = 0,6;$
1.26. Коэффициент тактності:	$z = 0,5;$
1.27. Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні:	$\alpha = 2,48;$
1.28. Показник адіабати для повітря:	$k_b = 1,4;$
1.29. Механічний ККД турбокомпресора:	$\eta_{t.m} = 0,98;$
1.30. Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора:	$\eta_{t.ad} = 0,81;$
1.31. Коефіцієнт втрат тиску на впуску:	$\xi_a = 0,86;$
1.32 Відношення тиску перед турбіною до тиску наддуву:	$\psi_t = 0,718;$

2). Розрахунок наповнення

2.1. Температура повітря за компресором, К:

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 452,03;$$

2.2. Температура повітря в ресивері, К:

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 324,815;$$

2.3. Температура повітря в кінці наповнення, К:

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 358,476;$$

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

2.4. Тиск повітря в ресивері двигуна, МПа:

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

$$P_s = 0,368;$$

2.5. Тиск в кінці наповнення, МПа:

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

$$P_a = 0,316;$$

2.6. Коефіцієнт наповнення:

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

$$\eta_n = 0,799;$$

3). Розрахунок процесу стиснення

3.1. Рівняння для розрахунку теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К):

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

3.2. Рівняння для розрахунку теплоємності відхідних газів, кДж/(кмоль·К):

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

3.3. Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в кінці стиснення:

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

$$b_c = 0,002513;$$

$$a_{vc} = 19,274;$$

3.4. Показник політропи стиснення:

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

$$n_1 = 1,367;$$

3.5. Тиск в кінці стиснення, МПа:

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

$$P_c = 13,966;$$

3.6. Температура в кінці стиснення, К:

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

$$T_c = 990,794;$$

4). Розрахунок процесу згоряння

4.1. Количество повітря, що поступило в циліндр, кмоль/кг:

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

$$L = 1,476;$$

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

4.2. Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1,0423;$$

4.3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1,0407;$$

4.4. Частка полива, що згоріла до точки z:

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0,946;$$

4.5. Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1,039;$$

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

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

$$\Delta M := \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0,0625;$$

$$L_0 := 0,49 \frac{\text{кМоль}}{\text{кг}}$$

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

$$m = 1,126;$$

$$a_{vz} = 19,83969;$$

$$b_z = 0,00303;$$

4.7. Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності в точці b, кДж/(кмоль·К):

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

$$a_{vb} = 19,755;$$

$$b_b = 0,00295;$$

4.8. Визначення температури і точці z, К:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_i}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8,314 \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8,314 \lambda)] \cdot T_c \leftarrow \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$T_z = 1873;$$

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

4.9. Максимальний тиск в циліндрі, МПа:

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

$$P_z = 15,745;$$

5). Расчёт процесса расширения

5.1. Ступінь попереднього розширення:

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

$$\rho = 1,745;$$

5.2. Ступінь подальшого розширення:

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

$$\delta = 9,168;$$

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

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

$$n_2 = 1,277;$$

$$T_b = 1015;$$

5.4. Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

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

$$P_b = 0,931;$$

6). Визначення індикаторних показників циклу

6.1. Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

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

$$P'_i = 2,193;$$

6.2. Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

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

$$P_i = 2,083;$$

6.3. Питома індикаторна витрата пального, кг/(кВт·ч):

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

$$g_i = 0,153;$$

6.4. Індикаторний ККД:

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

$$\eta_i = 0,47;$$

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

7). Визначення ефективних показників

7.1. Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e := P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1,958;$$

7.2. Ефективний ККД:

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0,441;$$

7.3. Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт·год):

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m} \quad g_e = 0,1631;$$

7.4. Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N_e := 13,1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 8,008 \cdot 10^4;$$

7.5. Похибка визначення ефективної потужності, %:

$$\Delta N := \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0,095;$$

8). Баланс потужностей компресора і турбіни турбокомпресора

8.1. Витрата повітря двигуном, кг/с:

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

$$G := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_i \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 13,277;$$

8.2. Витрата газу через турбіну, кг/с;

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 13,64;$$

8.3. Тиск газів перед турбіною, МПа:

$$P_r := \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0,267;$$

8.4. Температура газів перед турбіною, К:

$$T_t := T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} \quad T_t = 774,506;$$

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

8.5. Кількість робочого тілу, кмоль/кг:

$$M_s := \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1,311;$$

8.6. Газова стала для відхідних газів, Дж/(кг·К):

$$R_t := \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287,367;$$

8.7. Показник адіабати для відхідних газів:

$$k_t := \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)} \quad k_t = 1,373;$$

8.9. Ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\Pi_k := 1 + \frac{\left[\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t}{k_t - 1}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]^{\frac{1}{0.286}}}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \quad \Pi_k = 3,723;$$

8.10. Розрахунковий тиск наддуву, МПа:

$$P_{kd} := \Pi_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0,3723;$$

8.11. Похибка визначення тиску наддуву, %:

$$\Delta P_k := \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0,091.$$

Побудова індикаторних діаграм

Теоретичну індикаторну діаграму будуємо за даними розрахунку робочого циклу. Побудова діаграми виконуємо аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі помилки.

Індикаторна діаграма в системі координат $p - V/V_c$.

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюємо за такими формулами:

- для процесу стиснення:
$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$$
- для процесу розширення:
$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення обсягів, що представляє собою поточне значення ступеня стиснення;

p_c – тиск в кінці стиснення;

p_z – максимальний тиск в циліндрі;

n_1 – показник політропи стиснення;

n_2 – показник політропи розширення;

ρ – ступінь попереднього розширення.

Таблиця 2.1 – Вхідні дані для $p - V/V_c$.

P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ
0,252	0,336	0,346	0,35	1,073	14,817	19,262	1,366	1,261	1,619	9,883

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку для $p - V/V_c$.

V/V_c	$P_{стис}$, МПа	$P_{розш}$, МПа
1	13.996	15.745
1.3	9.777850015	15.745
1.745	6.538371295	15.745
2	5.426201658	13.22818093
3	3.117304156	7.881912122
4	2.103719951	5.458644632
5	1.55064341	4.105166112
6	1.208568233	3.252492352
7	0.978937382	2.671315805
8	0.815605079	2.252524469
9	0.694311604	1.937973107
10	0.601179183	1.694007898
11	0.527740146	1.499881581
12	0.468557798	1.342149765
13	0.419994276	1.211740908
14	0.379530698	1.102325691
15	0.345372045	1.009361866
16	0.316207319	0.929510313

Після розрахунку необхідних величин будують теоретичну індикаторну діаграму робочого циклу і представляємо її в системі координат $p - V/V_c$ безрозмірною в напрямку осі обсягів. Теоретична індикаторна діаграма в системі координат $p - V/V_c$ (рис. 2.3.1).

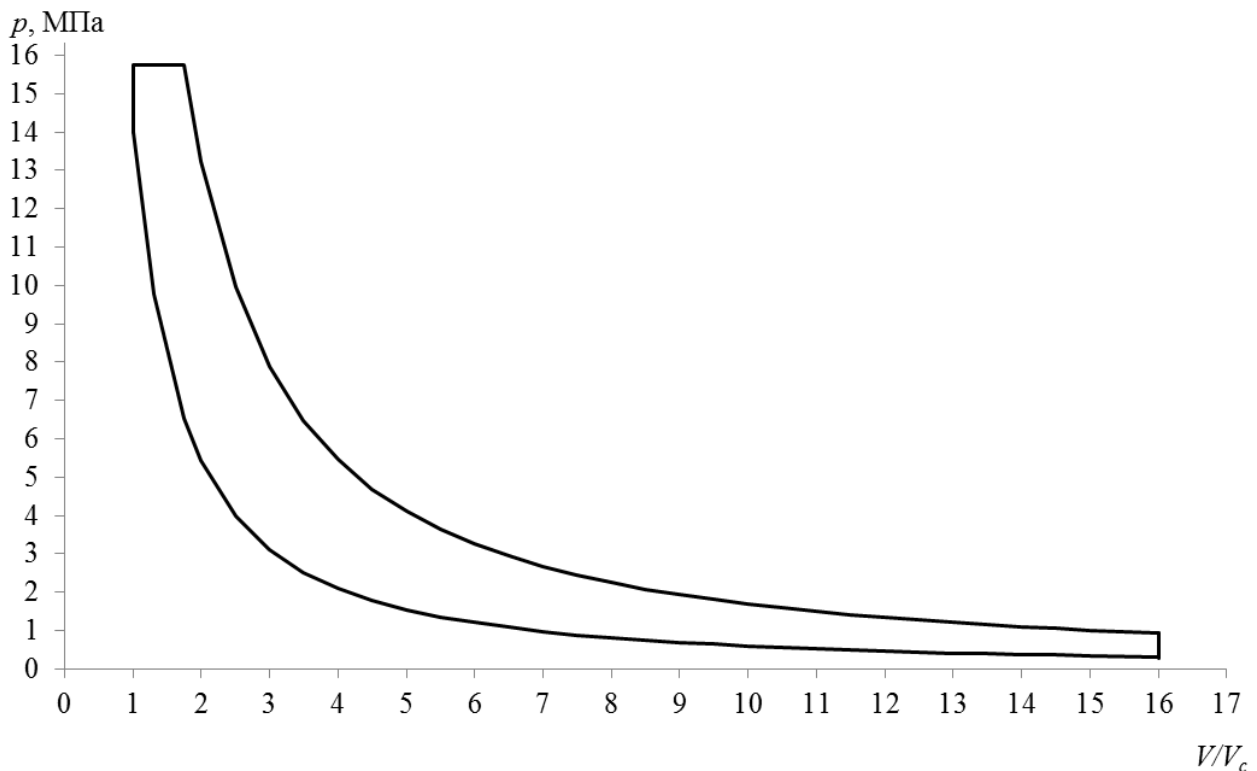


Рис. 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма робочого циклу в системі координат $p - V/V_c$.

Індикаторна діаграма в системі координат $T - V/V_c$.

Ординати точок політропи температури стиснення і температури розширення обчислюємо за такими формулами:

- для процесу стиснення:

$$T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$$

- для процесу розширення:

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

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення обсягів, що представляє собою поточне значення ступеня стиснення;

T_c – температура в кінці стиснення;

T_z – максимальна температура в циліндрі;

n_1 – показник політропи стиснення;

n_2 – показник політропи розширення;

δ – ступінь подальшого розширення, яка визначається з наступного виразу:

$$\delta = \frac{V}{V_c} \cdot \frac{1}{\rho}$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Температура в точці у визначається за формулою:

$$T_y = T_c \cdot \lambda$$

де λ – ступінь підвищення тиску при згорянні.

Таблиця 2.3 – Вхідні дані для $T - V/V_c$.

T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
830,721	361,621	331,969	448,878	1121	997,802	2036	1,3

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку для $T - V/V_c$.

V/V_c	$T_{стис}$, К	$T_{розш}$, К
1	893	1004.59
1.3	811.025	1550
1.745	727.968	1792
2	692.426	1725.56
3	596.689	1542.24
4	536.903	1424.11
5	494.686	1338.75
6	462.669	1272.82
7	437.22	1219.62
8	416.311	1175.33
9	398.698	1137.6
10	383.576	1104.88
11	370.391	1076.09
12	358.75	1050.47
13	348.365	1027.43
14	339.018	1006.56
15	330.541	987.502

Після розрахунку необхідних величин будують теоретичну індикаторну діаграму робочого циклу і представляємо її в системі координат $T - V/V_c$ безрозмірною в напрямку осі обсягів. Теоретична індикаторна діаграма в системі координат $T - V/V_c$ (рис. 2.3.2).

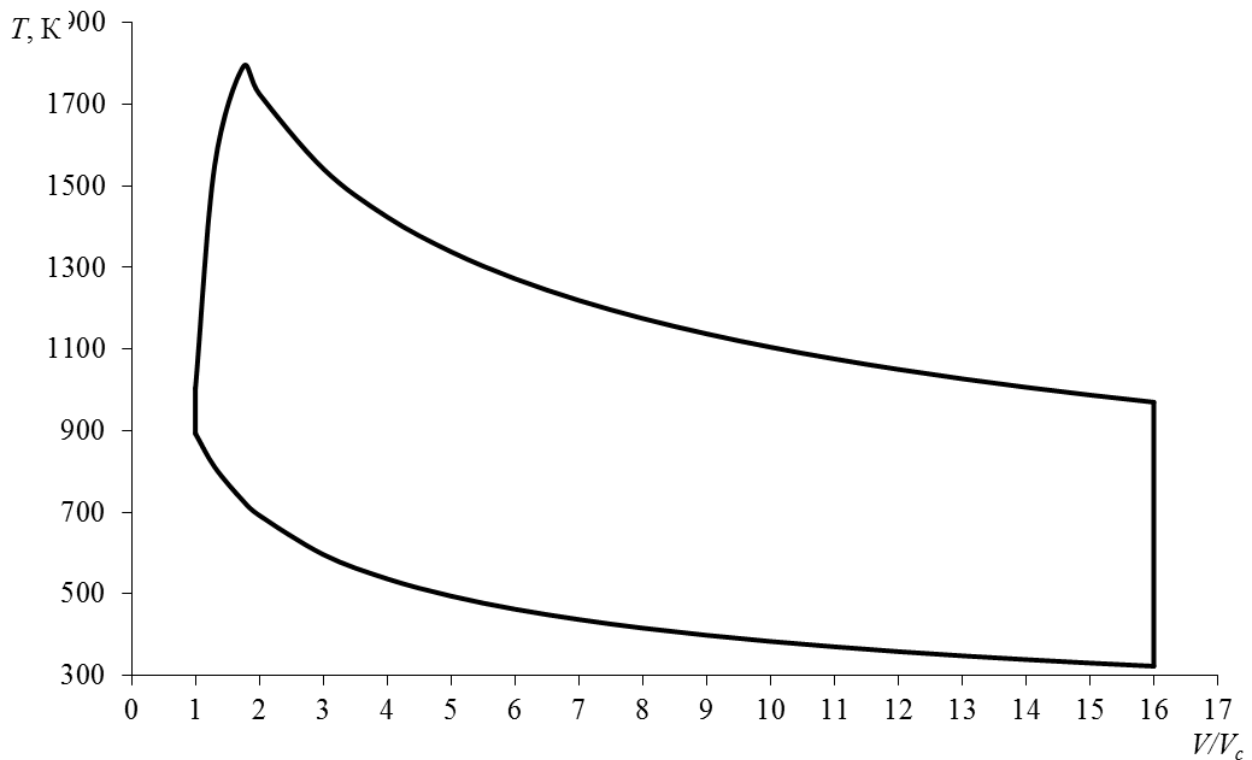


Рис. 2.2 – Теоретична індикаторна діаграма робочого циклу в системі координат $T - V/V_c$.

Індикаторна діаграма в системі координат $T-S$.

Для визначення ентропії використовуємо формулу:

$$S = \left[c_p \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right]$$

де c_p – ізобарна теплоємність газової суміші;

R – газова постійна;

T_0 – температура навколишнього середовища;

p_0 – тиск навколишнього середовища;

$$c_p = f(T)$$

$$c_p = c_v + R$$

де c_v – ізохорна теплоємність газової суміші;

$$R = 8,3144 \text{ кДж / (кг·К)}.$$

Поточна ізохорна теплоємність визначається за формулою:

$$c_{vi} = a_{vi} + b_i \cdot T_i$$

де a_{vi} , b_i – коефіцієнти рівняння регресії для визначення теплоємності газової суміші;

T_i – поточна температура.

- для процесу стиснення:

$$S = \left[c_{pi} \cdot \ln \left(\frac{T_{стис}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{стис}}{p_0} \right) \right]$$

- для процесу розширення:

$$S = \left[c_{pi} \cdot \ln \left(\frac{T_{розш}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{розш}}{p_0} \right) \right]$$

Таблиця 2.5 – Вхідні дані для T - S .

a_{vb} , кДж (кг·К)	b_b , кДж (кг·К)	a_{vc} , кДж (кг·К)	b_c , кДж (кг·К)	a_{vz} , кДж (кг·К)	b_z , кДж (кг·К)	a_{vy} , кДж (кг·К)	b_y , кДж (кг·К)	R , кДж (кг·К)
19,92444	0,003104	19,279	0,00252	19,8912	0,00307	19,3672	0,00307	8,3144

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку для T - S .

V/V _c	P _{стис} , МПа	P _{розш} , МПа	T _{стис} , К	T _{розш} , К	S _{стис}	S _{розш}
1	13.996	15.745	893	1004.59	-7.8291	-4.38635321
1.3	9.77785	15.745	811.025	1550	-7.9305	11.35800738
1.745	6.5383713	10.8112413	727.968	1792	-7.9766	20.33408717
2	5.4262017	9.08307753	692.426	1725.56	-7.9762	20.22363142
3	3.1173042	5.41208344	596.689	1542.24	-7.9046	20.0407489
4	2.10372	3.74815651	536.903	1424.11	-7.7979	20.03084522
5	1.5506434	2.81879589	494.686	1338.75	-7.6877	20.08463355
6	1.2085682	2.23331087	462.669	1272.82	-7.5819	20.1653
7	0.9789374	1.83424831	437.22	1219.62	-7.4825	20.25760556
8	0.8156051	1.54668692	416.311	1175.33	-7.3894	20.3544426
9	0.6943116	1.33070148	398.698	1137.6	-7.3025	20.45224929
10	0.6011792	1.16318375	383.576	1104.88	-7.221	20.54916989
11	0.5277401	1.02988769	370.391	1076.09	-7.1444	20.64422854
12	0.4685578	0.92158177	358.75	1050.47	-7.0723	20.73692615
13	0.4199943	0.83203705	348.365	1027.43	-7.0042	20.82703091
14	0.3795307	0.75690753	339.018	1006.56	-6.9397	20.91446405
15	0.345372	0.69307429	330.541	987.502	-6.8783	20.99923507

Після розрахунку необхідних величин будують діаграму робочого циклу і представляють її в системі координат $T-S$ (рис 2.3)

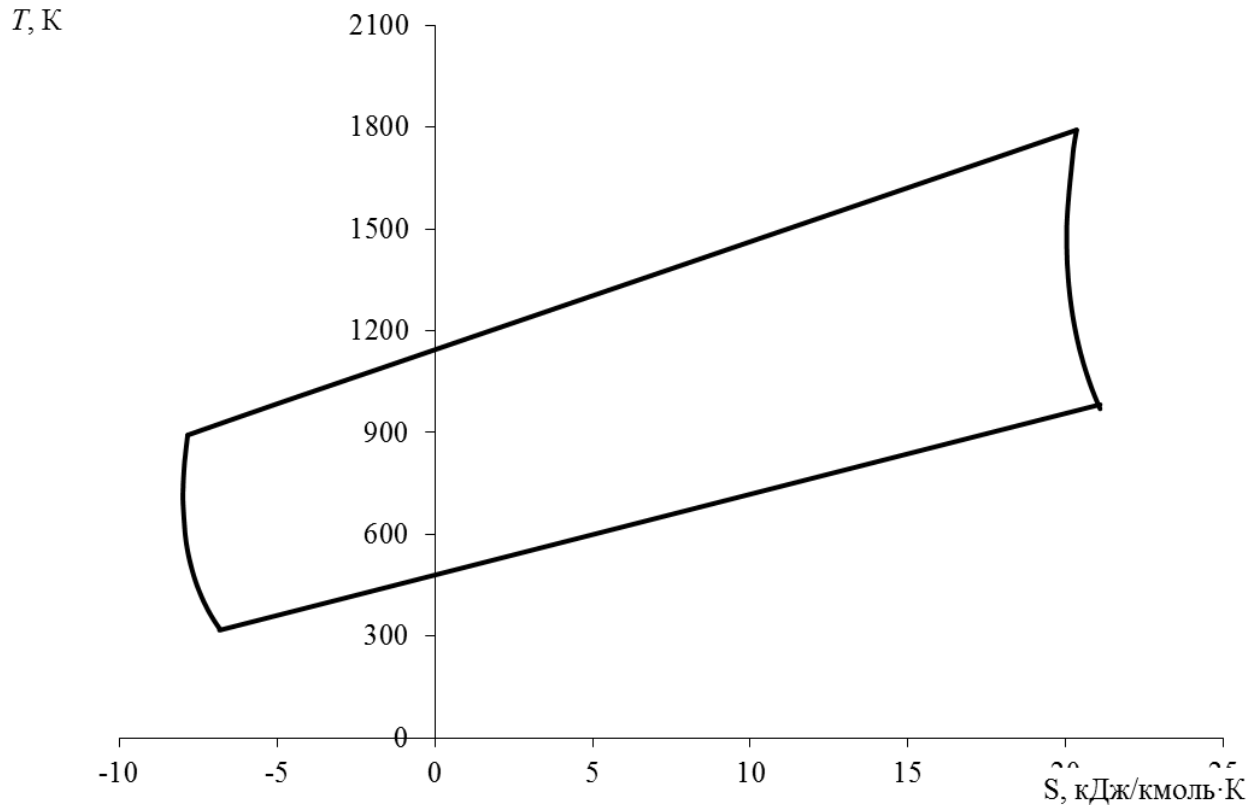


Рис. 2.3 – Діаграма робочого циклу в системі координат $T-S$.

