

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Н. Кер
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 6500 кВт з розробкою удосконаленої конструкції турбокомпресора. Прототип: 7ДКРН 42/136.

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

Жулінський А.Р.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

к.т.н., доцент

Познанський А.С.
(підпис)
(посада, науковий ступень, вчене звання)

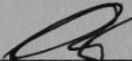
Первомайськ - 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Жулінському Андрію Руслановичу

1. Тема роботи: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 6500 кВт з розробкою удосконаленої конструкції турбокомпресора. Прототип: 7ДКРН 42/136».

Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року № 6.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 7ДКРН 42/136 потужністю 6500 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний переріз двигуна 7ДКРН 42/136. 2. Діаграми динаміки. 3. Турбокомпресор типу VTR780D. 4. Ротор турбокомпресора.

6. Консультанти роботи

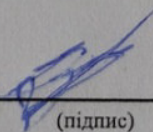
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

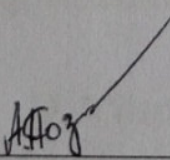
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Жулінський А.Р.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 7ДКРН 42/136 потужністю 6500 кВт при 170 хв^{-1} обертах колінчатого валу. В якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники двигуна.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу, теплового балансу та динамічних навантажень. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипу.

В конструкторському розділі дипломного проекту проведені розрахунки нового турбокомпресора, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломний проект виконано українською мовою на 57 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: турбокомпресор, двигун внутрішнього згоряння, індикаторна діаграма, робочий цикл, тепловий баланс.

ABSTRACT

In the diploma project, the working cycle of a 2-stroke 7-cylinder crosshead diesel engine 42/136 with turbocharging was calculated, with a power output of 6,500 kW at 170 rpm of the crankshaft. A diesel cycle with turbocharging was selected as the working cycle, providing sufficiently high engine performance indicators.

During the engine development, calculations of the working cycle, heat balance, and dynamic loads were performed. As a result of the dynamic analysis, it was established that the acting forces do not exceed those of the prototype engine.

In the design section of the diploma project, calculations of a new turbocharger were carried out, ensuring high economic and operational performance of the engine.

The work examines the main requirements for engine operation, develops occupational health and safety measures, and addresses environmental protection issues.

The diploma project is written in Ukrainian and comprises 57 sheets of the calculation and explanatory note. Ten literary sources were used. The graphic section is presented on 4 drawings in A1 format.

Keywords: turbocharger, internal combustion engine, indicator diagram, operating cycle, heat balance.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1. Технічна характеристика двигуна	8
1.2. Опис конструкції двигуна	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	14
2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна	14
2.2. Розрахунок індикаторної діаграми	23
2.3. Розрахунок теплового балансу двигуна	25
2.4. Динамічний розрахунок двигуна	26
2.5. Розрахунок турбокомпресора двигуна 7ДКРН42/136	31
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	45
3.1. Розробка заходів з охорони праці	45
3.2. Охорона навколишнього середовища	48
ВИСНОВКИ	51
ЛІТЕРАТУРА	52
ДОДАТКИ	53
1. Поперечний переріз двигуна 7ДКРН 42/136 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Турбокомпресор типу VTR780D Ф-А1	
4. Ротор турбокомпресора Ф-А1	

ВСТУП

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 6500 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 7ДКРН42/136 (7L42МС), який виробляється фірмою MAN B&W. В якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники двигуна внутрішнього згоряння [1].

Суднові малооберті двотактні дизельні двигуни займають провідне місце серед силових установок морського флоту завдяки своїй високій надійності, тривалому ресурсу та відносно низькій питомій витраті палива. Двигуни типу ДКРН серії МС від фірми MAN B&W є одними з найбільш поширених у світовому суднобудуванні, оскільки поєднують перевірену конструктивну схему з сучасними технічними рішеннями в галузі паливної апаратури та газообміну. Вибір прототипу 7ДКРН42/136 зумовлений його близькістю за потужнісними характеристиками до проектного агрегату, а також широкою доступністю технічної документації та досвідом експлуатації таких двигунів на судах різного класу.

Дизельний цикл з газотурбінним наддувом дозволяє суттєво підвищити середній ефективний тиск у циліндрі, збільшити питому потужність та покращити масогабаритні показники порівняно з двигунами без наддуву. Застосування турбонаддуву забезпечує ефективне використання теплоти відпрацьованих газів для стиснення повітря, що позитивно впливає як на економічність, так і на екологічні характеристики двигуна.

В даний час, коли значно зросли ціни на рідкі нафтопродукти, для судновласників першочерговим завданням є використання більш сучасних двигунів або пошук засобів підвищення економічності. Особлива увага при цьому приділяється турбонаддувному агрегату, від роботи якого в значній мірі залежать показники потужності, економічності та надійності двигуна в цілому.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Дизельний двигун 7ДКРН42/136 (рис. 1.1) – це двотактний, семициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованими циліндрами. Основні характеристики двигуна 7ДКРН42/136 наведено в табл. 1.1 [1].

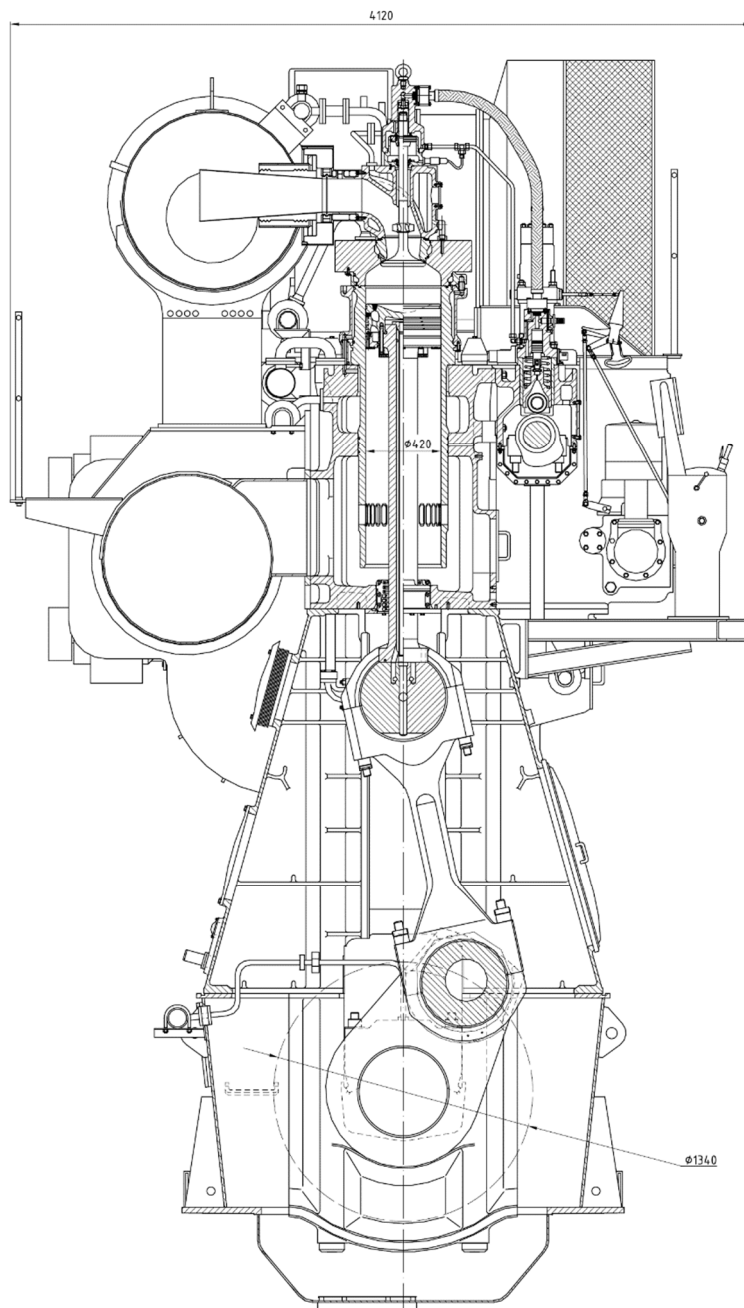


Рис. 1.1. Поперечний розріз двигуна 7ДКРН42/136

Таблиця 1.1. Основні характеристики двигуна 7ДКРН42/136

Потужність, кВт	6500
Число циліндрів	7
Діаметр циліндрів, мм	420
Хід поршня, мм	1360
Витрата палива, г/кВт·год	185
Витрата масла, г/кВт·год	0,22
Частота обертання, хв ⁻¹	170
ККД двигуна, %	46
Маса, кг	128700

1.2. Опис конструкції двигуна

Блок циліндрів

Циліндрова секція двигуна складається з ряду блоків циліндра, які прикріплені до картера і фундаментної рами двигуна за допомогою крізних вертикальних анкерних зв'язків.