В даному розділі було проведено обґрунтування вибору даних для розрахунку номінального режиму, був проведений розрахунок циклу з вільним газотурбінним наддувом для номінального режиму, а також були побудовані індикаторні діаграми.

Розрахунок номінального режиму роботи двигуна в комплексі Blitz-PRO

Налаштування розрахунку

Таблиця 2.7.

Налаштування розрахунку кінематики

Crank		Opposite pistons		Conrod free		Other		Mechanism of main motion	
Parameter	Data		Units	Caption					
D_{cyl}	510		mm	Cylinder bore					
S_{pist}	600		mm	Piston stroke					
i_{cyl}	8		-	Number of cylinders					
ε	16		-	Geometrical compression ratio					
μF_{leak}			mm ²	Piston&Rings equivalent leakage area					
λ_{crank}	0.285		-	Crank ratio <i>ratio between crank radius and connection rod length</i>					
k_{pist}	0.025		-	Relative eccentricity of the crank <i>ratio between piston pin eccentricity and crank radius</i>					
m_{osc}	521		kg	Total oscillating mass <i>check the value of the oscillating mass, referred to the piston surface [low-speed: 2500...6000, medium-speed: 1000...3000, high-speed: 200...700], kg/m²: 2003.1</i>					
m_{rot}	480		kg	Total rotational mass <i>check the value of the rotational mass, referred to the piston surface [low-speed: 7000...12000, medium-speed: 1500...2500, high-speed: 300...1200], kg/m²: 1845.4</i>					

Таблиця 2.8.

Налаштування розрахунку процесів теплообміну

FRICTION LOSSES SETUP				
Parameter	Data	Units	Caption	
a_{fr}	30	kPa	Friction factor for static friction <i>60...90 for diesel engines</i>	
b_{fr}	4.5	kPa/MPa	Friction factor for cylinder pressure load <i>4...6 for diesel engines</i>	
c_{fr}	30	kPa/rpm	Friction factor for engine speed <i>35...55 for diesel engines</i>	
INCYLINDER HEAT TRANSFER				
A	100	-	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_r/c_m</i>	
C_1^*	2.28	-	Factor for indicated processes <i>2.28 + c_r/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}	11.6	mm	Cylinder liner wall average thickness	
δ_{pist}	9	mm	Cylinder piston wall average thickness	
δ_{head}	8	mm	Cylinder head wall average thickness	
λ_{lin}	40	W/(m*K)	Cylinder liner wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium, = 30...55 for steel and cast iron</i>	
λ_{pist}	40	W/(m*K)	Piston wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium, = 30...55 for steel and cast iron</i>	
λ_{head}	40	W/(m*K)	Cylinder head wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium, = 30...55 for steel and cast iron</i>	

λ_{head}	40	W/(m ² K)	Cylinder head wall heat conductivity coefficient =140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron
R_{lin}	0.3	m ² *K/kW	Cylinder liner deposits coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives R=4 m ² *K/kW
R_{pist}	0.3	m ² *K/kW	Piston deposits or soot coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives R=4 m ² *K/kW
R_{head}	0.3	m ² *K/kW	Cylinder head deposits coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives R=4 m ² *K/kW
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 0...0.1
b_{int}	5	K	Heating from engine 5...50
C_{int}	0.6	-	Correction factor 0.2...1.2
EXHAUST MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☐ Exhaust manifold with water cooling			
$\delta_{exh.wall}$	4	mm	Exhaust manifold wall thickness
δ_{ins}		mm	Insulation thickness
λ_{exh}	35	W/(m ² K)	Heat conductivity for exhaust manifold walls = 140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron
λ_{ins}	0.5	W/(m ² K)	Insulation heat conductivity coefficient = 0.015...0.035 for asbestic insulation
C_{ext}	0.35	-	Correction factor for heat transfer coefficient from gases to manifolds wall = 0.2...1.2
$R_{wall.exh}$	2	m ² *K/kW	Exhaust manifold deposits and soot coating additional thermal resistance 0.25 mm soot layer gives R=4 m ² *K/kW
$\alpha_{w.exh}$	0.05	kW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from exhaust manifold external wall to the cooling metter
$T_{w.exh}$	313	K	Temperature of the cooling metter for exhaust manifold

Таблиця 2.9.

Налаштування параметрів органів газообміну

Valves	Ports	INTAKE		
Parameter	Data	Units	Caption	
$D_{int.v.}$	148	mm	Diameter of the valve head	Intake
$d_{int.s}$	140	mm	Inner seat diameter	
$d_{int.v.f}$	127.5	mm	Inner seat face diameter	
$d_{int.v.sp}$	30.6	mm	Diameter of the valve stem (spindle)	
$N_{int.v.}$	2	mm	Number of valves	
$b_{int.v}$	22	mm	Seat face length	
$h_{int.v}$	45	mm	Valve maximum lift predicted reasonable valve lift, mm: 42.534	
$\alpha_{int.v.s}$	45	deg	Valve seat angle	
$\mu_{int.v}$	0.74	-	Minimal value of the discharge coefficient Recommended value: 0.742	

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

Valves		Ports		EXHAUST	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{exh.v.}$	148	mm	Diameter of the valve head		
$d_{exh.s}$	140	mm	Inner seat diameter		
$d_{exh.v.f}$	127.5	mm	Inner seat face diameter		
$d_{exh.v.sp.}$	30.6	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{exh.v.}$	2	mm	Number of valves		
$b_{exh.v.}$	22	mm	Seat face length		
$n_{exh.v.}$	45	mm	Valve maximum lift predicted reasonable valve lift, mm: 42.534		
$\alpha_{exh.v.s}$	45	deg	Valve seat angle		
$\mu_{exh.v.}$	0.74	-	Minimal value of the discharge coefficient Recommended value: 0.742		

Calculate		Load		EXHAUST VALVE TIMING	
φ_{EVO}	85	deg	Exhaust valve opening before crank BDC 40...95 deg		
φ_{EVC}	20	deg	Exhaust valve closing after crank TDC 15...70 deg		
$\varphi_{e.o.t}$	90	deg	Duration of the exhaust valve opening 60...110 deg.		
$\varphi_{e.c.t}$	90	deg	Duration of the exhaust valve closing 60...110 deg.		

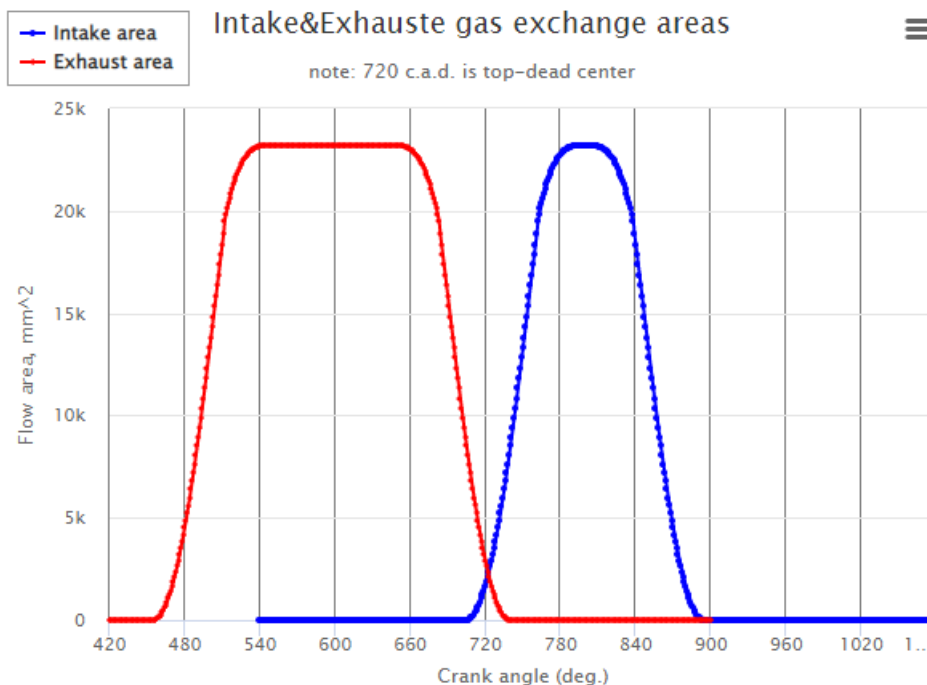


Рис 2.4. Діаграми перерізу органів газорозподілу

Налаштування паливоподачі

Parameter	Data	Units	Caption
☐ Use control maps to set fuel injection dynamically (see "General settings" @ Transient datasheet)			
Ignition fuel			
$\varphi_{start, inj}$	30	deg	First-stage injection timing (CAD before crank TDC)
φ_{inj}	6	deg	Duration of the first-stage (single) injection
$\delta q_{ign, fuel}$	3	%	Relative mass share of ignition fuel per cycle referred to the main fuel mass
Main fuel			
$\varphi_{comb, dur}$	60	deg	Duration of the combustion
δq_{liq}		%	Share of fuel trapped into the cylinder at the liquid phase
Natural gas (methane)		MAIN FUEL PROPERTIES	
Parameter	Data	Units	Caption
Q_l	50000	kJ/kg	Net calorific value of fuel
E_a	23300	kJ/kmol	Activation energy of the fuel 21500 .. 25000
ON	120	-	Octane number 0 .. 120
CN		-	Cetane number 0 .. 100
Mass composition of the fuel			
g_C	0.75	-	The carbon mass share in the fuel
g_H	0.25	-	The hydrogen mass share in the fuel
g_O		-	The oxygen mass share in the fuel
g_S		-	The sulfur mass share in the fuel
Physical parameters of the fuel			
ρ_{fuel}	50	kg/m ³	Fuel density at the temperature of 20 °C, then is corrected by: $\rho_{fuel, inj} = \rho_{fuel} - 0.7 (t_{fuel} - 20)$
μ_{fuel}	0.00001	Pa*s	Dynamic viscosity of the fuel at the temperature of injection
σ_{fuel}	0.001	N/m	The surface tension of fuel at the temperature of injection
$\mu_{mass, fuel}$	16	kg/kmol	The molar mass of fuel
t_{fuel}	55	°C	Fuel temperature at injector nozzle
Diesel oil		IGNITION 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	50	-	Cetane number 0 .. 100
Mass composition of the fuel			
g_C	0.873	-	The carbon mass share in the fuel
g_H	0.127	-	The hydrogen mass share in the fuel
g_O		-	The oxygen mass share in the fuel
g_S		-	The sulfur mass share in the fuel
Physical parameters of the fuel			
ρ_{fuel}	836	kg/m ³	Fuel density at the temperature of 20 °C, then is corrected by: $\rho_{fuel, inj} = \rho_{fuel} - 0.7 (t_{fuel} - 20)$
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}	50	°C	Fuel temperature at injector nozzle

ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ

Арк.

Зм. Арк. № докум. Підп. Дата

Calculate		Load		IGNITION FUEL INJECTION DIAGRAM	
Parameter	Data	Units	Caption		
a_{inj}	7	-	Constants for equations of two approximation curves, sum of which gives diagrams of relative fuel injection $\sigma = \sigma(\varphi)$, and relative fuel injection speed $d\sigma/d\tau = d\sigma/d\tau(\varphi)$: $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_1 + \left(\frac{d\sigma}{d\varphi} \right)_2$ $\frac{d\sigma}{d\varphi} = \left[a \cdot \left(\varphi^{m_1-1} - b \varphi^{m_2-1} \right) \right]_0^{\varphi=\Phi_{inj,1}} + c \cdot \left(\varphi^{m_3-1} - \varphi^{m_4-1} \right)$		
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					
$i_{inj,holes}$	6	-	Number of injector holes check the estimated average injection pressure, MPa: 578142727.9		
$d_{inj,holes}$	0.22	mm	Diameter of injector holes check the estimated average Sauter diameter of fuel droplets, mcm: NaN		
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 6...12		
m_Y	0.35	-	The exponent number for the evaporation speed multiplier Y (including the effect of vortex motion of the air at the end of compression) $Y = (n / 1000)^{m_Y}$ ($m = 0.67 \dots 1$) 0.78		
D_f	3	-	Coefficient in formula for the fuel spray length 3 (according to Lyshevskiy)		
L_{wall}	0.24	m	The distance of the free flight of the fuel spray Determined by the design of the combustion chamber		
A_{st}	0.0055	-	Coefficient in the cone angle of the fuel spray Effects on the time of interaction the flame/fuel sprays with combustion chamber walls		
X_o	0.75	-	The reduction of the fuel evaporation rate due to interaction of sprays with combustion chamber walls 0.5...0.7		
Ignition delay settings according to modified Tolstov					
B_0	0.0000038	-	$\tau_i = B_0 (1 - k_n n) \sqrt{\frac{P_{cyl, start}}{T_{cyl, start}}} e^{\frac{E_a}{RT_{cyl, start}}} \frac{70}{25 + C/N}$		
k_n	0.00016	-			
Razlejtzev		Wiebe		FACTORS FOR HEAT RELEASE EQUATIONS	
Parameter		Data	Units	Caption	
Ignition fuel combustion setup for Razlejtzev combustion model					
a_0	13000	-	Factors for combustion model set-up: $a_0 = (4000 \dots 50000) \quad \begin{cases} A_0 = a_0 (n \cdot H)^{m_{comb}} \\ A_1 = a_1 (n \cdot H)^{m_{comb}} \\ A_2 = a_2 (n \cdot H)^{m_{comb}} \end{cases}$ $b_0 = (0.02 \dots 0.2)$ $m_{comb} = 0.5$		
a_1	0.019	-			
a_2	14	-			
b_0	0.075	-			
m_{comb}	0.5	-			
H	1	-	Swirl number 1...10		
$\Delta\varphi_k$		deg	Extra period to use the equations for combustion at the injection period in general = 0, at the idle and low loads = 0...10 deg		
ΔT_k	0.05	ms	Extra time to use the equations for combustion at the injection period 0.2...0.5 ms for direct injection, 0.3...0.8 for indirect injection		
Φ_{z0}	0.6	-	Relative crank angle from combustion start to air usage function minimum 0.3...0.55		
$\xi_{a,c0}$	0.8	-	Minimum value for air usage function 0.3...0.6 for direct injection, 0.5...0.9 for indirect injection		
$\Delta_{U,F}$	0.005	-	Unburned fuel fraction		
Main fuel combustion setup for Wiebe combustion model					
m	6	-	Factor to modify heat release diagrams 3...9 for SI Engines; -1...1 for CI Engines		
X_z	0.9999	-	Total burned fraction 0.95...0.999		

TOXIC EMISSIONS PREDICTION			
Parameter	Data	Units	Caption
Nitrogen oxides formation prediction [NO]			
α_{loc}	0.85	-	Initial value of the local air excess ratio for burned gases zone <i>0.8 ... 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: $\frac{d[NO]}{dt} = \frac{p}{RT_{burned}} \frac{2K_{1p}[N_2][O]}{1 + \frac{K_{1r}[NO]}{K_{2p}[O_2]}} \left(1 - \left(\frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \right)^2 \right);$ $K_{1p} = A_{1p} \cdot \exp \frac{B_{1p}}{RT}; K_{1r} = A_{1r} \cdot \exp \frac{B_{1r}}{RT}; K_{2p} = A_{2p} \cdot \exp \frac{B_{2p}}{RT}$
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>
m_{rpm}	1	-	Exponent in engine speed correction multiplier <i>used in $(n_{crank}/n_{crank}^{min})^{m_{rpm}}$ correction</i>