Блоки циліндра стягнуті разом у вертикальних роз'ємах. Два центральні отвори у верхній частині і на половині висоти усередині блоку циліндра, передбачені для втулки циліндра. Верхня частина блоку циліндра утворює частину порожнини охолоджуючої води довкола центральної частини втулки циліндра, а нижня частина утворює порожнину продувочного повітря.

Центральний отвір в днищі блоку циліндра служить для сальника штока поршня. Днище є подвійним і має порожнину, для циркуляції охолоджуючої води.

З боку випуску блоку циліндра є круглий отвір через який простір продувочного повітря довкола втулки циліндра з'єднується з ресівером продувочного повітря, розташованого вздовж двигуна.

Крім того, там є вхідні трубки охолоджуючого і змащувального масла і охолоджуючої води. Блок циліндра обладнаний кришками для чищення і огляду порожнини охолоджуючої води і продувочного повітря.

У блоці циліндра встановлені шпильки для кріплення кришки циліндра. Шпильки мають кільця ущільнювачів, що запобігають утворенню іржі на різьбленні.

Втулка циліндра

Вище за блок циліндра втулка обладналася сорочкою і отворами для охолодження. Гумові кільця, розташовані в проточених у втулці циліндра канавках, забезпечують ущільнення порожнини охолоджуючої води.

Охолоджуюча вода підводиться через водяні перехідники з блоку циліндра в нижню частину охолоджуючої сорочки.

Вода далі проходить через ряд охолоджуючих трубок, розташованих в отворах у втулці циліндра у верхню частину сорочки охолодження і звідти через водяні перехідники в сорочку охолодження нижньої частини кришки циліндра. Втулка циліндра притискається до верхньої частини блоку циліндра кришкою циліндра і прямує отвором на півдорозі вниз усередині блоку, тому вона може вільно розширюватися вниз при нагріванні під час експлуатації двигуна. Ущільнення, що перешкоджає витоку охолоджуючої води і продувочного повітря досягається за допомогою чотирьох кілець з силіконової гуми, розташованих в проточених канавках в направляючій втулки циліндра, - два для охолоджуючої води і два для продувочного повітря. Між ущільнюючими кільцями розташований отвір, що забезпечує перевірку ефективності ущільнення.

Частина втулки циліндра, розташована в порожнині продувочного повітря блоку циліндра, має ряд вікон продувочного повітря, які відкриваються поршнем в його нижньому положенні. Вікна продувочного повітря просвердлені під косим кутом до осі втулки циліндра щоб додати продувочному повітрю обертальний рух в циліндрі.

У вільній частині втулки циліндра, між охолоджуючою сорочкою і блоком циліндра є ряд отворів з неозвратними клапанами для подачі масла в циліндр. На робочій поверхні циліндра ці отвори сполучені зигзагоподібними змащувальними канавками для рівномірного розподілу масла.

Колінчастий вал

Колінчастий вал напівсоставний, тобто частини сполучені або насадкою в гарячому стані, або зваркою. Для 4-8 циліндрових двигунів колінчастий вал - цілісний. Для 9-12 циліндрових двигунів колінчастий вал виготовлений з двох частин. Рамові підшипники змащуються з головного маслопроводу через відгалуження до окремих підшипників, тоді як масло для мастила мотильових підшипників подається з крейцкопфів по отворах в шатунах. В кормовій частині колінчастого валу встановлений маховик і упорний диск упорного підшипника. Для 4-8 циліндрових двигунів в кормовому кінці встановлена також зірочка ланцюгового приводу розподільного валу. Для 9-12 циліндрових двигунів зірочка встановлена в центральній частині двигуна між двома циліндрами. У носовому кінці колінчастого валу можуть бути встановлений додатковий маховик демпфер крутильних коливань і зірочка ланцюгового приводу компенсатора моментів другого ладу.

Кришка циліндра

Кришка циліндра виготовлена із сталі і має центральний отвір для випускного клапана, який кріпиться чотирма шпильками. Крім того, кришка має отвори для форсунок які змонтовані в корпусах з використанням тарільчатих пружин, і з тарільчатими пружинами шпильок під гайками. Інші отвори передбачені для пускового клапана, входу пускового повітря, запобіжного клапана і індикаторного крана.

Охолоджуюча сорочка встановлена в нижній частині кришки циліндра утворюючи порожнину охолодження. Інша охолоджуюча порожнина утворюється довкола сідла випускного клапана після його установки. Ці дві порожнини з'єднуються великою кількістю наклонних/радіальних свердлінь для охолодження кришки.

Вода подається з сорочки охолодження довкола втулки циліндра і поступає через перехідники в сорочку охолодження довкола кришки циліндра і далі через отвори в порожнину довкола сидла випускного клапана.

Ущільнення між кришкою циліндра і втулкою циліндра забезпечується за допомогою кільця ущільнювача виготовленого з м'якої сталі.

Поршень і шток

Поршень складається з двох складових частин: голівки та юбки. Голівка поршня кріпиться до верхньої частини штока за допомогою болтів. Болти заstopорені stopорним дротом. Юбка поршня кріпиться до голівки поршня за допомогою болтів з відбортовкою. Болти заstopорені stopорним дротом. Зверху голівка поршня має теплостійке покриття.

Голівка поршня має канавки з хромовим покриттям для чотирьох поршневих кілець. Два верхніх можуть бути збільшеної висоти.

У верхній частині голівки поршня є канавка для установки підймальних пристосувань.

Шток поршня має крізний отвір для труби охолоджуючого масла, яка кріпиться до верхньої частини штока поршня за допомогою болтів з відбортовкою.

Охолоджуюче масло подається по телескопічній трубі до крейцкопфу і проходить по свердлінню в підставі штока поршня і через трубу охолоджуючого масла в штоку до голівки поршня. Масло проходить через ряд отворів в ребрах жорсткості голівки поршня і поступає в простір довкола труби охолоджуючого масла в штоку поршня. З отвору в п'яті (підстава) штока поршня масло прямує через крейцкопф до зливного коліна і далі в трубу з прорізом усередині картера двигуна а також через датчики контролю потоку і температури масла.

Нижня підстава штока поршня спирається на торцевий виріз в поперечці крейцкопфа і прямує трубою в крейцкопфі.

Залежно від типу двигун може бути обладнаний прокладкою між штоком поршня і крейцкопфом. Шток кріпиться до поперечки крейцкопфа чотирма

болтами, які угвинчуються крізь підставу штока поршня в крейцкопф. Болти застопорені стопорним дротом.

Крейцкопф з шатуном

Крейцкопф спроектований у вигляді центральної частини (поперечки) з шийками опорних підшипників на кожному кінці на яких встановлені плаваючі направляючі башмаки. Центральна частина крейцкопфа спроектована у вигляді шийки підшипника крейцкопфа (головного підшипника). У кришці підшипника крейцкопфа є виріз для з'єднання штока поршня з крейцкопфом. Підшипник крейцкопфа (головний) має вкладиші залиті шаром білого металу. Крім того, нижній вкладиш має прироблений шар покриття. Шток поршня спирається на крейцкопф і прямує направляючим кільцем в крейцкопфі. Щоб забезпечити відповідність різним модифікаціям двигуна, між штоком поршня і крейцкопфом може бути встановлена прокладка. Шток поршня кріпиться до крейцкопфу чотирма болтами. На кронштейн крейцкопфа, встановлений між направляючим башмаком і підшипником крейцкопфа, прикріплена телескопічна труба, яка подає змащувальне і охолоджуюче масло до крейцкопфа, мотильової шийки і поршня. Випускна труба масла, що охолоджує поршень прикріплена до протилежного кінця поперечки крейцкопфа. Випускна труба ковзає усередині труби з прорізом, встановленим в картері двигуна, звідки масло, проходячи через датчики контролю на кожному циліндрі для перевірки його температури і потоку, зливається в цистерну змащувального масла. Крейцкопф має канали для розподілу масла, що подається через телескопічну трубу, частково для охолодження поршня, частково на мастило головного підшипника крейцкопфа і направляючих черевиків, а через свердління в шатуні - на мастило мотильового підшипника. Поверхні ковзання двох направляючих черевиків залиті білим металом.