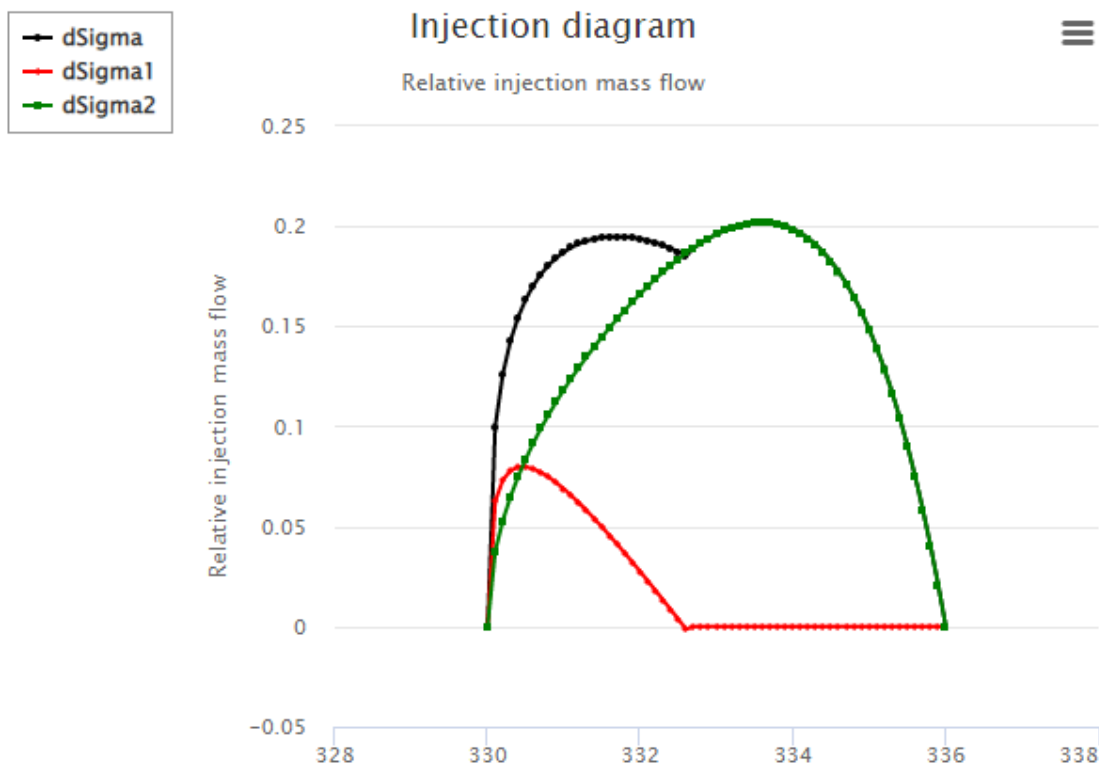


Рис. 2.5. Характеристики впорскування запалювальної дози пального

Налаштування параметрів системи повітропостачання

☐ Compressor test-bench simulation			
Parameter	Data	Units	Caption
t_0	20	°C	Ambient temperature
p_0	101	kPa	Ambient pressure
φ_{air}	30	%	Humidity of intake air

PRESSURE LOSSES AND FLOW AREAS AT INTAKE AND EXHAUST			
☐ Use equations to find pressure losses (see "General settings" @ Transient datasheet)			
$\Delta p_{int.f}$	0.5	kPa	Pressure loss at intake system <i>intake air filter</i>
Δp_t	3	kPa	Pressure losses at exhaust system <i>muffler, pipes, etc</i>
μF_s	0.22	m ²	Flow area at the intake manifold enter
μF_t	0.074	m ²	Flow area at the exhaust manifold exit

MANIFOLDS PARAMETERS			
$V_{exh.m}/V_s$	6.5	-	Relative volume of "steady" part of exhaust manifold <i>referred to the displacement volume of the cylinder Vd, litres 122.569</i>
$i_{cyl.1exh}$	8	-	Number of cylinders merged by one exhaust manifold
$d_{exh.eqv}$	330	mm	Equivalent diameter of exhaust manifold
$V_{int.m}/V_s$	8.5	-	Relative volume of "steady" part of intake receiver <i>referred to the displacement volume of the cylinder</i>
$i_{cyl.1int}$	8	-	Number of cylinders merged by one intake receiver
$d_{int.eqv}$	450	mm	Equivalent diameter of intake manifold

☒ Consider the unsteady phenomena by simplified Orlin approach			
$L_{int.p}$	380	mm	Length of the intake pipe
$d_{int.p}$	140	mm	Diameter of the intake pipe
$L_{exh.p}$	350	mm	Length of the exhaust pipe
$d_{exh.p}$	165	mm	Diameter of the exhaust pipe
$L_{compr.dyn}$	1000	mm	"Dynamic" length of the first stage compressor's outlet pipe

Natural aspirated		Single	Register	Two-stage	SUPERCHARGING TYPE
Driven supercharger		Turbocharger			First charger
Parameter	Data	Units	Caption		
Π_k	3.72	-	Pressure increase ratio for fresh charge		
$d_{compr.volute}$	400	mm	Compressor volute exit diameter		
Δp_{CAC}	2	kPa	Pressure losses at air cooler		
$T_{w1.CAC}$	293	K	Coolant temperature at air cooler inlet		
η_{CAC}	0.95	-	Efficiency of air cooler		
$\eta_{ad.c}$	0.84	-	Adiabatic efficiency of the compressor		
$\eta_{e.t}$	0.81	-	Efficiency of the turbine		
μF_{turb}	0.0312	m ²	Equivalent flow area of the turbine		
f_{WG}		mm ²	Waste-gate flow area		

Результати розрахунку наведені в Таблиці 2.12.

Таблиця 2.12.

Результати розрахунків в програмному комплексі Blitz-PRO

Parameter	Data	Units	Caption
Brake engine performance			
P_b	8010.58088	kW	Brake output power
n_{crank}	500	rpm	Crank speed
α	2.48	-	Air excess ratio
q_f	9.80892	g/cycle	Fuel mass per 1 cycle (main fuel)
$q_{f,ign}$	0.29427	g/cycle	Ignition fuel mass per 1 cycle
T_b	152990.82521	N*m	Brake output torque
p_b	1960.66673	kPa	Brake mean effective pressure
P_{fr}	475.14575	kW	Power of friction losses
p_{fr}	116.29649	kPa	Mean effective pressure of friction losses
η_b	47.77295	%	Brake efficiency
η_m	94.15103	%	Mechanical efficiency
$b_{b,main}$	146.9395	g/(kW*h)	Brake specific main fuel consumption
$b_{b,ign}$	4.40819	g/(kW*h)	Brake specific ignition fuel consumption
Indicated engine performance			
$P_{i,g}$	8508.22438	kW	Gross indicated power (compression&expansion strokes)
$P_{i,n}$	8485.72662	kW	Net indicated power (over entire cycle)
P_{pump}	-22.49775	kW	Pumping strokes power
$p_{i,g}$	2082.46977	kPa	Gross indicated mean effective pressure (compression&expansion strokes)
$p_{i,n}$	2076.96323	kPa	Net indicated mean effective pressure (over entire cycle)
η_i	50.74076	%	Indicated efficiency (uses gross indicated data)
$b_{i,main}$	138.34505	g/(kW*h)	Indicated specific main fuel consumption
$b_{i,ign}$	4.15035	g/(kW*h)	Indicated specific ignition fuel consumption
Gas exchange			
G_{int}	14.66137	kg/s	Intake valves(ports) mass flow
G_{exh}	14.98835	kg/s	Exhaust valves(ports) mass flow
G_{turb}	14.98296	kg/s	Exhaust gases turbine gas mass flow
G_{WG}	0.0	kg/s	Waste-gate gas mass flow
η_v	84.80575	%	Volumetric efficiency
γ_r	3.88634	%	Residual gases fraction
Φ_a	1.03136	-	Scavange factor
ϵ_{act}	15.98309	-	Actual compression ratio
R_{crank}	299.99473	mm	Crank radius (calculated)
Pressures&Temperatures			
p_{max}	15843.66512	kPa	Maximum incylinder absolute pressure
t_{max}	1348.80258	°C	Maximum incylinder temperature
$t_{max,fresh}$	614.9322	°C	Maximum incylinder temperature for fresh charge zone
$t_{max,burned}$	1501.8319	°C	Maximum incylinder temperature for burned gases zone

p_c	5917.89389	kPa	Firing pressure
t_c	686.44798	°C	Firing temperature
$p_{exh.op}$	1625.13876	kPa	Exhaust opening pressure
$t_{exh.op}$	997.25549	°C	Exhaust opening temperature
p_{int}	100.5	kPa	Intake air pressure (after intake filter)
t_0	20	°C	intake air temperature
p_k	373.86	kPa	Compressed air pressure (after supercharger)
t_k	176.40655	°C	Compressed air temperature (after supercharger)
p_s	371.32015	kPa	Reciever pressure (after air cooler)
t_s	28.17523	°C	Reciever temperature (after air cooler)
p_t	325.65251	kPa	Exhaust manifold pressure (at the turbine enter)
t_t	442.17929	°C	Exhaust manifold temperature (at the turbine enter)
p_{zt}	104	kPa	Exhaust pipe pressure (at the turbine exit)
t_{zt}	294.76749	°C	Exhaust pipe temperature (at the turbine exit)
$\Delta p_{res.fr}$	0.22702	kPa	Friction pressure losses at the intake reciever (added to the CAC or intake filter resistance)
$\Delta p_{exh.fr}$	6.19081	kPa	Friction pressure losses at the exhaust manifold (added to the exhaust system backpressure)
Main fuel combustion			
$\varphi_{comb.start}$	335	c.a.d.	Start of combustion
φ_{comb}	60	c.a.d.	Duration of combustion
Ignition fuel combustion			
$\varphi_{comb.start}$	335	c.a.d.	Start of combustion
φ_{comb}	4.11728	c.a.d.	Duration of combustion
$dp/d\varphi_{max}$	439.43231	kPa/c.a.d.	Maximum pressure rise rate
p_{inj}	459.34816	MPa	Average fuel injection pressure
$p_{inj.max}$	672.71443	MPa	Maximum fuel injection pressure
$\varphi_{inj.dur}$	6	c.a.d.	Duration of injection
$\varphi_{inj.start}$	330	c.a.d.	Start of fuel injection
d_{32}	5.76748	µm	Sauter average fuel drops diameter
φ_i	4.95373	c.a.d.	Ignition delay
φ_{wall}	356.97329	c.a.d.	Moment of reaching walls of combustiun chamber by fuel sprays
σ_0	85.90697	%	Injected fuel share for ignition delay
Toxic emissions prediction			
$[CO]_{cyl}$	0.00036	ppm	Incylinder CO concentration at the exhaust opening
$[CO]_{exh}$	0.00035	ppm	Exhaust manifold CO concentration
$[NO]_{cyl}$	2.87713	ppm	Incylinder NO concentration at the exhaust opening
$[NO]_{exh}$	2.78965	ppm	Exhaust gases NO concentration
g_{NO}	0.02114	g/(kW h)	Specific emissions of NO _x
$[C]_{cyl}$	1.78137950020635	g/m ³	Incylinder soot concentration at the exhaust opening
$[C]_{n.cyl}$	2.16530899145833	g/m ³	
$[C]_{n.cyl.Bosch}$	8.39988317056433	Bosch units	Incylinder soot concentration at the exhaust opening referred to normal conditions
$[C]_{n.cyl.Hartrige}$	9.25691246938354	HSU (%)	

Walls temperatures and heat transfer parameters				
$t_{w,head}$	237.11211	°C	Average temperature for cylinder head fire surface	
$t_{w,pist}$	335.29815	°C	Average temperature for piston fire surface	
$t_{w,pist,cool}$	262.70081	°C	Average temperature for piston cooling surface	
$t_{w,liner}$	130.61383	°C	Average temperature for cylinder liner	
$t_{w,int}$	37.6708	°C	Average temperature for reciever walls	
$t_{w,exh}$	423.24359	°C	Average temperature for exhaust manifold walls	
t_{result}	566.07042	°C	Resulting temperature for incylinder gases	
$t_{exh,result}$	442.76728	°C	Resulting temperature for to exhaust manifold gases	
$\alpha_{m,gas}$	0.59921	kW/m²·K	Average heat transfer coefficient from incylinder gases to cylinder walls	
$\alpha_{m,exh}$	0.88799	kW/m²·K	Average heat transfer coefficient from exhaust manifold gases to manifold walls	
Supercharger performance (first stage supercharger)				
Π_{cmpr}	3.73007	-	Pressure increase ratio for compressor	
Π_{turb}	2.95536	-	Pressure drop ratio for turbine	
P_{cmpr}	2381.70821	kW	Power for driving the compressor	
P_{turb}	2387.57624	kW	Power of the turbine	
$\eta_{cmpr,ad}$	84	%	Adiabatic efficiency of the supercharger	
$\eta_{e,t}$	81	%	Efficiency of the turbine (includes mechanical efficiency)	
μF_t	31200	mm²	Turbine equivalent flow area	
μF_{WG}	0.0	mm²	Equivalent flow area for waste-gate	
Energy balance				
Q_{fuel}	16767.97371	kW	Total heat released from burning fuel	
P_b	8010.58088	kW	Brake output power	
Q_{EG}	4812.97999	kW	Heat lost with exhaust gases	
$Q_{w,ht}$	890.78462	kW	Heat rejected to the cooling water due to heat transfer from incylinder working	
$Q_{w,fr}$	356.35931	kW	Heat rejected to the cooling water due to friction	
Q_w	1247.14393	kW	Total heat rejected to the cooling water	
$Q_{oil,ht}$	235.91849	kW	Heat rejected to the oil due to heat transfer from incylinder working medium	
$Q_{oil,fr}$	118.78644	kW	Heat rejected to the oil due to friction	
Q_{oil}	354.70493	kW	Total heat rejected to the oil	
Q_{CAC}	2209.06537	kW	Heat rejected in charge air cooler	
Q_{res}	-31.65953	kW	Total heat rejected to the walls of reciever	
Q_{exh}	165.57472	kW	Total heat rejected to the walls of exhaust manifold	
Q_{sum}	16837.57737	kW	Total heat	
Accuracy of calculations				
$\delta\rho_{cyl}$	0.00293	%	Accuracy of incylinder density calculations	
$\delta\rho_{res}$	0.00224	%	Accuracy of reciever density calculations	
$\delta\rho_{exh}$	0.00243	%	Accuracy of exhaust manifold density calculations	
$\delta\Pi_k$	0.0	%	Accuracy of pressure increase ratio calculations	
δP_{TC}	0.24608	%	Accuracy of turbocharger power balance	

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

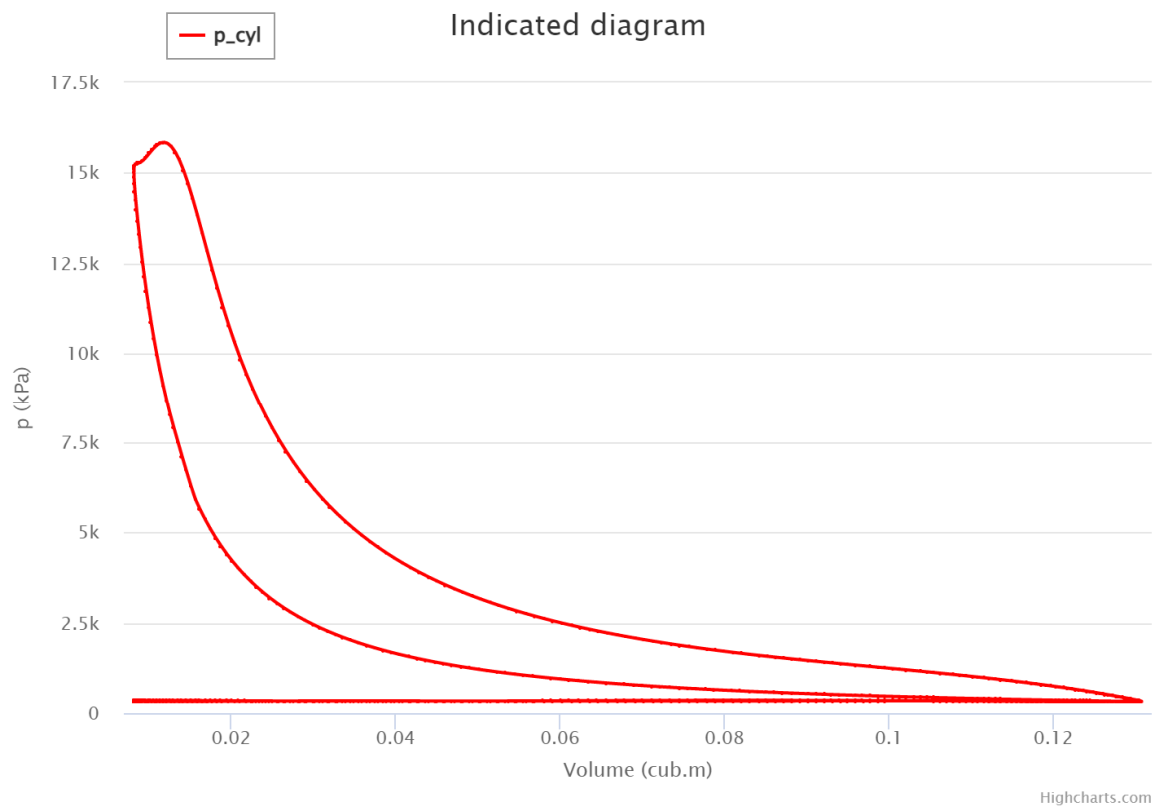


Рис. 2.6. Індикаторна діаграма (згорнута)

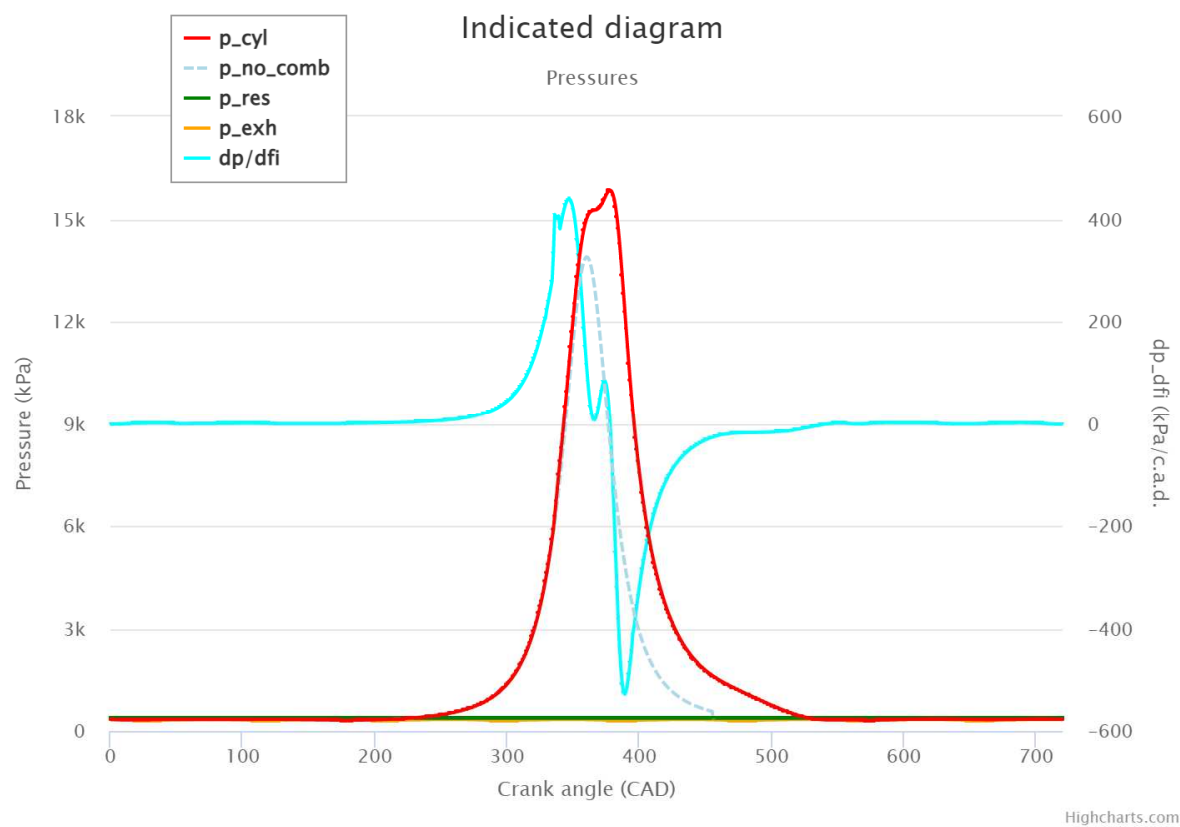


Рис. 2.7. Індикаторна діаграма (розгорнута)

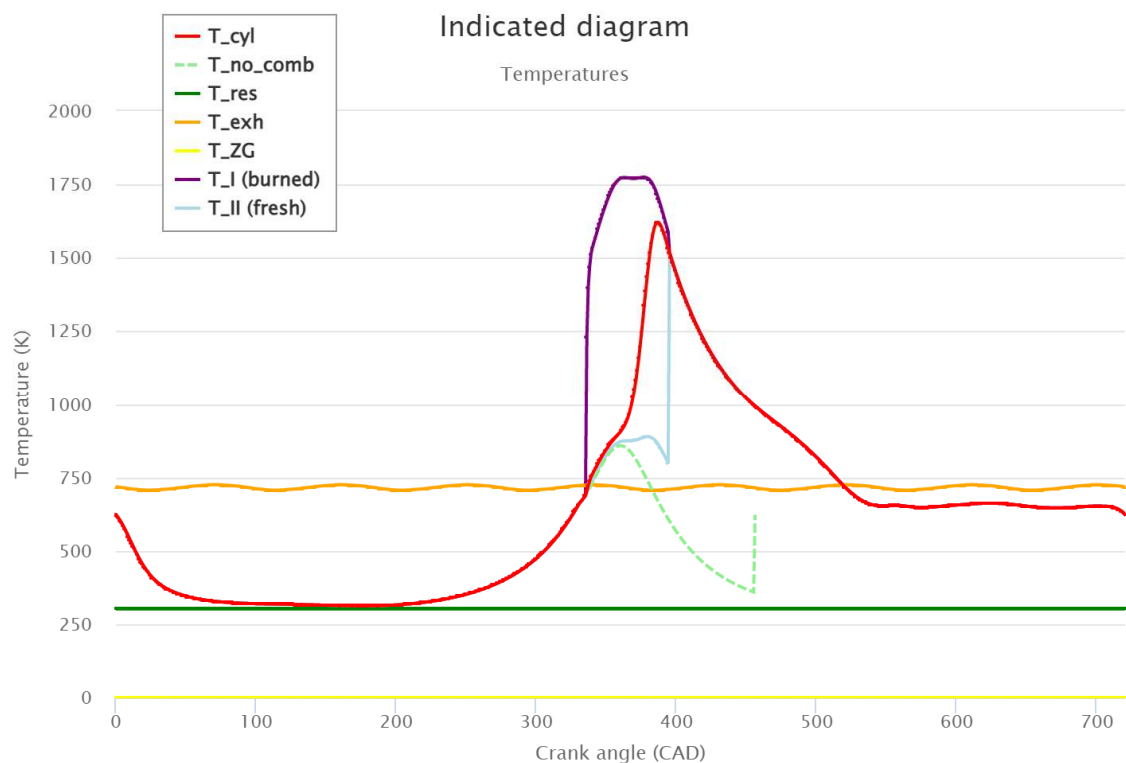


Рис. 2.8. Залежність температури робочого тіла від кута повороту колінчастого валу

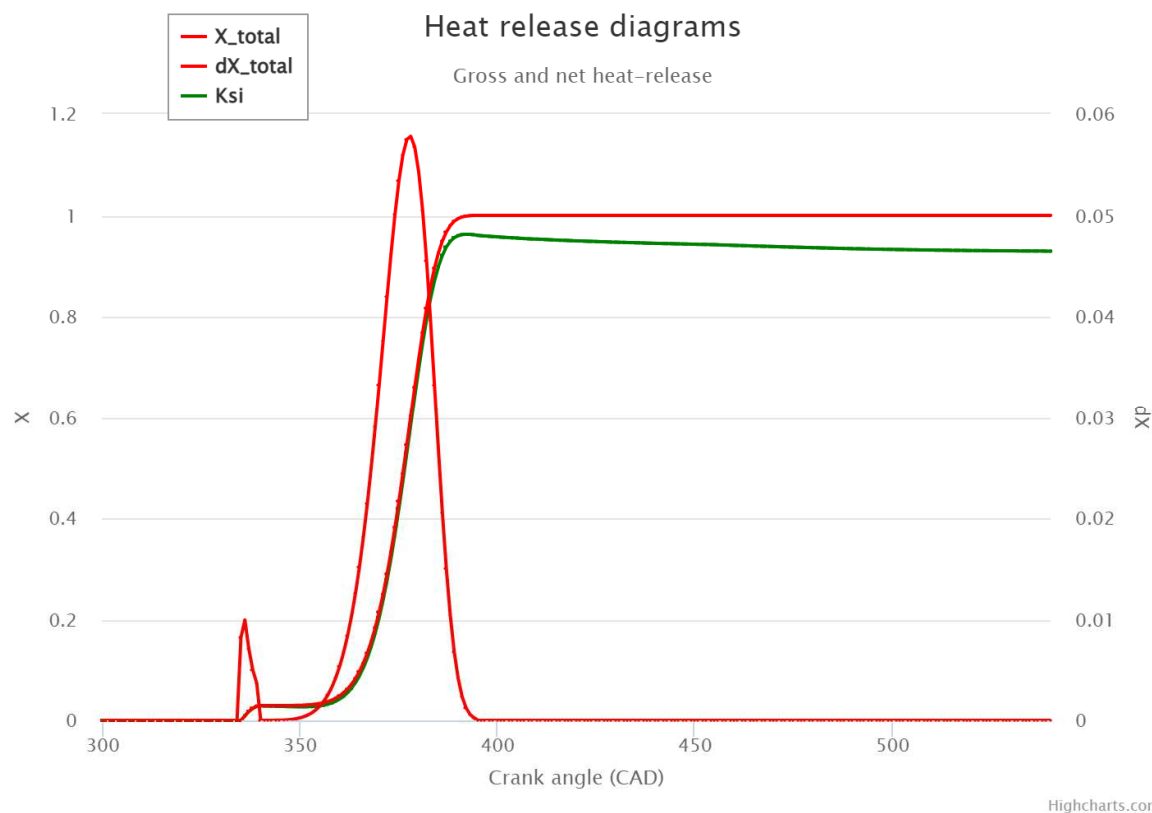


Рис. 2.9. Характеристики тепловиділення

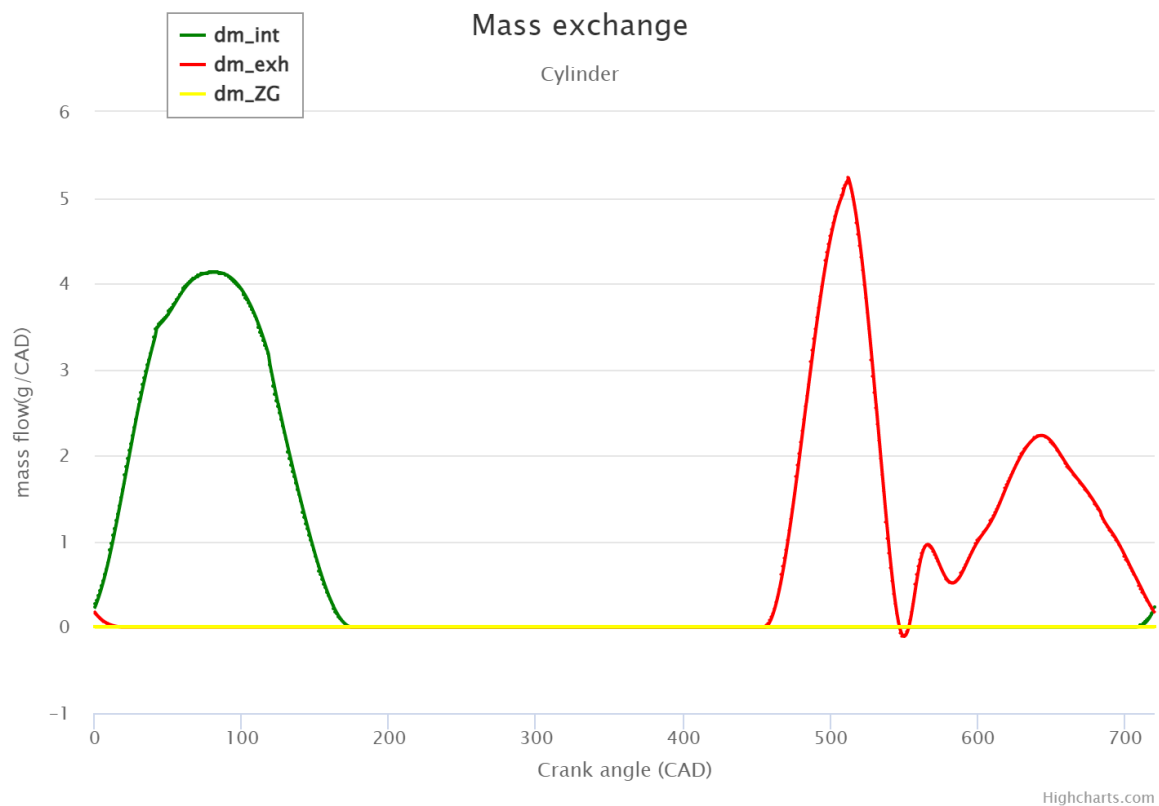


Рис. 2.10. Миттєва витрата через органи газорозподілу

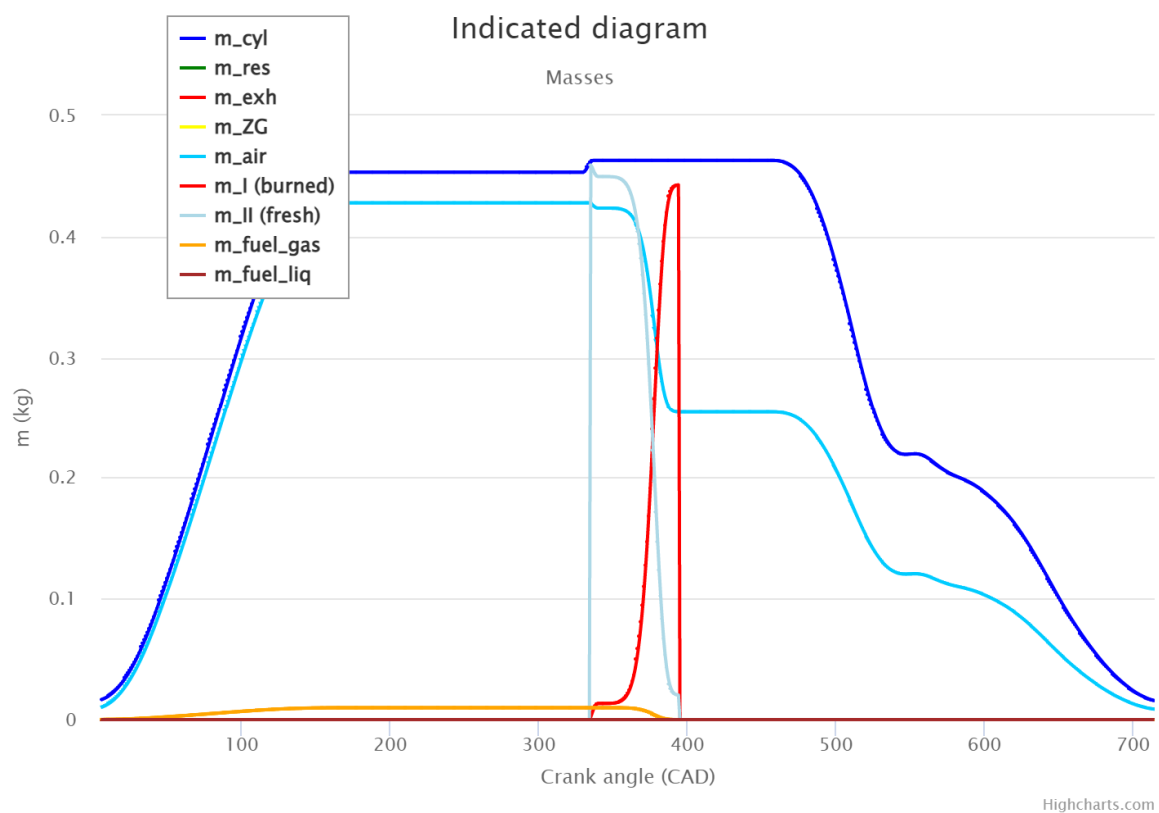


Рис. 2.11. Діаграма зміни кількості робочого тіла в циліндрі двигуна

Порівняння розрахункових діаграм за методикою Гриневецького-Мазінга та в отриманих в Blitz-PRO