Мотильовий підшипник має вкладиші, залиті білим металом, і збирається за допомогою двох шпильок з гайками. Гайки затягуються гідравлічним пристосуванням.

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також мають теплові та аеродинамічні втрати. В даному проекті використовується методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом [2, 5].

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313 \text{ К}$ (за найгірших умов експлуатації).

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 12$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,73$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,92$; $\xi_b = 0,90 - 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,005$ МПа.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [10]: С = 0,87 кг - кількість вуглецю;

Н = 0,126 кг - кількість водню;

S = 0 кг - кількість сірки

O = 0,004 кг - кількість кисню.

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

1. Вихідні дані

1.1 Ефективна потужність, кВт $N_e = 6500$

1.2 Частота обертання, хв^{-1} $n = 170$

1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа $P_0 = 0.10$

1.4 Температура навколишнього середовища, К $T_0 = 313$

- 1.5 Тиск наддуву, МПа $P_k = 0.39$
- 1.6 Коефіцієнт продувки $\varphi_a = 1.4$
- 1.7 Коефіцієнт залишкових газів $\gamma_r = 0.04$
- 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці z $\xi_z = 0.94$
- 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b $\xi_b = 0.97$
- 1.10 Ступінь стиснення $\varepsilon = 12$
- 1.11 Ступінь підвищення тиску під час згоряння $\lambda = 1.2$
- 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К $\Delta T_a = 10$
- 1.13 Частка ходу поршня, втрачена на продувку $\varphi_n = 0.1$
- 1.14 Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\zeta = 0.96$
- 1.15 Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0.96$
- 1.16 Адіабатичний ККД компресора $\eta_{kad} = 0.8$
- 1.17 Втрата тиску в повітроохолоджувачі, МПа $\Delta P_{охл.} = 0.005$
- 1.18 ККД повітроохолоджувача $\eta_o = 0.97$
- 1.19 Температура залишкових газів, К $T_r = 700$
- 1.20 Масовий склад палива (кг/кг):
- $C = 0.87$
- $H = 0.126$
- $S = 0$
- $O = 0.004$
- 1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг) $Q_n = 42700$
- 1.23 Кількість циліндрів $i = 7$
- 1.24 Діаметр циліндра, м $D = 0.42$
- 1.25 Хід поршня, м $S = 1.36$
- 1.26 Коефіцієнт тактності $z = 1$
- 1.27 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.73$
- 1.28 Показник адіабати повітря $k_{\Pi} = 1.4$
- 1.29 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.83$
- 1.30 Адіабатичний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.96$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 446.801$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 297.614$$

2.3 Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 334.244$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.327$$

2.5 Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.317$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.894$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_u = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_u = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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

$$b_c = 0.002516$$

$$a_{uc} = 19.277$$

3.4 Середній показник політропи стиску

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{uc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.364$$

3.5 Тиск вкінці стиску МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 11.614$$

3.6 Температура вкінці стиску , К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 874.162$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.338$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0236$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0227$$

4.4 Частка палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.944$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z

$$\beta_z = 1 + \frac{(\beta_0 - 1)}{(1 + \gamma_r)} \cdot x_z \quad \beta_z = 1.021$$

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

$$c''_{uz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_u + \alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r) \cdot c'_u}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{uz} + b_z \cdot T$$

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

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

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

$$a_{uz} = 19.69994$$

$$b_z = 0.0029$$

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

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

$$a_{ub} = 19.72426$$

$$b_b = 0.002922$$

4.8 Максимальну температура згоряння, К

- знаходимо з наступного рівняння:

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

$$T_z = 1643.673$$

4.9 Максимальний тиск згоряння МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 16.259$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1.372$$

5.2 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 10.205$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температуру в кінці процесу розширення К (знаходимо з наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

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

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

$$n_2 = 1.289$$

$$T_b = 839.224$$

5.4 Тиск у кінці процесу розширення МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0.813$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 1.852$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1.778$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива кг/(кВт*год)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.179$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.472$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.512$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.401$$

7.3 Питома ефективна витрата палива кг/(кВт*год)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2102$$

7.4 Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 6512.3$$

7.5 Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.024\%$$

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

- Універсальна газова постійна для повітря $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$\frac{Дж}{кг \cdot K} \quad R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.307$$

8.2 Витрати газів через турбіну, кг/с

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

$$G_t = 1.34$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k$$

$$P_r = 0.315$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

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

$$T_t = 678.457$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

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

$$M_s = 1.371$$

8.6 Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

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

$$R_t = 287.547$$

8.6 Показник аддіабати розширення газу в турбіні

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

$$k_t = 1.383$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = 1 + \frac{\left[\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0.98 \cdot P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t}{k_t - 1}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]^{\frac{1}{0.286}}}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}}$$

$$P_k = 3.32$$

8.10 Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0$$

$$P_{kd} = 0.332$$

8.11 Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

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

$$\Delta P_k = 0.001 \%$$

2.2. Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають похибки [3].

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл. 2.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми наведено в табл. 2.2. Результати побудови індикаторної діаграми двигуна наведено на рис. 2.1.

Таблиця 2.1. Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,366
Показник політропи розширення n_2	1,294
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	11,133
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,36
Ступінь попереднього розширення ρ	1,675
Ступінь стиснення ε	12

Таблиця 2.2. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V _c	p _{ст}	p _{розш}
1,00	13,36	
1,00	11,13	13,36
1,68	5,50	13,36
2,19	3,81	9,44
2,71	2,86	7,18
3,22	2,25	5,73
3,74	1,84	4,72
4,26	1,54	4,00
4,77	1,32	3,45
5,29	1,14	3,02
5,81	1,01	2,67
6,32	0,90	2,40
6,84	0,81	2,16
7,35	0,73	1,97
7,87	0,66	1,80
8,39	0,61	1,66
8,90	0,56	1,54
9,42	0,52	1,43
9,94	0,48	1,33
10,45	0,45	1,25
10,97	0,42	1,17
11,48	0,40	1,11
12,00	0,37	1,05
12,00		0,37

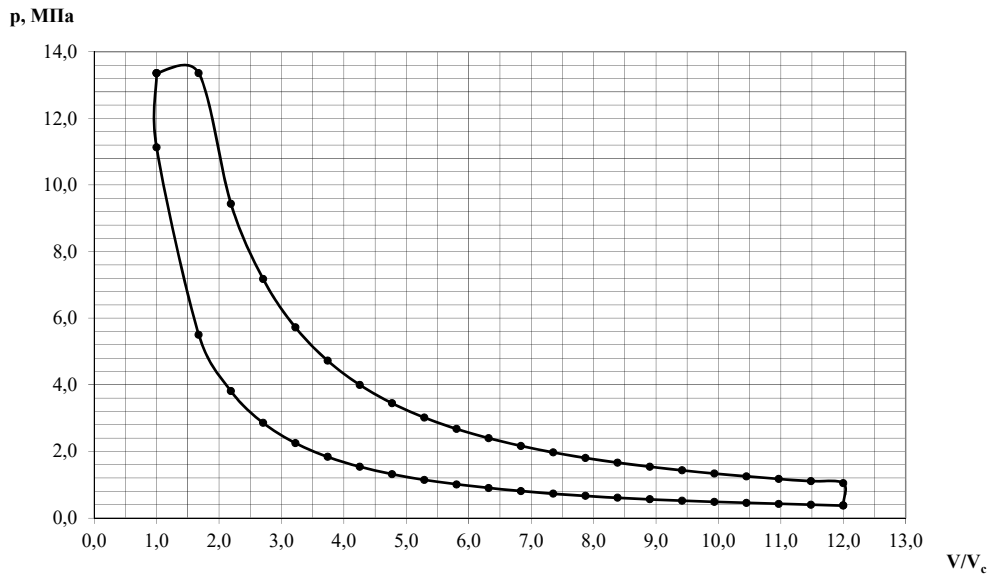


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма

2.3. Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу [4]:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ - теплота неврахованих втрат, кВт;