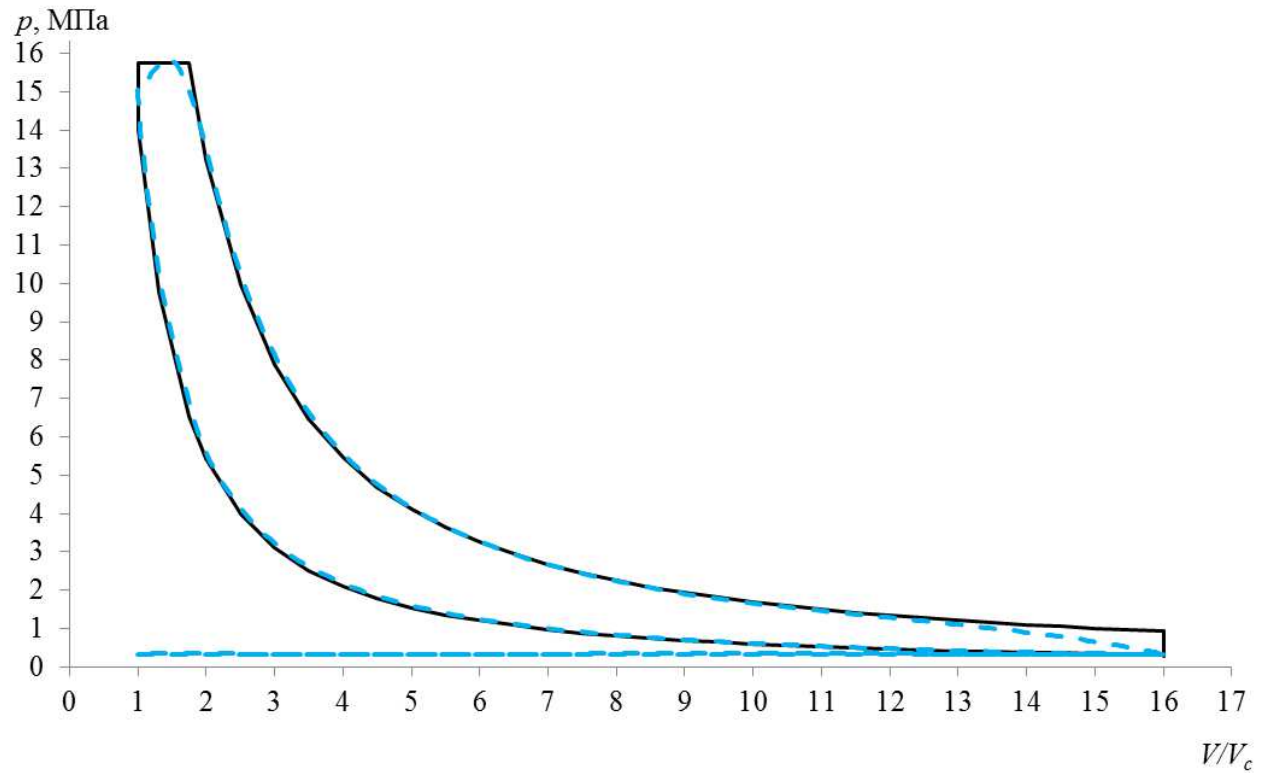


Рис. 2.12. Порівняння індикаторних p - V діаграм

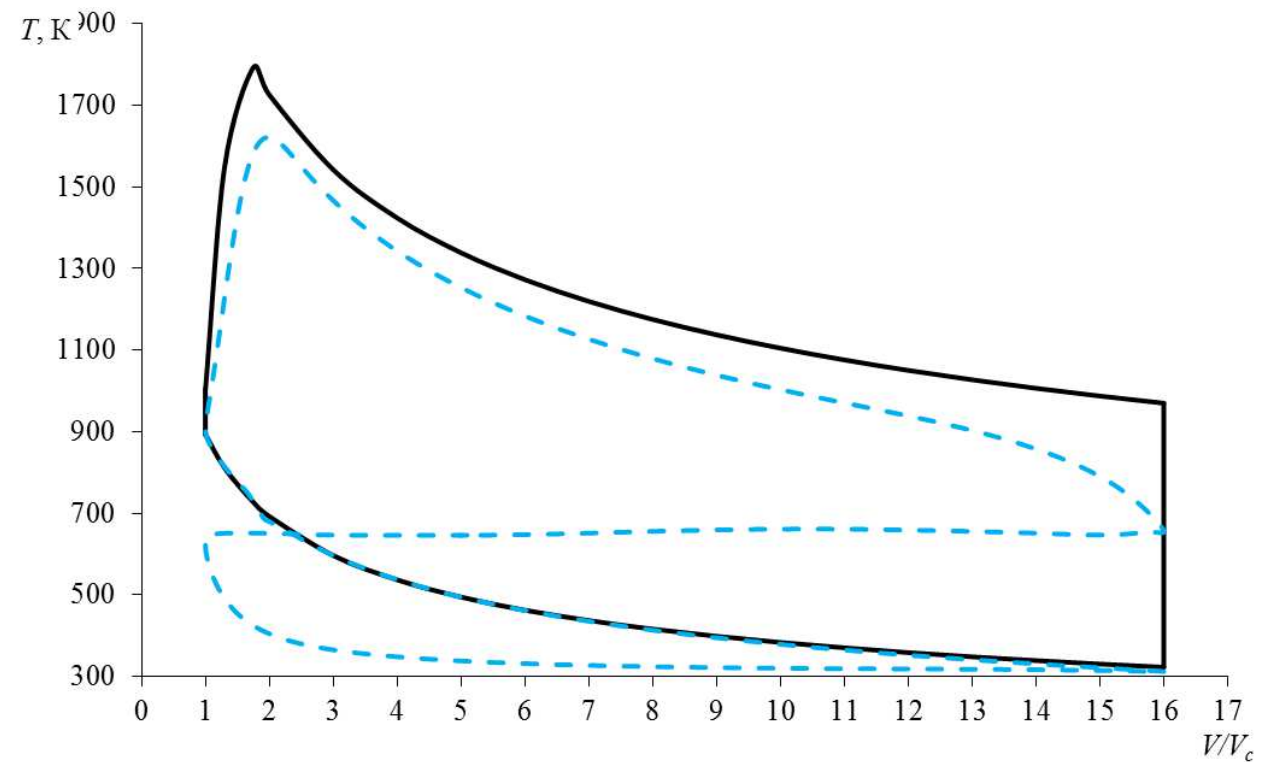


Рис. 2.13. Порівняння індикаторних T - V діаграм

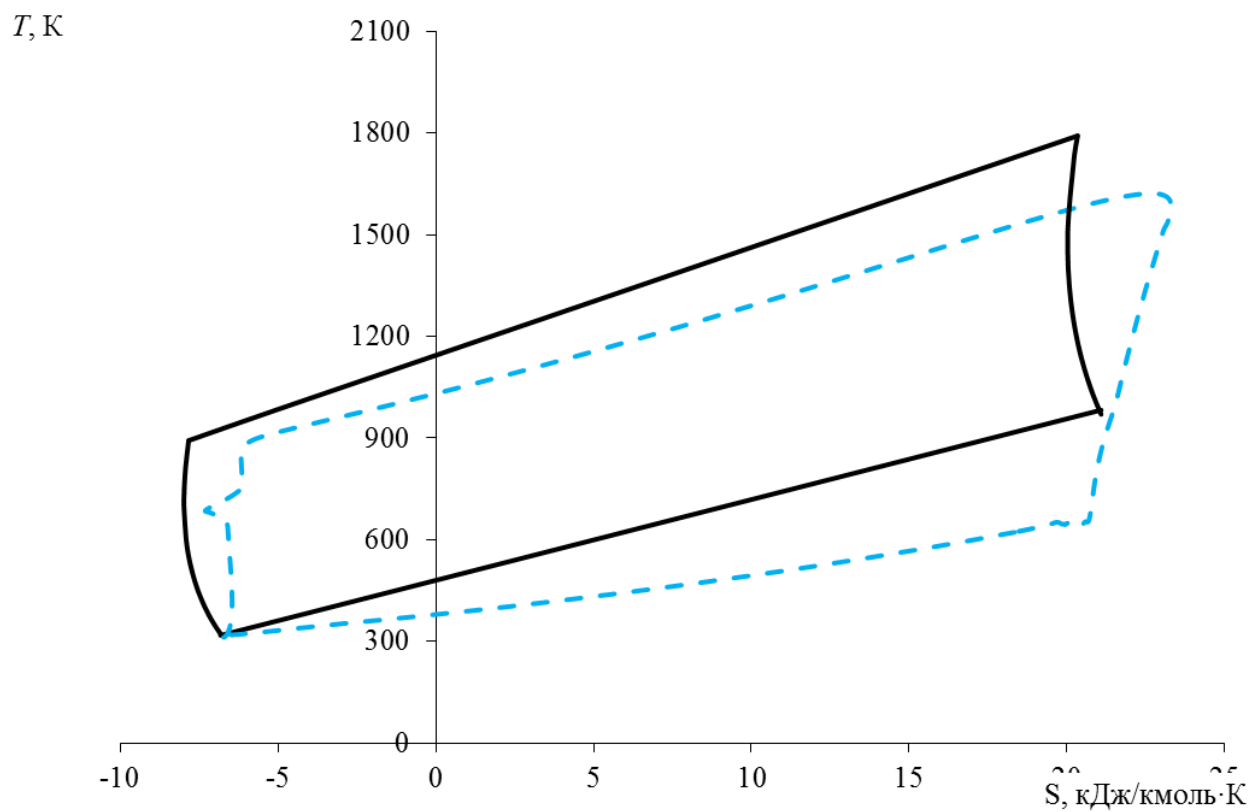
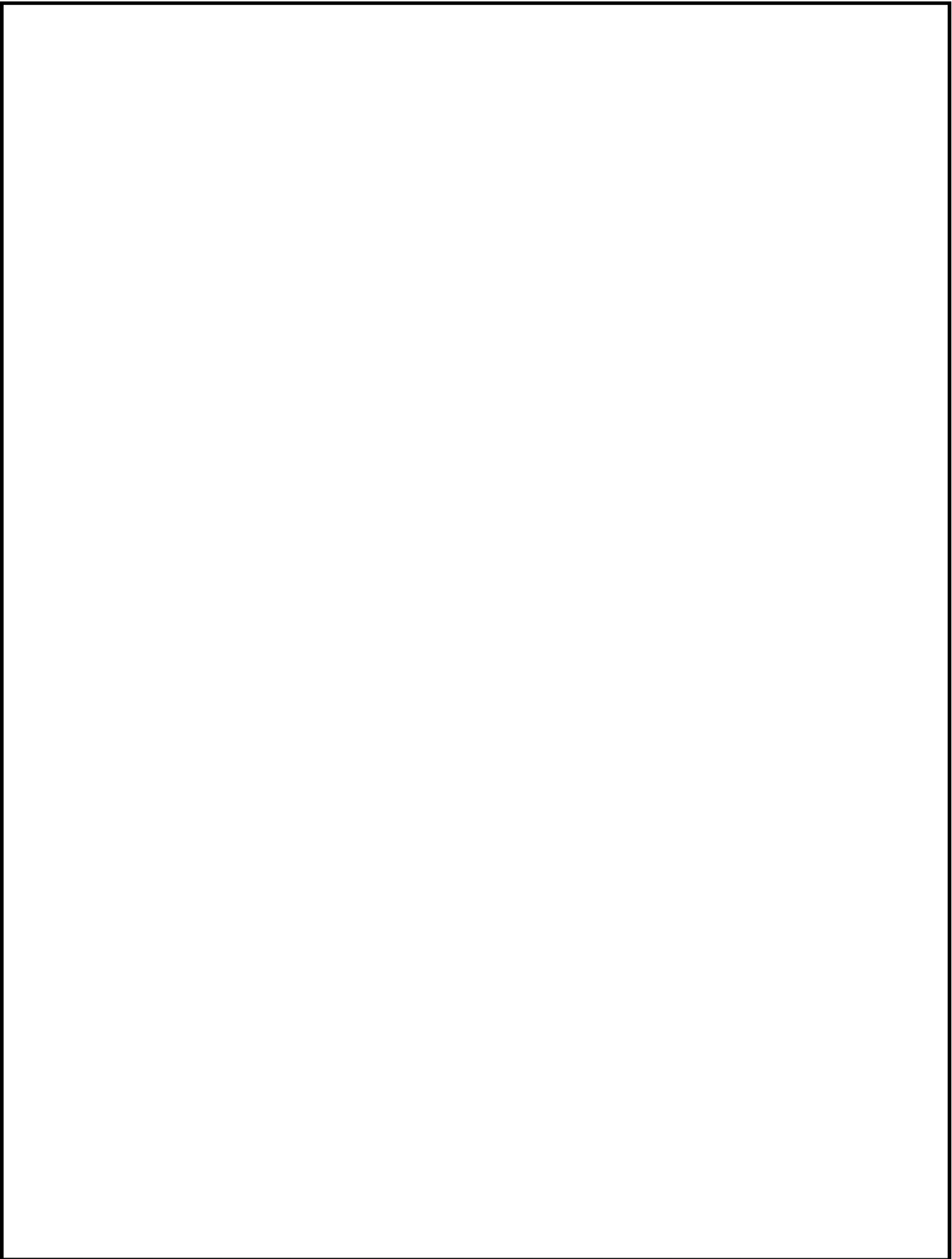


Рис. 2.14. Порівняння індикаторних T-S діаграм

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		



					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент	Бурсук А. С.							
Консультант								52
Керівник	Мінчев Д.С.					НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.							

3 Розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму для номінального режиму роботи двигуна

Розрахунок кінематики КШМ

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

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

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

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

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

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

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

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

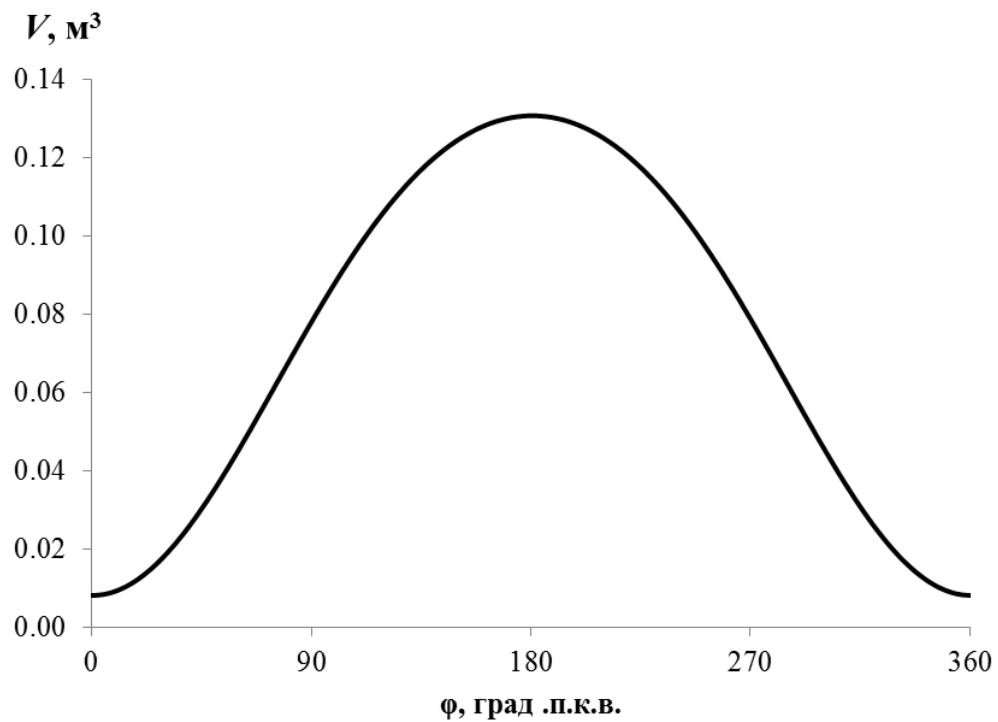


Рис. 3.1 – Залежність об'єму циліндра (V) від кута повороту колінчастого валу (φ).

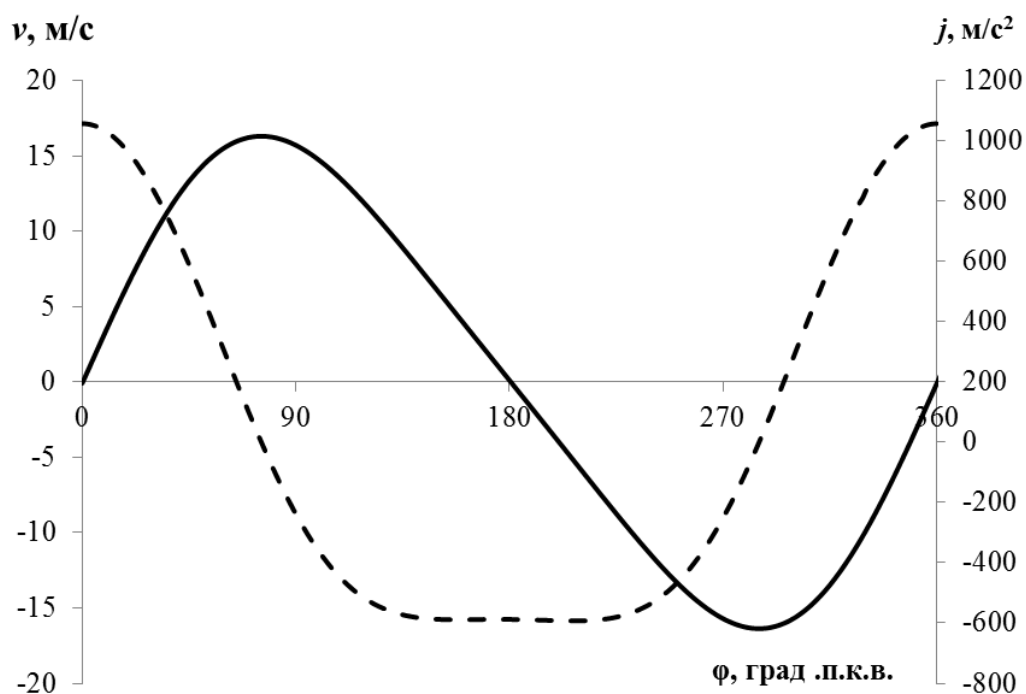


Рис. 3.2 – Залежність швидкості поршня (v) та прискорення поршня (j) від кута повороту колінчастого валу (φ).

Розрахунок динаміки КШМ

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

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

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

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

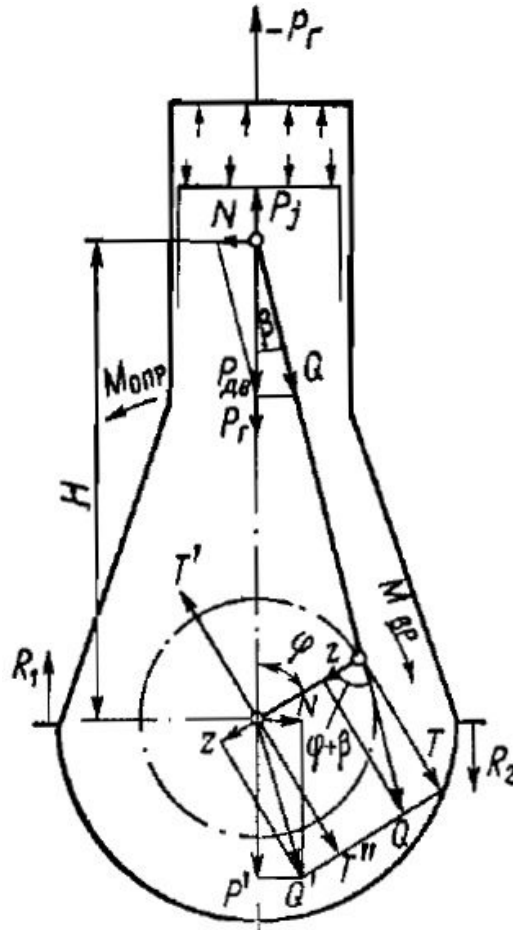


Рис. 3.3 – Динамічні сили, які діють на КШМ.

Для аналізу дії сили P_{Σ} на елементи КШМ її розкладають на дві складові: S і N . Сила S діє уздовж осі шатуна і викликає повторно-змінний стиснення – розтяг його елементів, а сила N перпендикулярна осі циліндра і притискає поршень до його дзеркала. Дія сили S на сполучення шатун-кривошип можна оцінити, перенісши її уздовж осі шатуна в точку їх шарнірного зчленування (S'), де вона розкладається на нормальну силу K , спрямовану по осі кривошипа, і тангенціальну силу T .

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

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

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

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

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

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

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

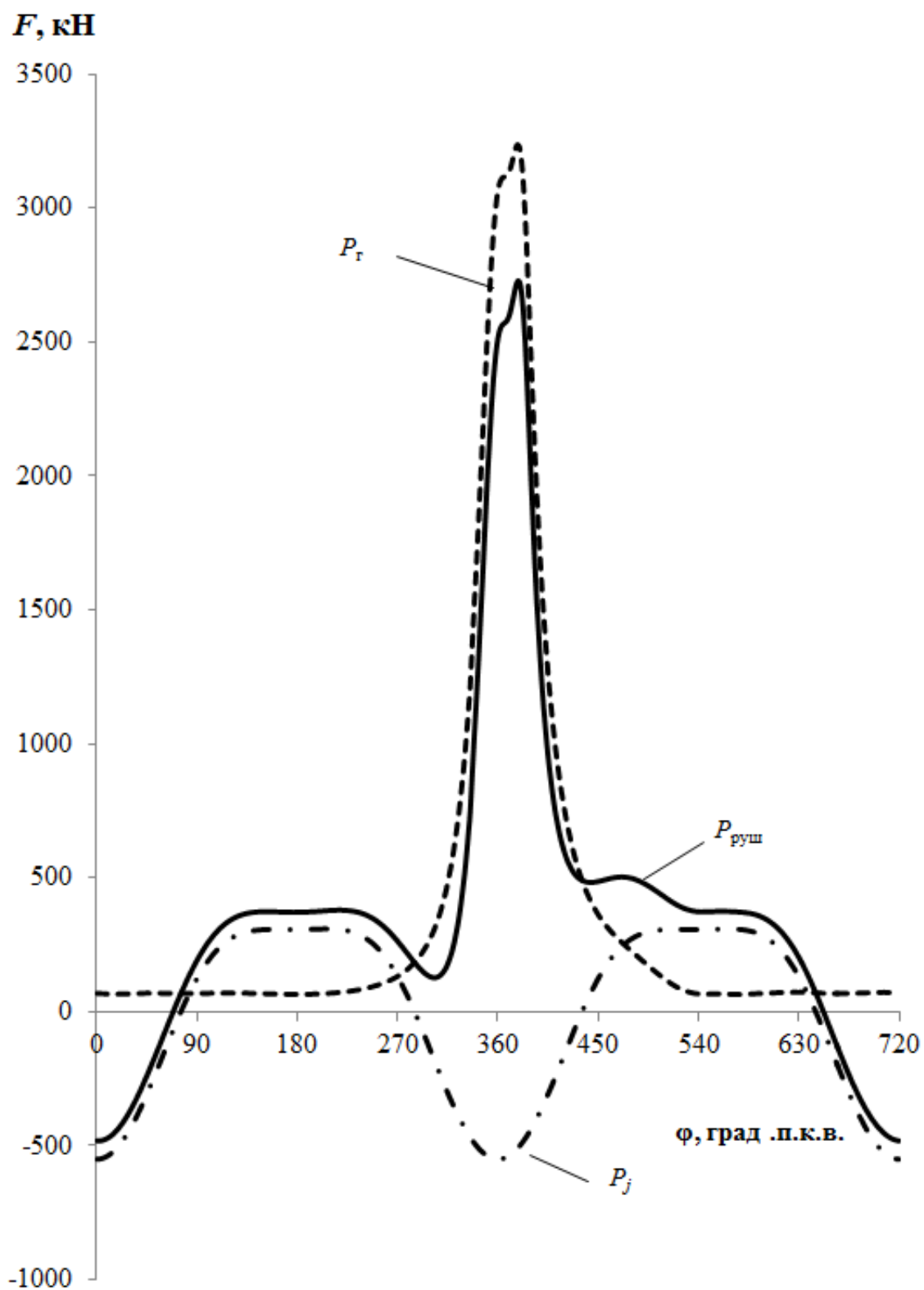


Рис. 3.4 – Залежність сили від тиску газів (P_g), сили інерції (P_j) та рухомої сили ($P_{руш}$) від кута повороту колінчастого валу (φ).