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

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{6500}{0,457} = 14223,11 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C_{p_{\Gamma}} (T_{3T} - T_o) = 17,987 \cdot 1046,191 \cdot (542,18 - 313) = 4383,74 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$Cp_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,379}{1,379 - 1} \cdot 287,553 = 1046,191 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 720,925 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,39}{0,1}} \right)^{\frac{1,381 - 1}{1,381}} = 509,86 \text{ К}$$

$$T_{3.T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3.T}^{ad}) = 720,925 - 0,8 \cdot (720,925 - 509,86) = 542,18 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

$$Q_w = \frac{0,98 Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 14223,11 - 4383,74 - 6500}{1,2} = 3146,18 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,2 Q_w \approx 0,2 \cdot 3146,18 = 629,24 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу):

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 0,02 \cdot 14223,11 = 311,84 \text{ кВт}$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_w + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 4383,74 + 3146,18 + 629,24 + 311,84 + 6500 = 14223,11 \text{ кВт.}$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

2.4. Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_{Γ} і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [6]:

$$P_{руш} = P_{\Gamma} + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

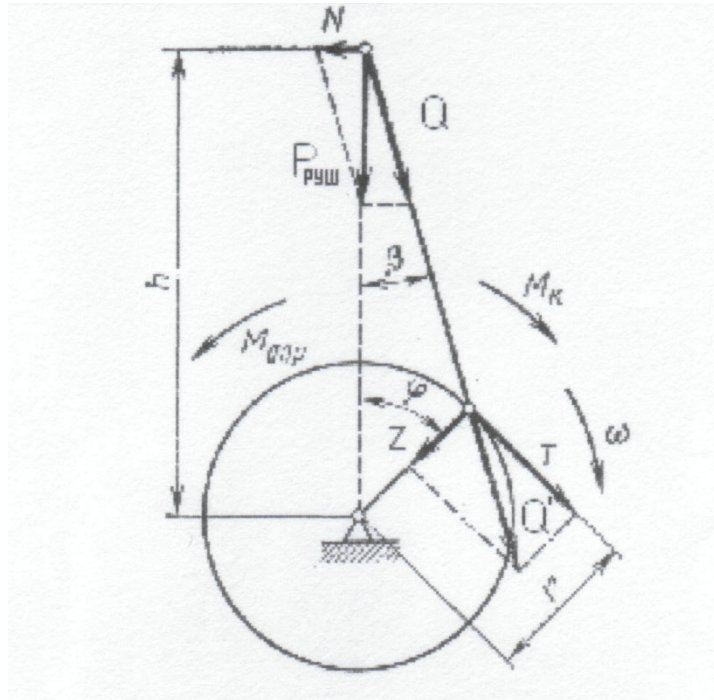


Рис. 2.2. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою [7]:

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

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$Pr = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У табл. 2.3 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.4. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.4.

На рис. 2.3. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.4. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

Таблиця 2.3. Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,42
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	170
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	13,36
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,373
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,39
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,7
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,24
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	1000
Радіус кривошипа	м	r	0,78
Ступінь стиснення		ε	12

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
180	0,3730	1,4527	1,8257	0,0000	-1,8257	0,0000
195	0,3792	1,4491	1,8282	-0,1137	-1,7954	-0,3633
210	0,3987	1,4260	1,8247	-0,2200	-1,6903	-0,7218
225	0,4352	1,3516	1,7868	-0,3062	-1,4800	-1,0470
240	0,4957	1,1851	1,6808	-0,3545	-1,1474	-1,2784
255	0,5937	0,8920	1,4857	-0,3507	-0,7233	-1,3443
270	0,7552	0,4588	1,2139	-0,2971	-0,2971	-1,2139
285	1,0331	-0,0974	0,9357	-0,2209	0,0288	-0,9610
300	1,5424	-0,7264	0,8160	-0,1721	0,2590	-0,7927
315	2,5464	-1,3516	1,1948	-0,2047	0,7001	-0,9896
330	4,6186	-1,8848	2,7339	-0,3296	2,2028	-1,6524
345	8,3614	-2,2436	6,1178	-0,3805	5,8108	-1,9509
360	11,1140	-2,3702	8,7438	0,0000	8,7438	0,0000
375	13,3600	-2,2436	11,1164	0,6914	10,5586	3,5450
390	11,3351	-1,8848	9,4503	1,1395	7,6145	5,7120
405	6,4486	-1,3516	5,0970	0,8734	2,9865	4,2217
420	4,0106	-0,7264	3,2842	0,6926	1,0423	3,1905
435	2,7437	-0,0974	2,6463	0,6247	0,0815	2,7178
450	2,0390	0,4588	2,4978	0,6113	-0,6113	2,4978
465	1,6234	0,8920	2,5154	0,5938	-1,2246	2,2760
480	1,3684	1,1851	2,5535	0,5385	-1,7431	1,9421
495	1,2096	1,3516	2,5613	0,4389	-2,1214	1,5007
510	1,1134	1,4260	2,5394	0,3062	-2,3523	1,0045
525	0,5230	1,4491	1,9721	0,1227	-1,9366	0,3919
540	0,3730	1,4527	1,8257	0,0000	-1,8257	0,0000

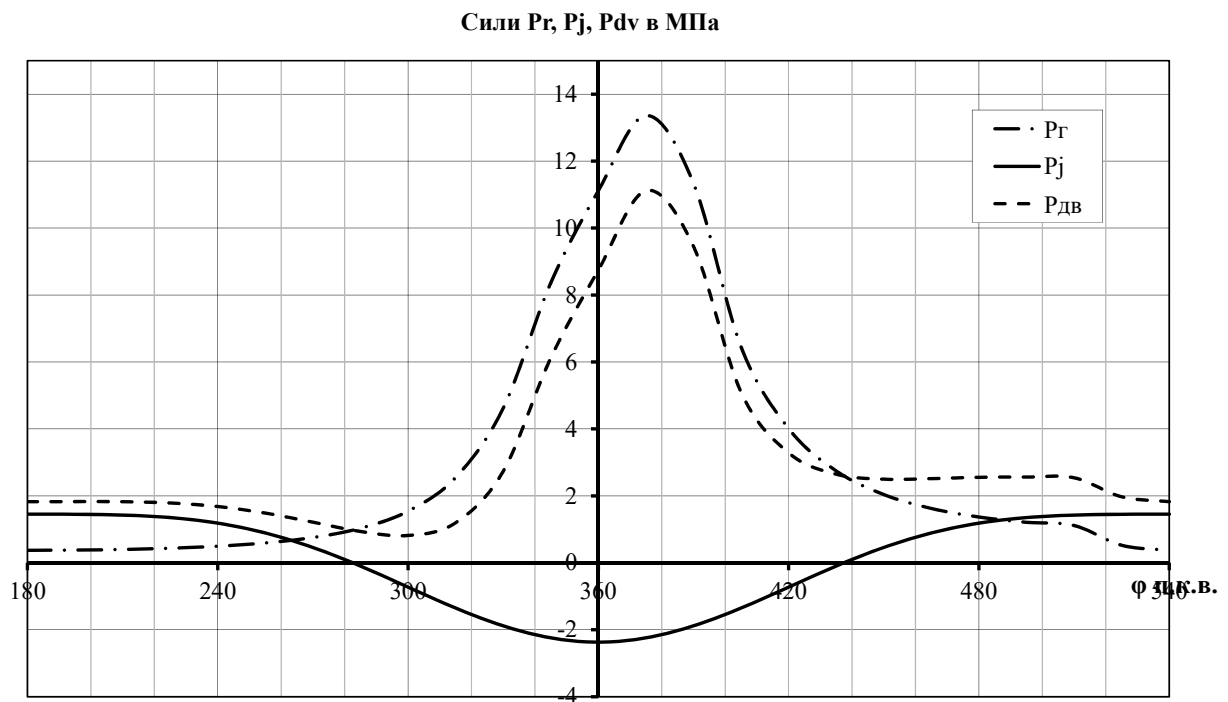


Рис. 2.3. Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

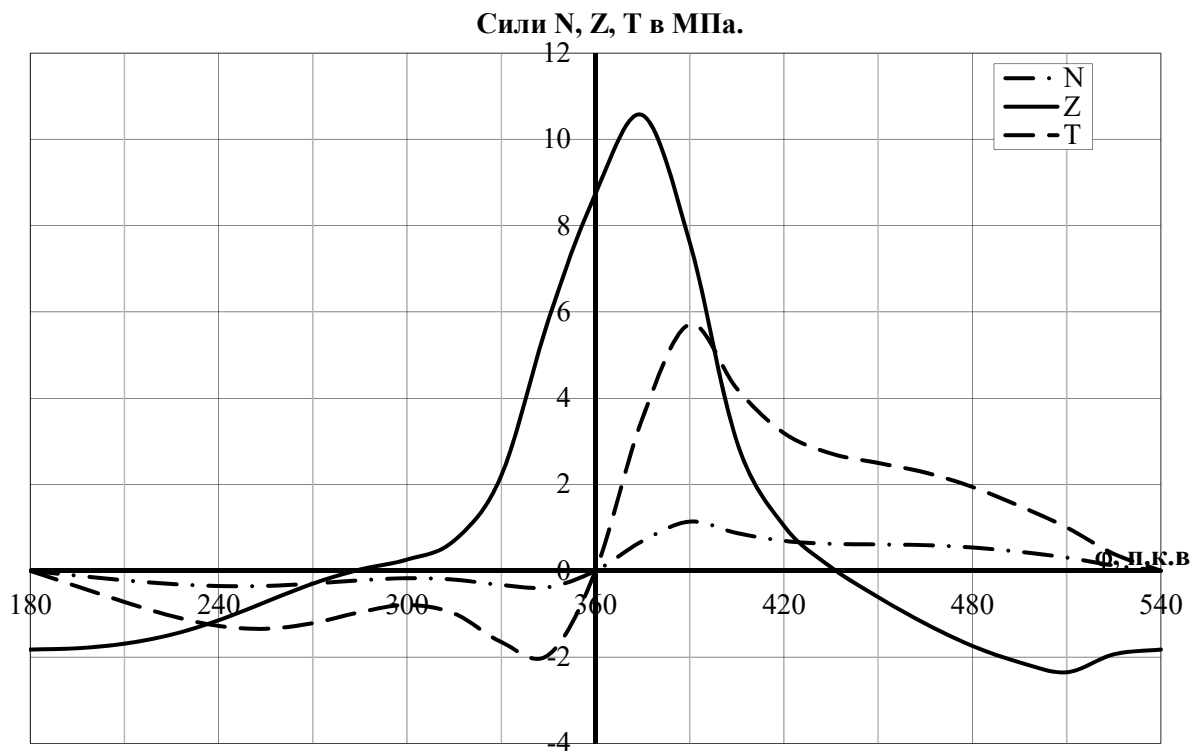


Рис. 2.4. Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

2.5. Розрахунок турбокомпресора двигуна 7ДКРН42/136

Вдосконалення двигуна, що проектується, забезпечується шляхом підвищення тиску наддувочного повітря. Для цього необхідно замінити на двигуні турбокомпресор [8].

Вибір типорозміру турбокомпресора

На підставі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора на підставі використання полів розходів або областей застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів. Вісь абсцис у таких полях може визначатися як через масовий так і об'ємний розхід $Q = G/\rho_0 \text{ м}^3/\text{с}$.

На підставі значень ПК та $G(Q)$ знаходимо точку у полі розходів (точка А на рис. 2.5). Типорозмір турбокомпресору визначаємо згідно позначенню тієї фігури (кутюрного чотирикутника на рис 2.5), у межах якої знаходиться точка. Букви VTR означають, що турбокомпресор має осьову турбїну, а цифри означають значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2) у міліметрах (значення приблизне, $\pm 10 \%$). Діаметри колїс турбїни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Таким чином, визначивши типорозмір, а саме VTR714D, ми знаходимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора, яке має бути оптимальним для обчислення значень розходу та ступеня підвищення тиску.

Вибір основних початкових параметрів для розрахунку ступеня відцентрового наддувочного компресора

1. Витрата повітря через компресор, кг/с: $G = 17,98$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.
2. Ступїнь підвищення тиску: $P_k = 3,9$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.
3. Температура навколишнього середовища, К: $T_0 = 313$. З розрахунку циклу.
4. Температура після глушника, К: $T_a = 318$.
5. Тиск навколишнього середовища: $P_0 = 100000 \text{ Па}$. Приймається при нормальних умовах.

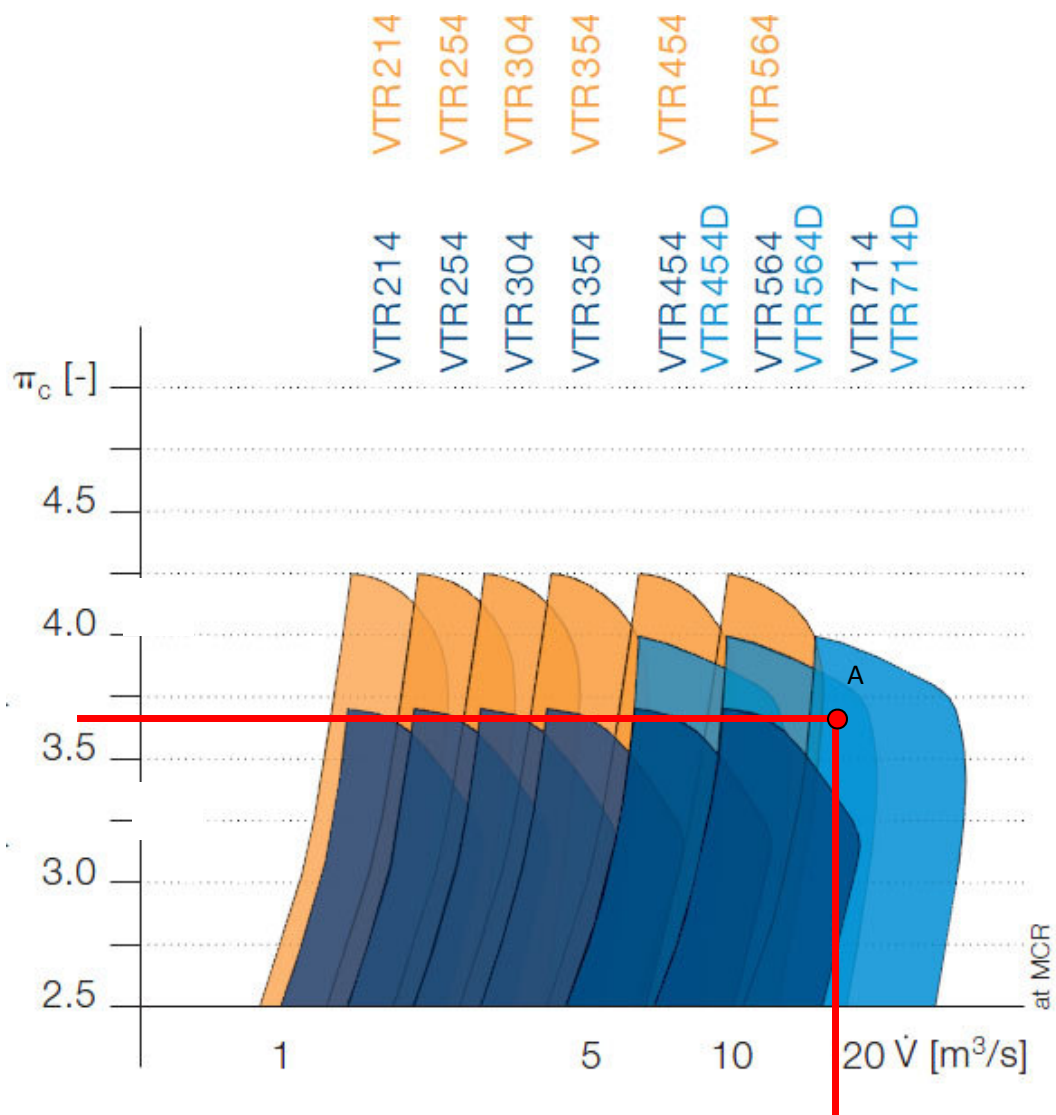


Рис. 2.5. Области застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу VTR залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

6. Тиск після глушника: $P_a = 97000$ Па. За довідковою літературою обираємо втрату тиску.

7. Діаметр колеса на виході: $D_2 = 0,78$ м. Приймається у межах допустимих значень для типорозміру VTR714D з урахуванням результатів ряду обчислень.

8. Діаметр маточини колеса: $D_0 = 0,22$ м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2 , для ТК з консольними підшипниками цей діапазон значень такий: $D_0 = (0,22 \dots 0,35) D_2$.

9. Діаметр на виході з БЛД: $D_3 = 0,95$ м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2 , при наявності лопатного дифузора $D_3 = (1,1-1,2) D_2$.

10. Товщина лопаток на вході у колесо: $\delta_1 = 0,0005$ м.