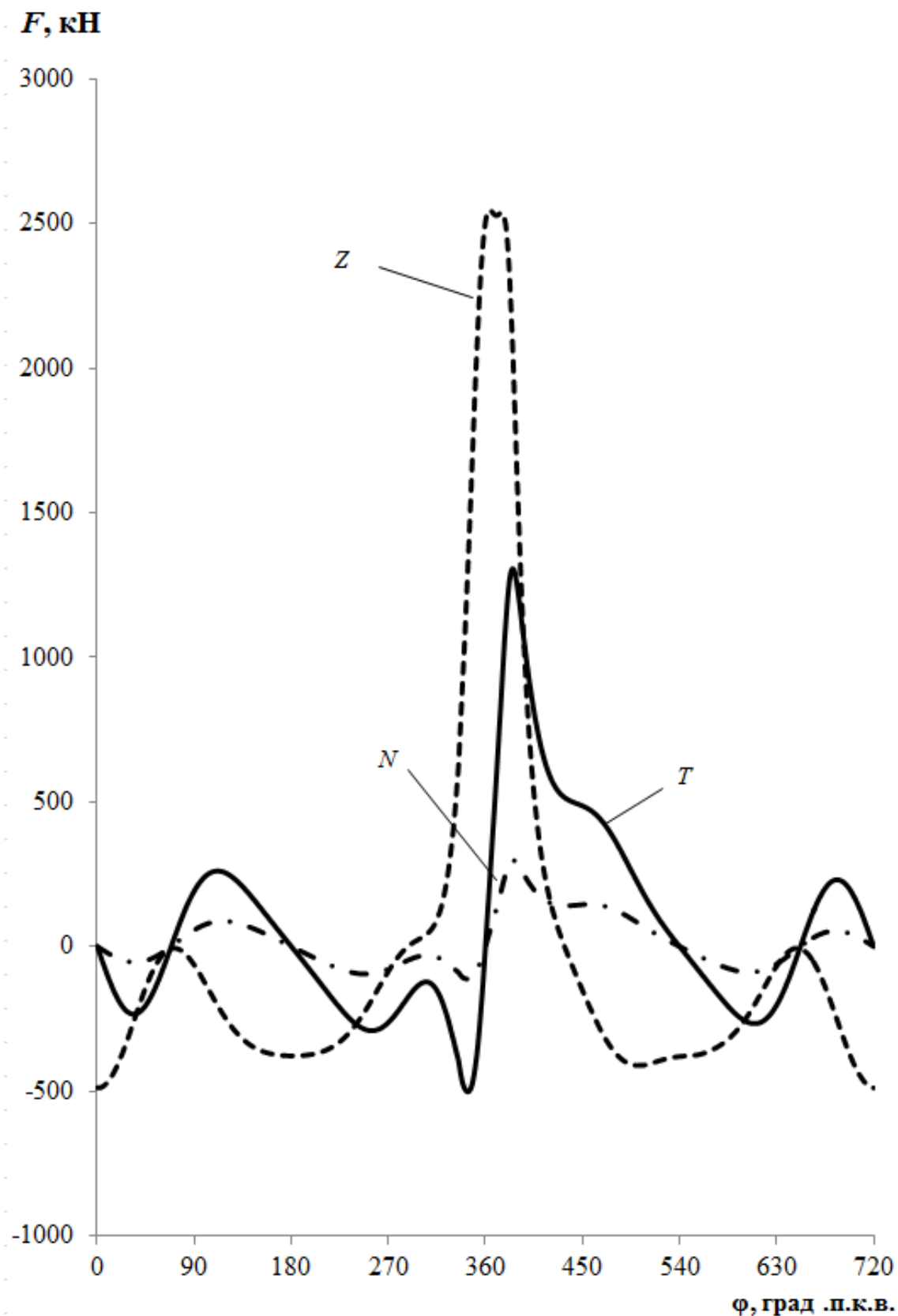


Рис. 3.5 – Залежність бічної (N), радіальної (Z) та тангенціальної (T) сил від кута повороту колінчастого валу (φ).

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахунок сумарної дотичної сили та крутного моменту

Для наступних розрахунків необхідно перевірити відносну похибку індикаторної потужності.

Розрахована індикаторна потужність в Blitz-PRO (номінальний режим):

$$N_i = 8485,73, \text{ кВт.}$$

Розрахована індикаторна потужність в Excel:

$$N_i^1 = \frac{M_{кр.ср} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}}{1000} = \frac{161604 \cdot \frac{3,1416 \cdot 500}{30}}{1000} = 8461,56, \text{ кВт.}$$

Визначаємо відносну похибку:

$$\delta N_i = \frac{N_i \cdot N_i^1}{N_i} \cdot 100 = \frac{8461,56 - 8485,73}{8485,73} \cdot 100 = -0,28, \text{ \%}.$$

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

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

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

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

де $\varphi = 90^\circ$.

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

Таблиця 3.1

Визначення сумарних дійсної та середньої дотичної сили, та крутних моментів.

φ, град. п.к.в.	T _{ц1}	T _{ц2}	T _{ц3}	T _{ц4}	T _{ц5}	T _{ц6}	T _{ц7}	T _{ц8}	T _Σ , кН
0	0.0	192.1	0.0	-262.9	0.0	486.1	0.0	-203.1	212.2
1	-10.8	198.5	-4.6	-259.2	56.8	484.4	-4.7	-196.5	263.9
2	-21.6	204.6	-9.3	-255.3	114.3	482.6	-9.3	-189.5	316.4
3	-32.4	210.3	-13.9	-251.2	172.0	480.7	-13.9	-182.3	369.3
4	-43.1	215.8	-18.5	-246.9	229.7	478.7	-18.6	-174.7	422.3
5	-53.7	220.9	-23.2	-242.5	287.4	476.6	-23.2	-166.9	475.4
6	-64.3	225.7	-27.8	-237.9	344.9	474.4	-27.9	-158.8	528.4
7	-74.7	230.2	-32.5	-233.1	402.5	472.0	-32.5	-150.3	581.5

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ				Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата					

Продовження таблиці 3.1

φ, град. п.к.в.	T _{ц1}	T _{ц2}	T _{ц3}	T _{ц4}	T _{ц5}	T _{ц6}	T _{ц7}	T _{ц8}	T _Σ , кН
8	-84.9	234.4	-37.1	-228.3	460.3	469.4	-37.2	-141.7	634.9
9	-95.0	238.2	-41.8	-223.3	518.6	466.7	-41.9	-132.7	688.9
10	-104.9	241.8	-46.5	-218.2	577.7	463.8	-46.6	-123.6	743.6
11	-114.5	245.0	-51.2	-213.1	637.8	460.8	-51.3	-114.2	799.4
12	-123.9	248.0	-55.9	-207.9	699.0	457.5	-56.0	-104.6	856.2
13	-133.1	250.6	-60.6	-202.6	761.3	454.1	-60.7	-94.8	914.2
14	-141.9	252.9	-65.3	-197.4	824.5	450.5	-65.4	-84.9	973.0
15	-150.5	254.9	-70.0	-192.1	888.1	446.7	-70.1	-74.7	1032.2
16	-158.7	256.6	-74.7	-186.8	951.3	442.6	-74.8	-64.5	1090.9
17	-166.5	258.0	-79.5	-181.6	1013.1	438.4	-79.6	-54.1	1148.3
18	-174.0	259.2	-84.2	-176.5	1072.4	434.1	-84.3	-43.6	1203.0
19	-181.2	260.0	-89.0	-171.4	1127.8	429.5	-89.0	-33.1	1253.6
20	-187.9	260.6	-93.8	-166.5	1177.7	424.7	-93.7	-22.4	1298.8
21	-194.1	260.9	-98.5	-161.6	1220.9	419.7	-98.4	-11.8	1337.0
22	-200.1	260.9	-103.3	-157.0	1256.0	414.6	-103.1	-1.1	1367.0
23	-205.8	260.7	-108.1	-152.5	1282.3	409.3	-107.7	9.5	1387.7
24	-210.6	260.2	-112.9	-148.2	1298.9	403.8	-112.4	20.2	1399.0
25	-215.1	259.5	-117.7	-144.2	1306.3	398.2	-117.0	30.8	1400.6
26	-219.2	258.6	-122.5	-140.4	1304.7	392.4	-121.7	41.3	1393.0
27	-222.8	257.4	-127.4	-136.9	1295.2	386.4	-126.3	51.7	1377.2
28	-225.9	256.0	-132.2	-133.8	1278.9	380.4	-131.0	62.0	1354.4
29	-228.6	254.4	-137.0	-130.9	1257.2	374.1	-135.6	72.1	1325.8
30	-230.7	252.6	-141.8	-128.5	1231.6	367.8	-140.2	82.2	1293.0
31	-232.3	250.6	-146.6	-126.4	1203.2	361.4	-144.8	92.0	1257.0
32	-233.5	248.4	-151.5	-124.8	1173.2	354.8	-149.4	101.6	1219.0
33	-234.1	246.0	-156.3	-123.6	1142.4	348.1	-153.9	111.0	1179.7
34	-234.2	243.4	-161.1	-122.8	1111.3	341.4	-158.5	120.2	1139.8
35	-233.8	240.7	-165.8	-122.6	1080.5	334.5	-163.0	129.1	1099.6
36	-232.9	237.8	-170.6	-122.9	1050.4	327.6	-167.6	137.8	1059.7
37	-231.6	234.8	-175.3	-123.7	1020.4	320.7	-172.1	146.2	1019.4
38	-229.7	231.6	-180.1	-125.1	991.4	313.6	-176.5	154.2	979.5
39	-227.3	228.3	-184.8	-127.1	963.2	306.6	-181.0	162.0	939.9
40	-224.5	224.9	-189.4	-129.6	935.8	299.5	-185.4	169.4	900.6
41	-221.2	221.4	-194.1	-132.9	909.3	292.3	-189.8	176.4	861.6
42	-217.4	217.7	-198.7	-136.7	883.8	285.2	-194.1	183.1	822.9
43	-213.2	214.0	-203.2	-141.2	859.2	278.0	-198.4	189.4	784.6
44	-208.5	210.1	-207.7	-146.4	835.6	270.8	-202.6	195.3	746.6
45	-203.5	206.2	-212.2	-152.3	813.0	263.7	-206.7	200.8	708.9
46	-198.0	202.1	-216.6	-158.9	791.4	256.5	-210.8	205.8	671.6
47	-192.1	198.0	-220.9	-166.2	770.8	249.4	-214.8	210.5	634.6
48	-185.9	193.9	-225.2	-174.2	751.2	242.2	-218.7	214.6	597.9
49	-179.3	189.6	-229.3	-182.9	732.6	235.1	-222.5	218.3	561.6

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ				Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата					

Продовження таблиці 3.1

φ, град. п.к.в.	T _{ц1}	T _{ц2}	T _{ц3}	T _{ц4}	T _{ц5}	T _{ц6}	T _{ц7}	T _{ц8}	T _Σ , кН
50	-172.4	185.3	-233.5	-192.3	714.9	228.1	-226.3	221.6	525.5
51	-165.1	181.0	-237.5	-202.4	698.2	221.0	-229.9	224.3	489.8
52	-157.5	176.6	-241.4	-213.1	682.5	214.1	-233.4	226.6	454.3
53	-149.6	172.2	-245.2	-224.5	667.6	207.1	-236.7	228.4	419.2
54	-141.4	167.7	-249.0	-236.6	653.6	200.3	-239.9	229.7	384.4
55	-132.9	163.1	-252.6	-249.2	640.5	193.5	-243.0	230.5	349.9
56	-124.1	158.6	-256.1	-262.4	628.3	186.7	-246.0	230.7	315.7
57	-115.1	154.0	-259.5	-276.2	616.8	180.0	-248.8	230.5	281.8
58	-105.9	149.4	-262.7	-291.1	606.1	173.4	-251.4	229.7	247.5
59	-96.5	144.8	-265.8	-306.3	596.1	166.8	-253.8	228.5	213.8
60	-86.8	140.1	-268.8	-319.6	586.9	160.4	-256.1	226.8	182.8
61	-77.1	135.5	-271.6	-334.7	578.3	153.9	-258.1	224.6	150.8
62	-67.1	130.8	-274.2	-349.9	570.3	147.6	-260.0	222.0	119.5
63	-57.1	126.1	-276.7	-365.0	563.0	141.3	-261.7	218.9	88.8
64	-46.9	121.4	-279.0	-380.0	556.3	135.2	-263.2	215.3	59.0
65	-36.7	116.7	-281.2	-394.7	550.1	129.1	-264.4	211.2	30.2
66	-26.4	112.0	-283.1	-418.1	544.4	123.1	-265.4	206.7	-6.8
67	-16.1	107.3	-284.9	-440.5	539.1	117.2	-266.2	201.8	-42.2
68	-5.7	102.6	-286.4	-459.1	534.4	111.4	-266.7	196.4	-73.1
69	4.7	97.9	-287.8	-474.7	530.0	105.7	-267.0	190.7	-100.5
70	15.0	93.2	-288.9	-485.4	526.1	100.0	-267.0	184.5	-122.5
71	25.3	88.5	-289.8	-493.2	522.5	94.5	-266.8	177.9	-141.2
72	35.6	83.8	-290.5	-499.0	519.2	89.0	-266.3	170.9	-157.4
73	45.7	79.1	-291.0	-502.3	516.2	83.6	-265.5	163.3	-170.9
74	55.8	74.4	-291.3	-502.9	513.5	78.3	-264.4	155.5	-181.1
75	65.8	69.7	-291.3	-500.4	511.0	73.0	-263.0	148.0	-187.2
76	75.6	65.0	-291.1	-494.5	508.7	67.8	-261.3	139.6	-190.1
77	85.3	60.4	-290.6	-485.0	506.6	62.7	-259.2	131.0	-188.9
78	94.9	55.7	-289.9	-471.5	504.7	57.6	-256.9	122.1	-183.4
79	104.2	51.0	-289.0	-453.9	502.9	52.6	-254.3	112.9	-173.5
80	113.4	46.4	-287.8	-432.0	501.2	47.6	-251.3	103.5	-159.0
81	122.4	41.7	-286.4	-405.7	499.6	42.7	-248.0	93.8	-139.8
82	131.1	37.1	-284.7	-375.1	498.1	37.8	-244.3	84.0	-116.0
83	139.7	32.4	-282.8	-340.1	496.6	33.0	-240.3	73.9	-87.6
84	147.9	27.8	-280.7	-301.0	495.2	28.2	-236.0	63.7	-54.9
85	156.0	23.2	-278.3	-258.1	493.7	23.5	-231.4	53.3	-18.1
86	163.8	18.5	-275.7	-211.6	492.3	18.7	-226.4	42.8	22.5
87	171.3	13.9	-272.8	-162.1	490.8	14.0	-221.1	32.2	66.3
88	178.5	9.3	-269.7	-110.0	489.3	9.3	-215.4	21.5	112.9
89	185.5	4.6	-266.4	-55.8	487.8	4.7	-209.4	10.8	161.7
90	192.1	0.0	-262.9	0.0	486.1	0.0	-203.1	0.0	212.2

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ				Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата					

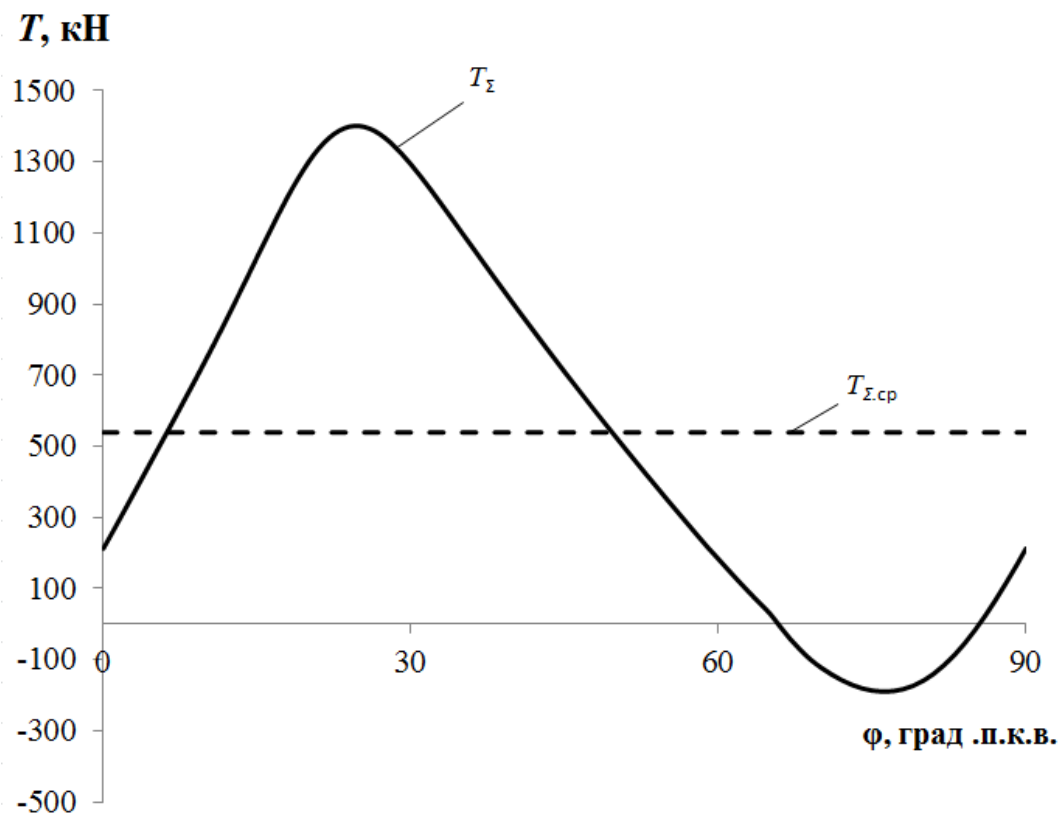


Рис. 3.6 – Сумарна дотична сила T_{Σ} , кН.