11. Діаметр на виході з лопатного дифузора: $D_4 = 1,3$ м. Вибираємо з довідкової літератури, цей розмір задається у долях від діаметра D_2 : $D_4 = (1,6 - 1,8) D_2$.
12. Число лопаток колеса: $Z_K = 23$. Кількість лопаток обирають рівною 12-23.
13. Число лопаток дифузора: $Z_D = 57$. У літературі наведено співвідношення $Z_K / Z_D = 0,5 - 2,5$.
14. Товщина лопаток дифузора: на вході $\delta_3 = 0,003$ м
на виході $\delta_4 = 0,001$ м
Вибираємо з літератури $\delta_3 = 0,5 - 8$ мм; $\delta_4 = 0,2 - 2$ мм.
15. Коефіцієнт напору компресора: $H_K = 1,45$. Обираємо в залежності від діаметру D_2 у довідковій літературі.
16. Показник політропи на ділянці 0 – 1: $n_1 = 1,37$. Цей показник обираємо у діапазоні 1,35...1,39 за довідковою літературою.
17. Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо): $\eta_2 = 0,87$. Це значення вибираємо з діапазону 0,82 – 0,92.
18. Політропний ККД на ділянці 2 – 3: $\eta_3 = 0,78$. Обираємо значення з діапазону 0,6 – 0,85.
19. Коефіцієнт тертя у безлопатному дифузорі: $\lambda_{БЛД} = 0,01$. Значення цього параметру обираємо в районі 0,075...0,01.
20. Політропний ККД на ділянці 3 – 4: $\eta_4 = 0,81$. Значення η_4 , обраховані або знайдені експериментально, становлять 0,75 – 0,86.
21. Коефіцієнт дискових втрат: $\alpha_{ДВ} = 0,08$. Експериментально це значення складає 0,04 – 0,08.
22. Коефіцієнт втрат на ділянці 4 – 5: $\zeta_5 = 0,2$. Обираємо з довідкової літератури для конкретного типу завитки.
23. Коефіцієнт ступеня розходу компресора: $C_m = 0,28$. Експериментально значення цього параметру складає 0,25 – 0,35.
24. Коефіцієнт розходу робочого колеса: $\varphi_{2r} = 0,35$. Обираємо значення з діапазону 0,16 – 0,35.

25. Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі: $k_a = 1,05$. У довідковій літературі наведені експериментальні данні 1,05 – 1,09.

26. Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі: $A = 0,61$. Це значення не може виходити з діапазону 0,5 – 1.

27. Кут атаки вхідної кромки ОСА: $i_1 = 2^\circ$.

28. Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі: $\Delta\alpha = 12^\circ$. Цей конструктивний розмір повинен знаходитись у межах 12 - 18°.

29. Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД : $i_3 = 0^\circ$. За довідковою літературою лежить у межах 0 - 5°.

Рахунок ступені компресора

Попереднє визначення колової швидкості U_2 .

1. Адіабатна робота стиску в компресорі

$$L_{AD} = 1004,5 \cdot T_0 \cdot (P_K^{0,286} - 1) = 146829,9 \text{ Дж / кг};$$

2. Колова швидкість на діаметрі D_2

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ad}}{H_K}} = 450,03 \text{ м / с};$$

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки.

3. Швидкість перед колесом

$$C_1 = C_m \cdot U_2 = 126 \text{ м / с};$$

4. Температура повітря перед колесом

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2010} = 310,5 \text{ К}$$

5. Тиск перед колесом

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}} = 97000 \left(\frac{310,5}{318} \right)^{\frac{1,37}{1,37-1}} = 88846,8 \text{ Па};$$

6. Щільність повітря перед колесом

$$\rho_1 = \frac{P_1}{29,27 \cdot T_1} = 0,9969_{\text{кг/м}^3};$$

7. Площа на вході в колесо

$$F_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1} = \frac{17,89}{126 \cdot 0,9969} = 0,1433_{\text{м}^2};$$

8. Зовнішній діаметр колеса на вході

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 F_1 / 3,14} = 0,4805_{\text{м}};$$

9. Оцінка величини D_H за рекомендованими допусками

$$D_H = a \cdot D_2 \quad a = (0,53 \text{ _ } 0,65) = 0,6161 \text{ - умова забезпечується};$$

10. Середній діаметр на вході в колесо

$$D_1 = \sqrt{0,5 \cdot (D_H^2 + D_0^2)} = 0,3737_{\text{м}};$$

11. Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi}{3 Z_k} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}} = 0,8943;$$

12. Кут потоку на вході в колесо, на діаметрі D_1

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right) = 30,3^\circ;$$

13. Оцінка величини β_1

$$40^\circ \geq \beta_1 \geq 30^\circ \quad \text{так як} \quad 40^\circ \geq 30,3^\circ \geq 30^\circ \text{ - умова забезпечується};$$

14. Кут установки лопатки на діаметрі

$$\beta_{1L} = \beta_1 + i_1 = 32,3^\circ;$$

15. Коефіцієнт стиснення на вході в колесо

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}} = 0,995;$$

16. Швидкість повітря на вході з урахуванням стиснення лопатками ОСА.

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1} = 126,7_{\text{м/с}};$$

17. Кут входу потоку в колесо з урахуванням стиснення на діаметрі D1

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right) = 30,4^\circ ;$$

18. Кут входу потоку на діаметрі Dн

$$\beta_{1n} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_n}\right) = 24,6^\circ ;$$

19. Відносна швидкість потоку на діаметрі Dн

$$\omega_n^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_n} = 304,8 \text{ м / с} ;$$

20. Число $\lambda_{\text{нн}}$ на діаметрі Dн

$$\lambda_{\text{нн}} = \frac{\omega_n}{18,3 \sqrt{T_a}} = 0,93 ;$$

21. Порівняння $\lambda_{\text{нн}}$

$$\lambda_{\text{нн}} \leq 0,95; \quad 0,93 \leq 0,95 \text{ - умова забезпечується.}$$

Розрахунок та конструювання робочого колеса

22. Температура повітря за колесом

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + a_{\text{дв}}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right] = 421,86 \text{ K} ;$$

23. Визначення комплексу n2

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_2 = 2,99 ;$$

24. Тиск за колесом

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 222169,47 \text{ Па} ;$$

25. Щільність повітря

$$\rho_2 = \frac{P_2}{287 \cdot T_2} = 1,835 \text{ кг / м}^3 ;$$

26. Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2 = 402,46 \text{ м/с} ;$$

27. Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2 = 157,51 \text{ м/с} ;$$

28. Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} = 432,18 \text{ м/с} ;$$

29. Число Маха для швидкості C_2

$$M_{C_2} = C_2 / \sqrt{kRT_2} = 1,046$$

30. Кут потоку на виході з колеса

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = 21,37^\circ ;$$

31. Ширина колеса на виході

$$b_2 = \frac{G}{\pi \rho_2 C_{2m} D_2} = 0,025 \text{ м} ;$$

Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора (БЛД)

32. Наближене значення швидкості на виході з БЛД

$$C_3 = C_2 \cdot \frac{D_2}{D_3} = 328,31 \text{ м/с} ;$$

33. Температура повітря за БЛД

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010} = 461,16 \text{ К} ;$$

34. Комплекс показника політропи в БЛД

$$k_{n_3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3 = 2,7$$

35. Показник політропи у БЛД

$$n_3 = \frac{k_{n_3}}{k_{n_3} - 1} = 1,59$$

36. Тиск за БЛД

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 282130,53 \text{ Па};$$

37. Густина повітря за БЛД

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3} = 2,132 \text{ кг/м}^3;$$

38. Ширина БЛД на виході

$$b_3 = y b_2 = 0,019 \text{ м} \quad y = 0,72 \dots 0,8 = 0,74;$$

39. Кут виходу потоку з БЛД

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \operatorname{tg} a_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right] = 27,27^\circ;$$

40. Визначення числа Маха за БЛД

$$M_{C_3} = C_3 / \sqrt{kRT_3} = 0,76 \text{ - умова дотримується};$$

41. Порівняння числа Маха з допустимим значенням

$$M_{C_3} < 0,8 \text{ - } 0,85;$$

Розрахунок та конструювання лопатного дифузора (ЛД) компресора

42. Кут установки лопатки ЛД на вході

$$\alpha_{3,л} = \alpha_3 + i_3 = 27,27^\circ;$$

43. Кут установки лопатки ЛД на виході

$$\alpha_{4,л} = \alpha_{3,л} + \Delta\alpha = 39,27^\circ;$$

44. Середній кут установки лопатки

$$\alpha_{CP} = (\alpha_{4,л} + \alpha_{3,л}) / 2 = 33,27^\circ;$$

45. Кут потоку на виході з ЛД

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin \alpha_{4,л}}{k_\alpha} = 32,95^\circ;$$

46. Коефіцієнт захарашення на вході у ЛД

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_D}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3,л}} = 0,917;$$

47. Коефіцієнт захарашення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{Д}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4\text{Л}}} = 0,978 ;$$

48. Ширина дифузора на виході

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m = 0,037 \text{ м} ;$$

49. Дифузорність ЛД

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3} = 3,30 ;$$

50. Кут розкриття еквівалентного дифузора

$$\delta = 2 \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3\text{Л}}}{D_3 Z_{\text{Д}}}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} 2 \sin a_{\text{CP}} \right) = 6,25 < 8$$

- умова дотримується;

51. Комплекси показника політропи в ЛД

$$k_{n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4 = 2,79$$

$$k_{2n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1 = \frac{1}{n_4 - 1} = 1,79 ;$$

52. Температура на виході з ЛД (перше наближення)

$$T_4^{(1)} = T_3 = 461,16 \text{ К} ;$$

приймаємо $T_4 = 511,19 \text{ К}$ (по результатах роботи програми);

53. Швидкість повітря на виході з лопатного дифузора

$$C_4 = C_3 \frac{b_3 D_3 \sin a_3}{b_4 D_4 \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}} = 85,02 \text{ м/с}$$

54. Температура повітря на виході з ЛД (наступне наближення)

$$T_4^{(2)} = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2010} = 511,19 \text{ К}$$

$$|T_4^{(2)} - T_4^{(1)}| \leq 0,5 \text{ К} \quad \text{- умова дотримується;}$$

55. Тиск повітря за ЛД

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}} = 375884,54 \text{ Па} ;$$

56. Оцінка величини P_4 за рекомендованими допусками

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| = 0,014 \leq 0,05$$

- умова дотримується;

57. Радіус дуги середньої лінії лопатки

$$R_{\text{Л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos a_{4,\text{Л}} - D_3 \cos a_{3,\text{Л}})} = 1,215 \text{ м} ;$$

58. Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток

$$R_{\text{Ц}} = \sqrt{R_{\text{Л}}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\text{Л}} \cos a_{3,\text{Л}}} = 0,822 \text{ м};$$

59. Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0} = 0,791;$$

60. Потужність привода компресора

$$N_K = \frac{G \cdot L_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}} \cdot 1000} = 3304,58 \text{ кВт} .$$

Результати розрахунку турбокомпресора наведено в табл. 2.5.

Таблиця 2.5. Результати розрахунку турбокомпресора

№ п/п	Параметри	Значення	Найменування
1	G , кг/с	17,8	Витрата повітря через компресор
2	ПК	3,9	Ступінь підвищення тиску
3	$\eta_{\text{ад}}$	0,791	Адіабатний ККД компресора
4	T_0 , К	313	Температура навколишнього середовища
5	T_K , К	499,18	Температура повітря за компресором
6	C_1 , м/с	126,0	Швидкість повітря перед колесом

7	C_5 , м/с	85,02	Швидкість повітря на виході з компресора
8	D_2 , м	0,78	Діаметр колеса на виході
9	D_0 , м	0,22	Діаметр маточини колеса
10	D_3 , м	0,95	Діаметр на виході з БЛД
11	D_4 , м	1,3	Діаметр на виході з лопатного дифузора
12	D_n , м	0,4805	Зовнішній діаметр колеса на вході
13	b_2 , м	0,025	Ширина колеса на виході
14	b_3 , м	0,019	Ширина БЛД на виході
15	b_4 , м	0,037	Ширина дифузора на виході

Опис спроектованого турбокомпресора

Загальний вигляд спроектованого турбокомпресора VTR714D показано на рис. 2.6.

Корпуси турбіни відливаються із спеціального чавуну і мають порожнину для циркуляції охолоджуючої води. У водяні порожнини для запобігання корозії ставляться цинкові протектори. Корпус компресора відливається з алюмінієвого сплаву і, залежно від типу установки, до нього кріпиться глушник шуму або патрубків для з'єднання з трубопроводом підведення повітря. Для забезпечення універсальності турбокомпресора і можливості використання його на двигунах різних конструкцій всі корпуси мають площину роз'єму, перпендикулярну до осі ротора, і можуть встановлюватися відносно один одного через 30° .

Залежно від вимог замовника турбіна має два або чотири газопідводящі патрубки, які об'єднані спеціальним корпусом, який може бути виконаний у вигляді завитки. У цьому корпусі змонтований сопловий апарат турбіни.

Лопатки соплового апарату штамнуються із полоси аустенітної сталі. Набор їх вмонтовується в спеціальних формах і заливається чавуном, який створює внутрішнє і зовнішнє кільця соплового апарату. У корпус компресора вмонтований дифузор лопатки. Сопловий апарат турбіни і дифузор компресора виконані у вигляді окремих вузлів.

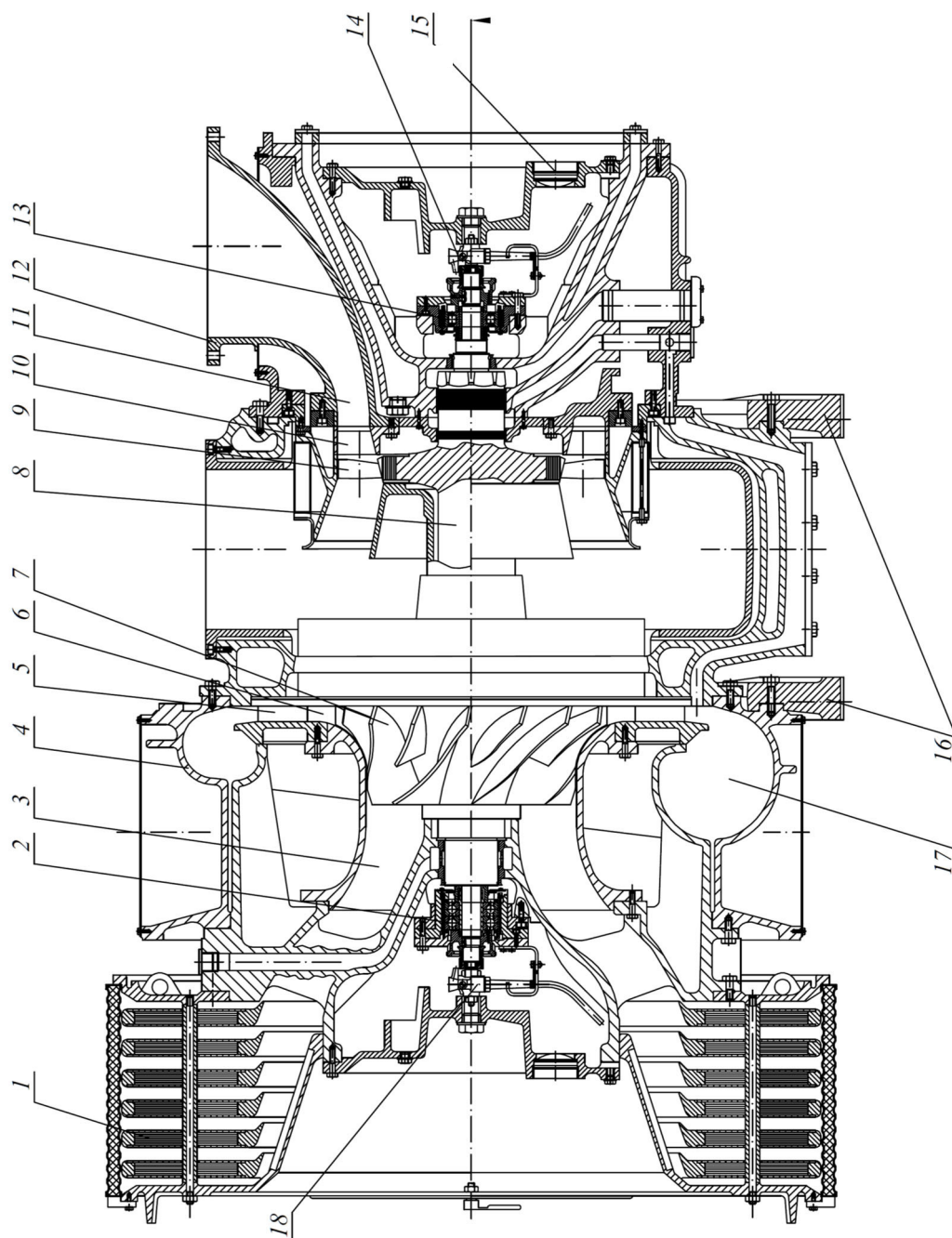


Рис. 2.6. Турбокомпресор типу VTR714D: 1 – фільтр-глушник; 2 – підшипниковий вузол; 3 – повітряна камера; 4 – корпус компресора; 5 – лопатковий дифузор; 6 - безлопатковий дифузор; 7 – робоче колесо компресора; 8 – ротор; 9 - робоче колесо турбіни; 10 – направляючий апарат; 11 – камера підвода газу; 12 – газоприйомний патрубок; 13 - підшипниковий вузол; 14 – масляний насос; 15 – оглядове скло; 16 – лапи; 17 – завитка; 18 - масляний насос