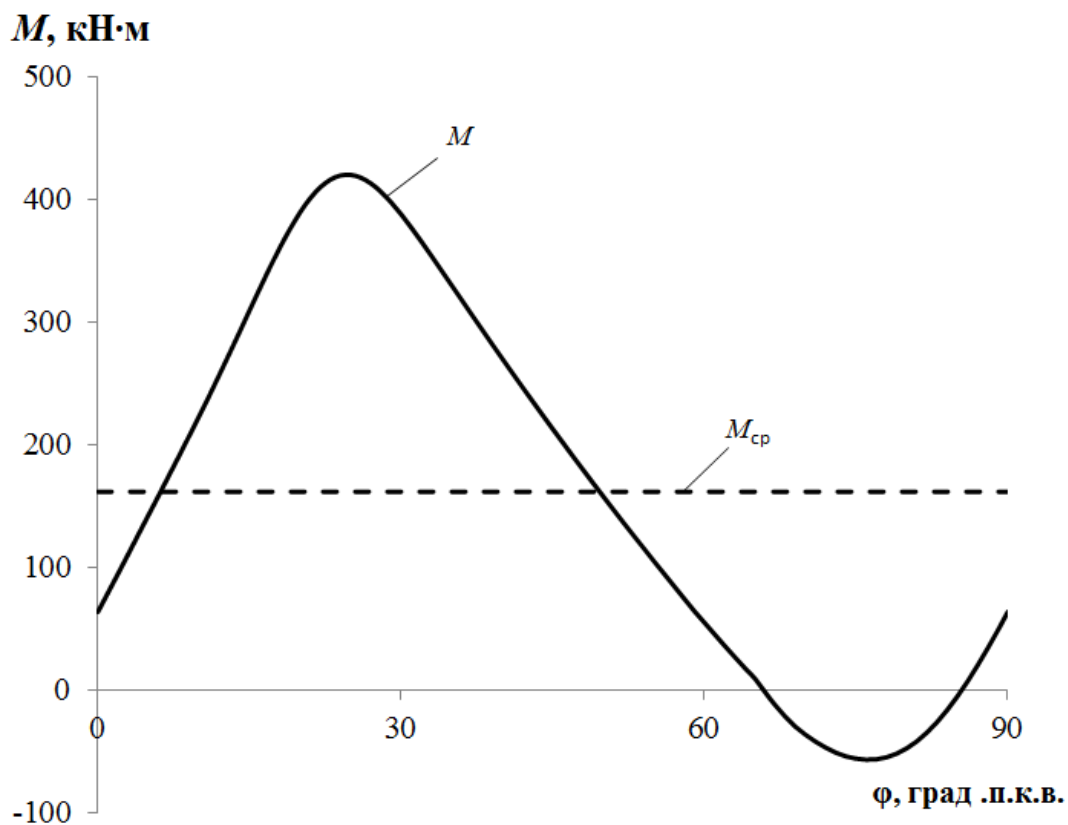
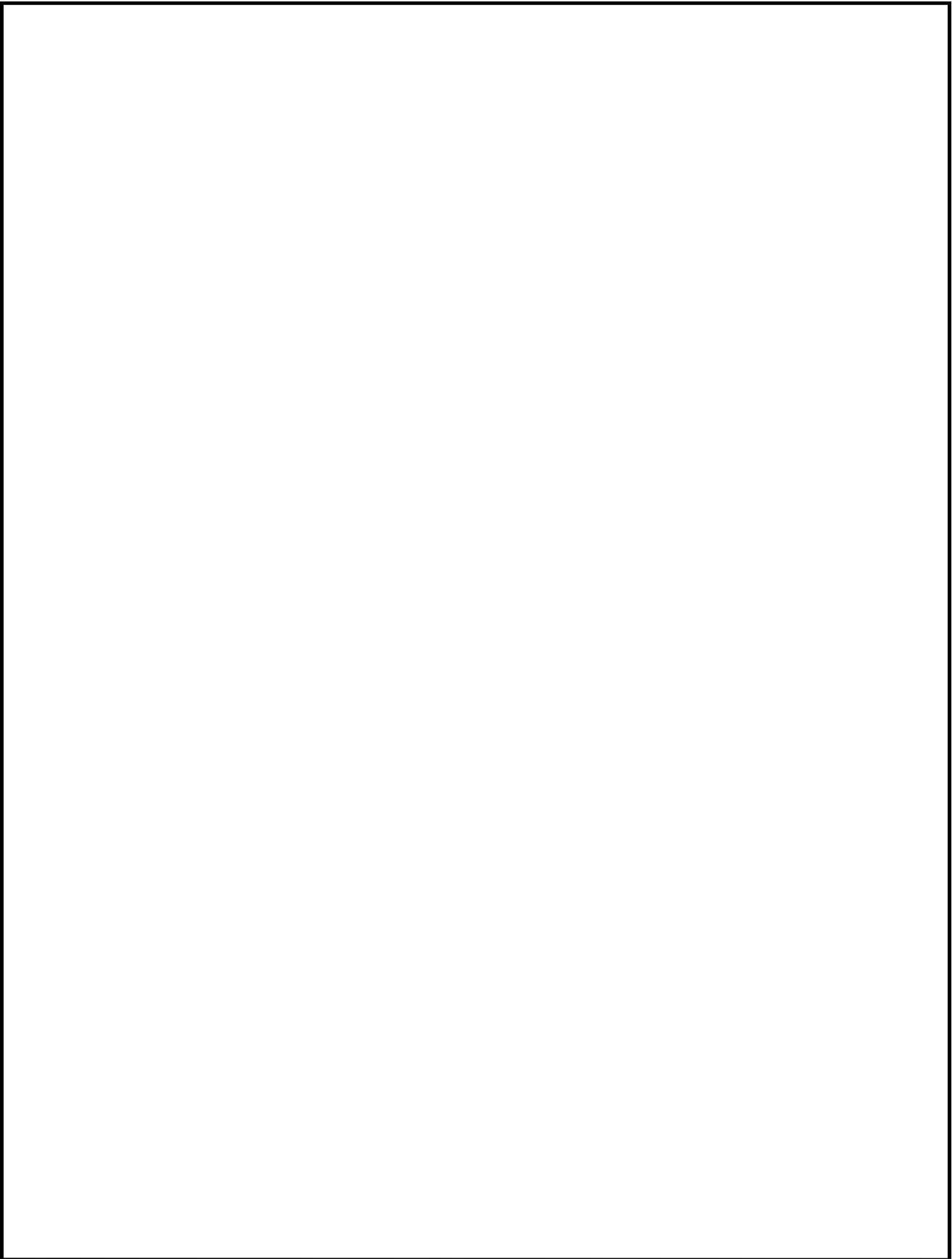


Рис. 3.7 – Сумарний крутний момент $M_{\text{кр}}$, Н·м.



					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проектування відцентро- вого турбокомпресора для двигуна 8ЧН 51/60	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент	Бурсук А. С.							63
Консультант								
Керівник	Мінчев Д.С.					НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.							

4. Проектування відцентрового турбокомпресора для двигуна 8ЧН 51/60.

Вступ

Відцентровий компресор сьогодні є домінуючим типом компресорної машини, що застосовується для наддуву поршньових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Сьогоднішні турбопоршньові двигуни є дуже досконалими машинами, які мають неперевершені показники економічності серед двигунів усіх існуючих типів. Такі якості забезпечуються високим рівнем проектування та виробництва усіх елементів цих двигунів, зокрема агрегатів наддуву, у тому числі відцентрових компресорів як основних елементів цих агрегатів. Відцентрові компресори у системах наддуву сучасних двигунів звичайно мають привід від газових турбін, які поєднуються з ними у єдиному агрегаті – турбокомпресорі. Можливі і інші конструктивні рішення, але вони мають відносно менше розповсюдження. При виконанні розрахунку компресор треба розглядати у складі турбокомпресору, відповідно застосовуючи існуючі рекомендації щодо проектування саме таких машин. Складність проектування відцентрових компресорних машин пов'язана з тим, що через проточну частину компресора тече середовище, що може стискуватися. До того ж на більшості довжини проточної частини компресора має місце розширення перетину вздовж руху потоку повітря. Відповідно такий канал є дифузорним, а течія у ньому звичайно має відривний характер, або межує з цим режимом. Тож математичний опис процесів у проточній частині компресора має бути дуже складним. Чим вище вимоги до точності розрахунків, тим більш складним стає математичний апарат для їх реалізації.

Розрахунок виконується для визначення попереднього конструктивного рішення основних розмірів конструкції відцентрового компресора. Найбільш досконалий серед діючих розрахункових методик, де розрахунки виконують на підставі застосування рівнянь у диференціальній формі, а течії робочих тіл описують тримірними моделями. Такі методики дають досить точне рішення щодо об'єкту проектування, але потребують дуже складного математичного апарату

					ДР.4.142.3227зст.01.ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

та застосування потужної обчислювальної техніки. Проте використання двомірної моделі течії та звичайної системи рівнянь у інтегральних формах дозволяють визначати їхні основні розміри з такими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочних побудов агрегату.

Згідно з ціллю у проекті виконуються розрахунки усіх елементів проточної частини компресору, на підставі чого робиться креслення повздовжнього розрізу компресора з опорою на конструкцію компресора-прототипу і зі зміною тих елементів конструкції прототипу, які не можуть забезпечити достатню працездатність турбокомпресора з урахуванням зміни його параметрів.

Розрахунок компресорного ступеня виконуються на підставі так званого спадного засобу проектування. Можна сказати, що при розрахунках ступеня вирішується так звана зворотна задача, коли задаються усі конструктивні параметри об'єкту та параметри енергопостачання і параметри робочого тіла на вході, а обчислюються параметри робочого тіла на виході усіх елементів проточної частини та на виході самого об'єкту. У разі невідповідності отриманих параметрів виконується наступне розрахункове наближення, при виконанні якого коригуються конструктивні параметри та параметри енергопостачання об'єкту проектування на підставі існуючої системи вказівок.

Згідно з наданими у завданні параметрами за прототип обраємо компресор типу ТСА з існуючого типорозмірного ряду (мал.3.1.) Кожний типорозмірний турбокомпресор може використовуватися у певному діапазоні розходів повітря G та ступенів підвищення тиску Π_k . Зокрема, обраний турбокомпресор може використовуватися у межах фігури, позначеної абривеатурою. У проекті перш за все визначається саме цей параметр конструкції, який в основному і відрізняє її від інших типорозмірів. У компресорі, що проектується, повинні змінитися розміри проточної частини та конструкції вузлів підшипників з урахуванням зміни Π_k порівняно з прототипом.

Спроектований компресор повинен забезпечувати заданий розхід повітря та Π_k з допустимими відхиленнями, а також повинен мати ККД, рівний 0.86,

що допускається існуючими стандартами для такого компресора. Нова конструкція підшипникових вузлів повинна забезпечити працездатність турбокомпресора при зазначених параметрах. Відповідно це спроможне підвищити ресурс спроектованого компресора порівняно з прототипом.

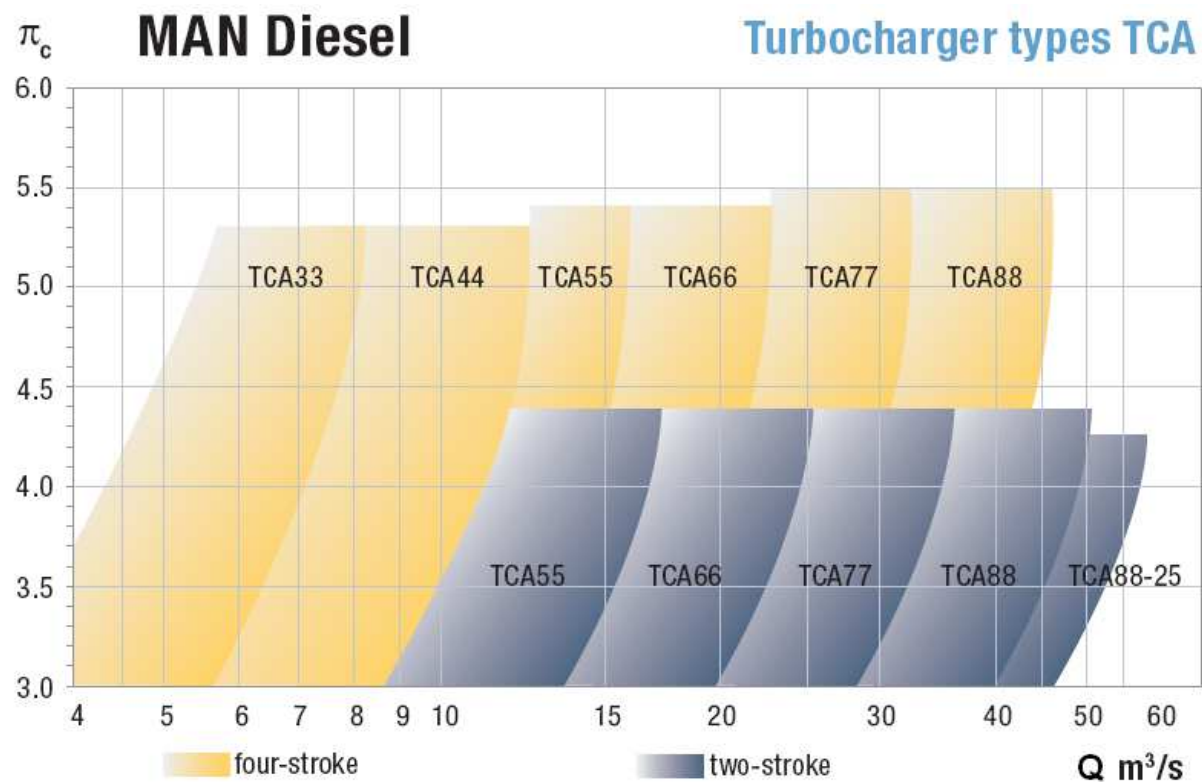


Рис. 4.1. Области застосування турбокомпресорів типу TCA.

Main Data				
Turbine type	Max. Supercharged Engine Output [kW]			Mass [kg]
	2-stroke engines	4-stroke engines	Max. permissible speed [rpm]	
TCA33	-	5400	27800	1140
TCA44	6150	7900	22700	1970
TCA55	8000	10400	20100	3290
TCA66	11600	14800	16900	5510
TCA77	16600	20400	14200	9250
TCA88	27200	29800	12000	15790
Main Features				
Turbine type		Axial flow turbine		
Max. permiss. temp		500 °C / 650 °C		
Pressure ratio		5,2		

Рис. 4.2. Технічна характеристика турбокомпресорів серії TCA, фірми «MAN».

4.2. Розрахункова частина.

Розрахунок виконаний на персональному комп'ютері за допомогою програми «Microsoft Office Excel».

Розрахунок ступеня відцентрового наддувочного компресора

3.2.1. Визначення основних параметрів двигуна та компресора

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
1.1.	D , м	Згідно завдання на проектування	0,51	Діаметр циліндру	
1.2.	S , м		0,6	Хід поршня	
1.3.	n , об/хв		500	Обороти колінчатого вала	
1.4.	i		8	Кількість циліндрів	
1.5.	g_e , кг/кВт·г		0,1779	Питома витрата пального	
1.6.	χ		2	Коефіцієнт тактності	2 для 4-х тактних; 1 для 2-х тактних
1.7.	φ_a		1,05	Коефіцієнт продувки	
1.8.	ψ		0	Доля ходу поршня, витрачена на продувку	
1.9.	ε		15,3	Ступінь стиснення	
1.10.	α		2,17	Коефіцієнт надлишку повітря	
1.11.	γ_r		0,02	Коефіцієнт залишкових газів	
1.12.	ΔT_s , К		20	Підігрів заряду від стінок циліндру	
1.13.	T_o , К		700	Температура остаточної газів	
1.14.	T_o , К		278	Температура навколишнього середовища	
1.15.	P_o , Па		100000	Тиск навколишнього середовища	
1.16.	$T_{\text{вх}}$, К		323	Температура охолоджуючої рідини на вході	
1.17.	ПК	Згідно завдання на проектування	3,7	Ступінь підвищення тиску	
1.18.	пад		0,86	Адіабатний ККД компресора	Див. Табл. 1. додатків
1.19.	пох		0,95	ККД охолоджувача наддувочного повітря	
1.21.	P_s , Па	$P_s = 0,98 \cdot P_o \Pi_K$	411600	Тиск повітря в ресивері	
1.22.	T_K , К	$T_K = T_o \left(1 + \frac{\Pi_K^{0,286} - 1}{\eta_{\text{ад}}}\right)$	442,04	Температура повітря за компресором	
1.23.	T_s , К	$T_s = T_K - \eta_{\text{ох}} (T_K - T_{\text{пл}})$	328,95	Температура повітря в ресивері	
1.24.	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	355,84	Температура повітря на початку стиску	
1.25.	η_K	$\eta_K = \frac{\varepsilon \cdot P_a \cdot T_s}{\varepsilon - 1 \cdot P_s \cdot T_a \cdot 1 + \gamma_r}$	0,9406	Коефіцієнт наповнення циліндру	
1.26.	G , кг/с	$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_K i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi)$	14,7	Масовий розхід повітря	
1.27.	Q , м³/с	$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{\text{ох}}}{P_{\text{ох}}}$	11,10	Об'ємний розхід повітря	
1.28.	N_e , кВт	$N_e = \frac{3600 \cdot G}{\varepsilon_g \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \varphi_a}$	7259	Потужність двигуна	
1.29.	P_e , Па	$P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_K}{R \cdot \varepsilon_g \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s}$	2,67	Середній ефективний тиск циклу	

3.2.2. Попереднє визначення колової швидкості u_2

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
2.1.	$\dot{H}_K$	$\dot{H}_K = f(D_2)$	1,45	Коефіцієнт напору компресора	Див. Табл. 1. додатків
2.2.	$L_{\text{ад}}$, Дж/кг	$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_o \cdot (\Pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	139073,7	Адіабатна робота компресорної ступені	
2.3.	u_2 , м/с	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{\text{ад}}}{\dot{H}_K}}$	437,98	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса	

3.2.3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
3.1.	$\bar{C}_m$		0,278	Коефіцієнт розходу ступеня компресора	0,2...0,35
3.2.	C_a , м/с		30	Швидкість повітря на вході	30...40
3.3.	C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплосмність повітря	
3.4.	C_1 , м/с	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	121,8	Швидкість повітря перед колесом компресора	
3.5.	T_a , К	$T_a = T_o + (2 \dots 5) \text{К}$	280	Температура після глушника	
3.6.	T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	273,1	Температура повітря перед колесом	
3.7.	P_a , Па	$P_a = (0,97 \dots 0,99) \cdot P_o$	98000	Тиск після глушника	
3.8.	n_1		1,37	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1	1,35...1,39
3.9.	P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$	89317,8	Тиск повітря перед колесом	

3.2.4. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
4.1.	D_2 , м		0,765	Зовнішній діаметр колеса компресора	Див. Рис. 1, додатків
4.2.	D_0 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,267	Діаметр втулки колеса компресора	(0,22...0,35) D_2
4.3.	$\alpha_{вт}$		0,08	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію	0,04...0,08
4.4.	φ_{2r}		0,25	Коефіцієнт розходу робочого колеса	0,16...0,22; практично 0,25...0,35
4.5.	z_k		12	Число лопаток робочого колеса компресора	12...23
4.6.	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,1397	Густина повітря перед входом в колесо	
4.7.	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,1003	Площа на вході в колесо	
4.8.	D_H	$D_H = \sqrt{D_2^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,4460	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході	
4.9.	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,583	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками	0,55...0,65
4.10.	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_2^2 + D_H^2}{2}}$	0,3676	Середній квадратичний діаметр входу в колесо	
4.11.	μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,8150	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря	
4.12.	T_2 , К	$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{\infty}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_\pi^2 \right]$	381,92	Температура повітря за колесом компресора	
4.13.	η_2		0,92	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)	0,82...0,92
4.14.	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2$	3,16	Комплекс $\frac{n_2}{n_2 - 1}$	
4.15.	P_2 , Па	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	258176,32	Тиск повітря за колесом компресора	
4.16.	β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$	30,1	Кут входу потоку повітря в колесо компресора	30...40°
4.17.	i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА	2...5°
4.18.	β_{1a}	$\beta_{1a} = \beta_{11} + i_1$	32,1	Кут установки лопаті на діаметрі D_1	
4.19.	δ_{11} , м		0,002	Товщина лопаті на вході в колесо	0,0003...0,002
4.20.	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot z_k}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1H}}$	0,980	Коефіцієнт захарщення потоку повітря на вході в ОСА	
4.21.	C_1^1 , м/с	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	124,19	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захарщення	
4.22.	β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	30,5	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарщення лопатками ОСА	
4.23.	β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$	25,9	Кут входу потоку на діаметрі D_H	
4.24.	β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$	39,1	Кут входу потоку на діаметрі D_0	
4.25.	w_{1H}^1 , м/с	$w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	284,0	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H	
4.26.	w_{11}^1 , м/с	$w_{11}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	244,4	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1	
4.27.	λ_{Hw}	$\lambda_{Hw} = \frac{w_{1H}^1}{\sqrt{2 \cdot k \cdot R \cdot T_2}}$	0,93	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо	< 0,95
4.28.	C_{2u} , м/с	$C_{2u} = \mu \cdot u_2$	356,97	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову	
4.29.	C_{2r} , м/с	$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot u_2$	109,49	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2	
4.30.	C_2 , м/с	$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	373,39	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	
4.31.	α_2	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right)$	17,05	Кут потоку повітря на виході з колеса	
4.32.	M_{c2}	$M_{c2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$	0,950	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса	
4.33.	ρ_2 , кг/м³	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	2,355	Густина повітря на виході з колеса	
4.34.	b_2 , м	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,022	Ширина колеса на виході	
4.35.	w_2 , м/с	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$	136,20	Відносна швидкість повітря на виході з колеса	
4.36.	ψ	$\psi = w_2 / w_{11}^1$	0,75	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі	0,7...0,75

3.2.5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
5.1.	D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,918	Діаметр на виході з БЛД	(1,1...1,4) D_2
5.2.	y		0,75	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2	0,72...0,8
5.3.	b_3 , м	$b_3 = y \cdot b_2$	0,017	Ширина БЛД на виході	
5.4.	η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД	0,6...0,8
5.5.	k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$	2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)	
5.6.	n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)	
5.7.	$C_3^{(1)}$, м/с	320	276,82	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні	Повинна дорівнювати швидкості потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
5.8.	T_3 , К	$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	413,16	Температура потоку повітря за БЛД	
5.9.	P_3 , Па	$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	320518,61	Тиск повітря за БЛД	
5.10.	ρ_3 , кг/м ³	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	2,703	Густина повітря на виході з колеса	
5.11.	$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД	0,075...0,01
5.12.	α_3	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_3 \cdot \rho_3}{b_2 \cdot \rho_2} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \\ &\times (R_3 - R_2) \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right]$	22,52	Кут виходу потоку повітря за БЛД	
5.13.	C_3 , м/с	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	276,82	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні	
5.14.	M_{c3}	$M_{c3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,68	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД	< 0,85

3.2.6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
6.1.	δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення однієї з стінок дифузору у радіальному перетині	6...12°
6.2.	D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	1,377	Діаметр на виході з ЛД	(1,6...1,8) D_2
6.3.	b_4 , м	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot tg \delta_m$	0,041	Ширина дифузору на виході	
6.4.	i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД	0...5°
6.5.	α_{3a}	$\alpha_{3a} = \alpha_3 + i_3$	22,52	Кут установки лопатки ЛД на вході	
6.6.	$\Delta \alpha$		12	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД	12...18
6.7.	α_{4a}	$\alpha_{4a} = \alpha_{3a} + \Delta \alpha$	34,52	Кут установки лопатки ЛД на виході	
6.8.	k_a		1,07	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД	1,05...1,07
6.9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_{4a}}{k_a} \right)$	29,29	Кут установки лопатки ЛД на виході	
6.10.	η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД	0,7...0,85
6.11.	$\frac{n_4}{n_4 - 1}$	$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_4$	2,92	Комплекс $\frac{n_4}{n_4 - 1}$	
6.12.	$\frac{1}{n_4 - 1}$	$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1$	1,92	Комплекс $\frac{1}{n_4 - 1}$	
6.13.	$T_4^{(1)}$, К	420	450,02	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні	Повинна дорівнювати температурі повітря на виході з ЛД в другому наближенні
6.14.	C_4 , м/с	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	50,38	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору	
6.15.	T_4 , К	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	450,02	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні	
6.16.	z_d	13,17,19,23,29,31,35	25	Число лопаток дифузору	13...35
6.17.	z/z_d		0,48	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору	менше 0,5, або більше 1,5
6.18.	δ_3 , м		0,008	Товщина лопаті ЛД на вході	0,0005...0,008
6.19.	δ_4 , м		0,002	Товщина лопаті ЛД на виході	0,0003...0,002
6.20.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_\pi}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3n}}$	0,819	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД	
6.21.		$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_\pi}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4n}}$	0,980	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД	
6.22.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4}{\sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	4,89	Дифузорність ЛД	
6.23.	α_{cp}	$\alpha_{cp} = \frac{\alpha_{4a} + \alpha_{3a}}{2}$	28,52	Середній кут установки лопатки в ЛД	
6.24.	δ	$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3a}}{D_3 \cdot Z_\pi} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{D_4 - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{cp}} \right)$	6,54	Кут розкриття еквівалентного дифузору	< 8°

6.25.	P_4 , Па	$P_4 = P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{\kappa_4}{\kappa_4 - 1}}$	411476,26	Тиск потоку повітря на виході з ЛД	
6.26.		$\left \frac{P_K - P_4}{P_K} \right \leq 0,05$	0,020	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД	
6.27.	R_{Π} , м	$R_{\Pi} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos \alpha_{4\Pi} - D_3 \cdot \cos \alpha_{3\Pi})}$	0,919	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД	
6.28.	$R_{Ц}$, м	$R_{Ц} = \sqrt{R_{\Pi}^2 + R_3^2 - R_{\Pi} \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3\Pi}}$	0,525	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД	
6.29.	ρ_4 , кг/м³	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	3,186	Густина повітря за ЛД	

3.2.7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
7.1.	ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми	0,2...0,25
7.2.	A		0,50	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці	0,5...0,99
7.3.	C_5 , м/с	$C_5 = C_4 \cdot A$	25,19	Швидкість потоку повітря на виході з завитки	
7.4.		$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,500	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці	
7.5.		Випадок змінної швидкості потоку повітря в завитці			Змінюємо за допомогою коефіцієнта зміни абсолютної швидкості потоку повітря в компресорі
7.6.	η_5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_5^2 - C_3^2}$	0,733	ККД завитки	У випадку змінної швидкості потоку повітря ККД завитки повинен бути відмінним від нуля
7.7.	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$	7,386	Комплекс показника політропи у завитці	У випадку змінної швидкості потоку повітря комплекс повинен бути відмінним від нуля
7.8.	P_5 , Па	$P_5 = P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{\kappa_5}{\kappa_5 - 1}}$ при змінній швидкості $P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{C_4^2}{2 R T_4}}$ при постійній швидкості	417916,25	Тиск повітря за завиткою	
7.9.		$\left \frac{P_K - P_5}{P_K} \right \leq 0,05$	0,005	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора	
7.10.	T_5 , К	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	450,97	Температура потоку повітря на виході з завитки	
7.11.	f_5 , м²	$f_5 = \frac{G R T_5}{P_5 C_5}$	0,1710	Площа завитки на виході	
7.12.	D_5 , м	$D_5 = \sqrt{\frac{4 f_5}{\pi}}$	0,4667	Діаметр виходу завитки	

3.2.8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування	Примітка
8.1.	$\eta_{ад}$	$\eta_{ад} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$	0,86	Адіабатний ККД компресора	
8.2.	N_K , кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	2250,05	Потужність приводу компресора	
8.3.	$n_{жк}$, об/хв	$n_{жк} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	10934	Частота обертів ротора турбокомпресора	

3.2.9. Контроль правильності розрахунків

№ п/п	Коментарі до помилок	Індикатор	Спосіб усунення помилки
9.1.	Зовнішній діаметр колеса компресора на виході знаходиться поза межами допустимих значень	вірно	
9.2.		вірно	Спочатку задати перше наближення для швидкості потоку повітря на виході з БЛД, а потім прирівняти D99=D105
9.3.		вірно	Спочатку задати перше наближення для температури повітря на виході з ЛД, а потім прирівняти D122=D124
9.4.	Кут входу потоку повітря в колесо компресора виходить за рамки допустимих значень 30...40°	вірно	
9.5.	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо перевищує допустиме значення 0,95	вірно	
9.6.	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі виходить за рамки допустимих значень 0,7...0,75	вірно	
9.7.	Число Маха для потоку за БЛД перевищує допустиме значення 0,85	вірно	
9.8.	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору повинно бути меншим за 0,5, або більшим за 1,5	вірно	Треба правильно підібрати відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
9.9.	Кут розкриття еквівалентного дифузору перевищує максимальне значення 8°	вірно	
9.10.	Величина тиску потоку повітря на виході з ЛД не відповідає допустимій точності	вірно	
9.11.	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі знаходиться поза межами допустимих значень	вірно	
9.12.	Величина тиску потоку повітря на виході з компресора не відповідає допустимій точності	вірно	

									Лист
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	ДР.4.142.3227зст.01.ПЗ				

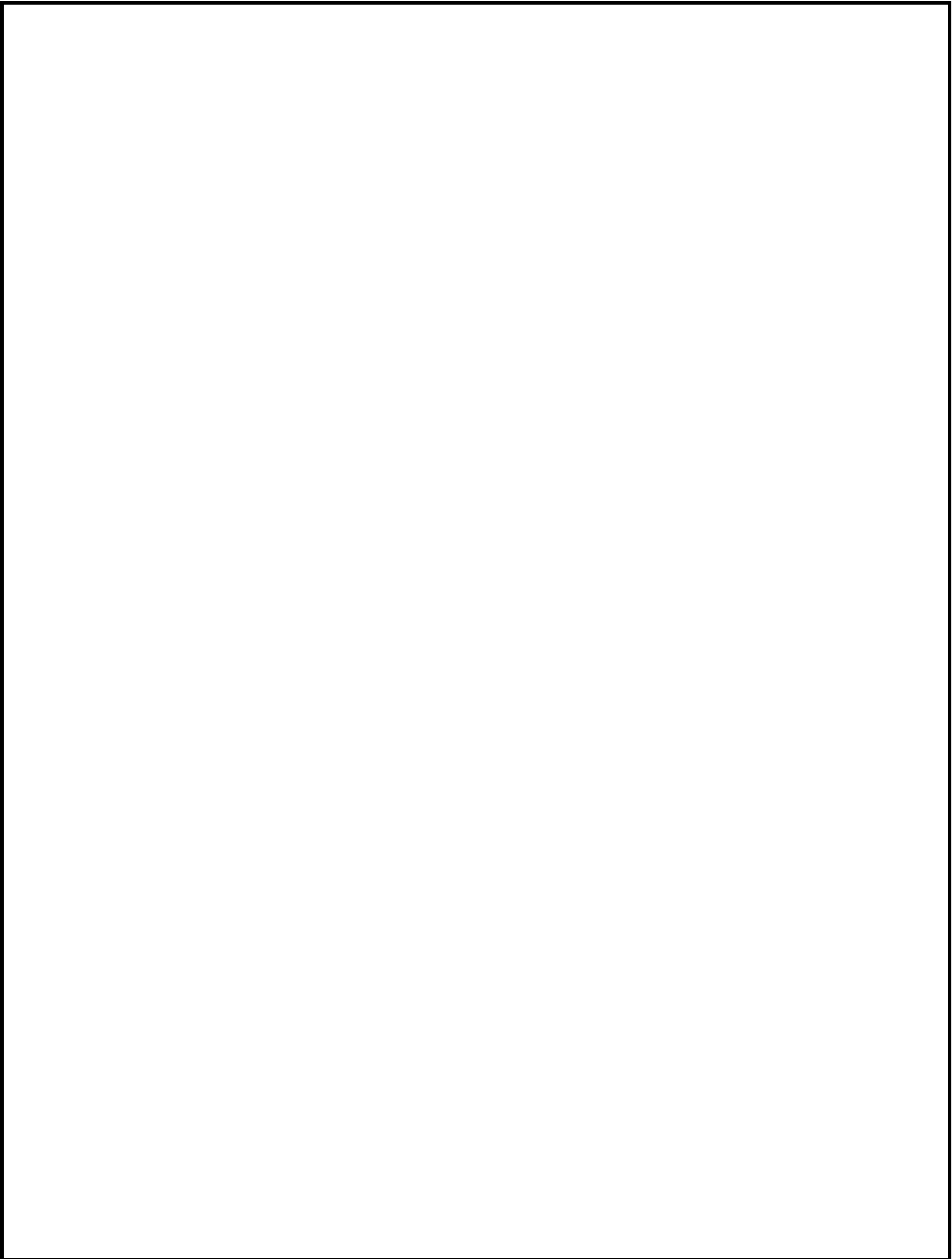
Таким чином, на підставі виконаних вище розрахунків приймаємо за прототип турбокомпресор типу ТСА 77 фірми «MAN» з зовнішнім діаметром колеса $D_2 \approx 0,765(\pm 0,02)$ м, який здатен забезпечити для двигуна 8ЧН51/60 необхідний розхід повітря в кількості $G = 14,7$ кг/с з $\Pi_k = 3,73$.

Висновок

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування турбокомпресора ТК76,5 для двигуна типу 8ЧН51/60. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора з можливими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроекований відцентровий компресор має ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,73$ при ККД $\eta_{ад.к.} = 0,86$ (що допускається для таких компресорів) і витраті повітря $11,1$ м³/с. Температура повітря на виході з компресора при $T_0 = 278$ К (25°C) становить $T_k = 450$ К (197°C). Потужність приводу на розрахунковому режимі становить майже $2250,05$ кВт, частота обертання ротору 10934 об/хв.

Таким чином, спроекований турбокомпресор відповідає вимогам на проектування, при його роботі не виникає небажаних газодинамічних процесів, ККД компресора задовольняє існуючим нормам.



					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Балансові розрахунки основних систем двигуна	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент	Бурсук А. С.							73
Консультант								
Керівник	Мінчев Д.С.					НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.							

5. Балансові розрахунки основних систем двигуна

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 паливної системи

Визначаємо подачу паливопідкачуючого насоса:

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

де:

$N_e = 800$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$g_e = 0,178$ 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 $K = 3$

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n} = 5,17 \text{ м}^3/\text{год};$$

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 $\eta_n = 0,7$

					ДР.4.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5} = 0,99 \text{ кВт};$$

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

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

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;

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

Примемо $k_{\text{жсс}} = 0,2$

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жсс}}} = 0,359 \text{ м}^2;$$

Таким чином, отримано наступні результати розрахунків:

Подача паливопідкачуючого насоса W , м ³ /год	5.17
Потужність споживана паливопідкачуючим насосом $N_{\text{пн}}$, кВт	0,99
Площа фільтруючої поверхні фільтра F_{ϕ} , м ²	0,359

					ДР.4.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

5.2 Розрахунок системи змащення

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ

1. Розраховуємо контур циркуляції масла:

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

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

де:

$N_e = 8000$ кВт - потужність двигуна;

η_m - механічний ККД двигуна.

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

Примемо $\eta_m = 0,94$

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

Примемо $\alpha_{тр} = 0,45$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{тр} = 827234 \text{ кДж/год};$$

Проток масла для відводу тепла $Q_{тр}$:

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

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;

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m} = 89.9 \text{ м}^3/\text{год};$$

					ДР.4.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

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 9ЧН 51/60 становить 1241 кВт

α_n - доля тепла, сприймаемого маслом при охолодженні поршнів. Приймається

$$\alpha_n = 0,002 - 0,05$$

Примемо $\alpha_n = 0,005$

$$Q_n = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p = 308148 \quad \text{кДж/год;}$$

Проток масла через поршні:

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

де:

Δt_n - перепад температур масла;

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

$$W_2 = \frac{Q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n} = 11,1 \quad \text{м}^3/\text{год;}$$

2. Визначаємо подачу циркуляційного масляного насоса:

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

де:

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

Примемо $k_v = 1,5$

$$W_{yn} = k_v \cdot (W_1 + W_2) = 151,5 \quad \text{м}^3/\text{год;}$$

3. Визначаємо потужність, споживану насосом:

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

					ДР.4.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

де:

H - напор насоса. .

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

Примемо $H = 35$ м;

η_n - ККД насоса.

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

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

Примемо $\eta_n = 0,85$

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{цн}} \cdot H \cdot \rho_{\text{м}}}{\eta_n} \times 10^{-5} = 15.6 \text{ кВт}$$

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;

$$F_{\text{фГО}} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_M \cdot k_{\text{жс}}} = 8,26 \text{ м}^2;$$

5. Визначаємо площу поверхні фільтра тонкого очищення:

$$F_{\text{фТО}} = \frac{W_{\text{цн}}}{q_{\text{ф}}};$$

					ДР.4.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

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

$$F_{\phi TO} = \frac{W_{\phi H}}{q_{\phi}} = 4,95 \text{ м}^2;$$

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.

					ДР.4.142.3227зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Висновок

При виконанні дипломного проекту здійснений детальний аналіз конструкції головного суднового двигуна типу 8ЧН 51/60 з аналізом складу, призначення та принципу дії його основних систем.

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

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

Розрахований ступінь відцентрового компресора турбокомпресора типу ТК 77, який має забезпечує необхідне повітропостачання двигуна.

Також здійснені балансові розрахунки основних систем двигуна.

					ДР.6.142.3227зст.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		