Вал ротора зварний, диск турбіни виготовляють з аустенітної сталі. Турбінні лопатки невеликих турбокомпресорів з'єднуються з диском зваркою, а великих - замками «ялинкового» типу. Для підвищення жорсткості у вінці лопатки встановлюють бандажний дріт.

Ротор спирається на підшипники, які, у свою чергу, встановлюються на пружні опори, що оберігають підшипники від дії вібрацій. Пружні опори виконують у вигляді набору пластинок, що вставляються між зовнішньою обоймою підшипника і корпусом. Між пластинками утворюється масляна плівка, яка забезпечує демпфування. Підшипники змащують турбінним маслом в'язкістю 6° Е при $t = 50^\circ \text{C}$. Гарантійний термін служби підшипників 6000—8000 ч. Термін служби турбокомпресора дорівнює 15 - 20 рокам.

Особливості турбокомпресора VTR714D:

- вбудована система змащення виключає необхідність в окремій системі з її фільтрами, ємкостями масла і пристроями безпеки;
- виробничі допуски забезпечують можливість установки запчастин без додаткової підгонки;
- зовнішні підшипники зручні для обслуговування, монтажу/демонтажу;
- ротор можна вийняти без демонтажу газових патрубків або опресування колеса компресора;
- низькі втрати на тертя зовнішніх антифрикційних підшипників дозволяють мати оптимальну робочу характеристику двигуна на частковому навантаженні.

З'єднання з боку компресора дозволяють проводити промивання водою під час роботи.

Внаслідок модернізації двигуна збільшився тиск наддувочного повітря P_k і витрата повітря G_v . Визначили типорозмір необхідного турбокомпресора, по середині своєї характеристики підходить краще VTR714D, який забезпечить нам необхідні параметри двигуна: P_k , G_v . Далі знаючи розміри діаметра робочого колеса компресора визначили усі конструктивні та енергопостачаючі параметри.

Попередній турбокомпресор не в змозі забезпечити нові параметри двигуна. Отримані параметри вище за параметри турбокомпресора, який стояв раніше. Він мав менші значення P_K , G_B , адіабатного ККД $\eta_{ад}$, що впливало на витрату палива, вона була значно більшою. Параметри нового турбокомпресора покращили показники робочого циклу двигуна та знизили витрату палива.

Спроектований ТК кращий за попередній тим, що може збільшити тиск наддувочного повітря, що на сьогодні є актуальним.

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1. Розробка заходів з охорони праці

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила. Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТУ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека. Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.

Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення. Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація. Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками,

звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

3.2. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [9].

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

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

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

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

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самотійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окиси азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в сердечно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з

вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизових; до 0,002 – утворення *метгемоглобіна*; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

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

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

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

ВИСНОВКИ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 7ДКРН 42/136 потужністю 6500 кВт при 170 хв^{-1} обертах колінчатого валу. При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу, теплового балансу та динамічних навантажень. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипу. Можна прийняти, що проєктований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

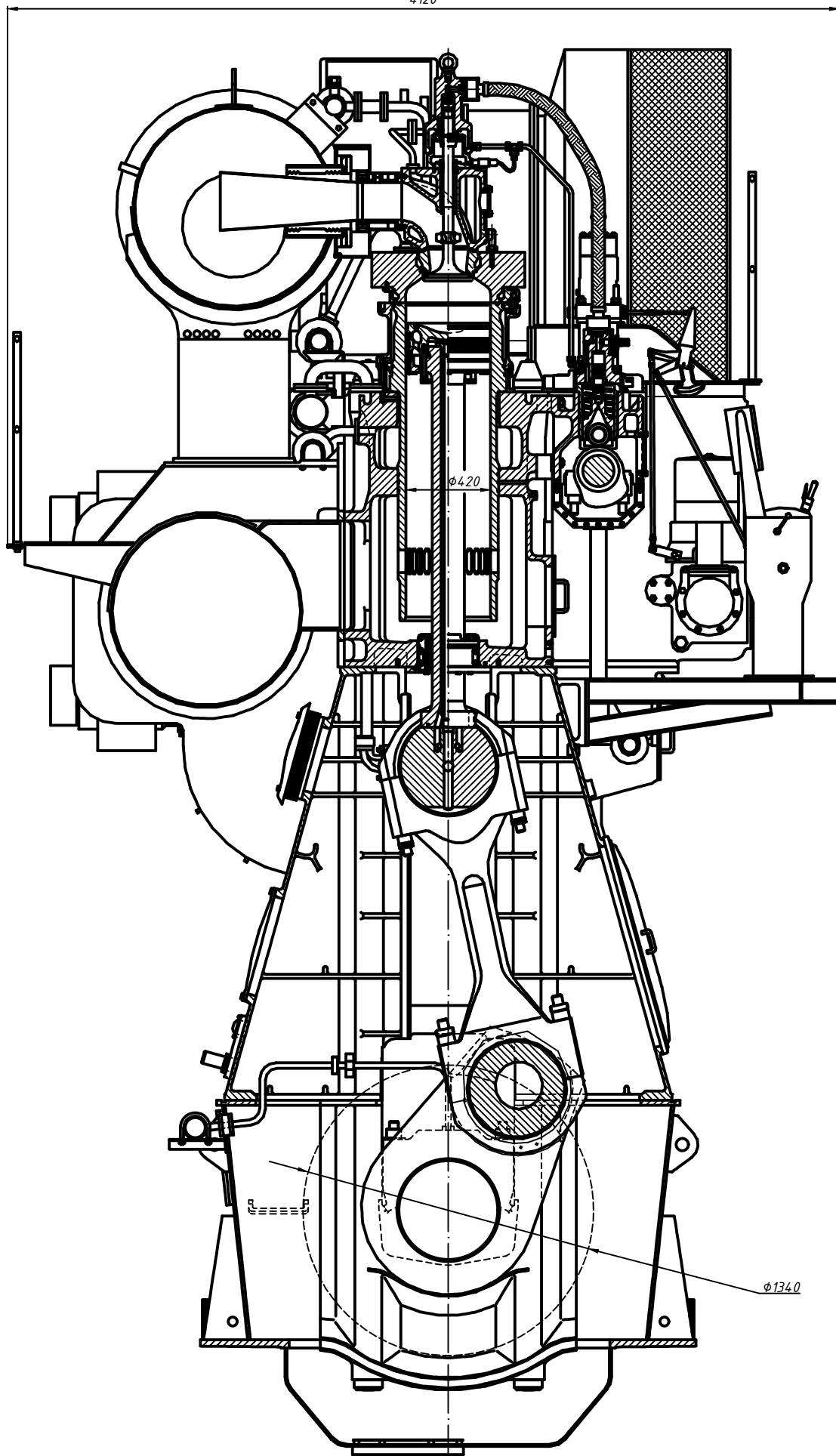
В конструкторському розділі дипломного проекту проведені розрахунки нового турбокомпресора, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна в цілому.

ЛІТЕРАТУРА

1. MAN B&W K98ME-C7 Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines. MAN Diesel a member of the MAN Group. – 2009. – 399 с.
2. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Bilousov I.V. Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
6. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Sydney. – 2018. – 1721 p.
9. Кучерявий В. П. Загальна екологія. Ч. 2 : підручник / В. П. Кучерявий. – Львів : Новий Світ-2000, 2025. – 340 с.
10. Okubo M. New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. / M. Okubo, T. Kuwahara // Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p.

ДОДАТКИ

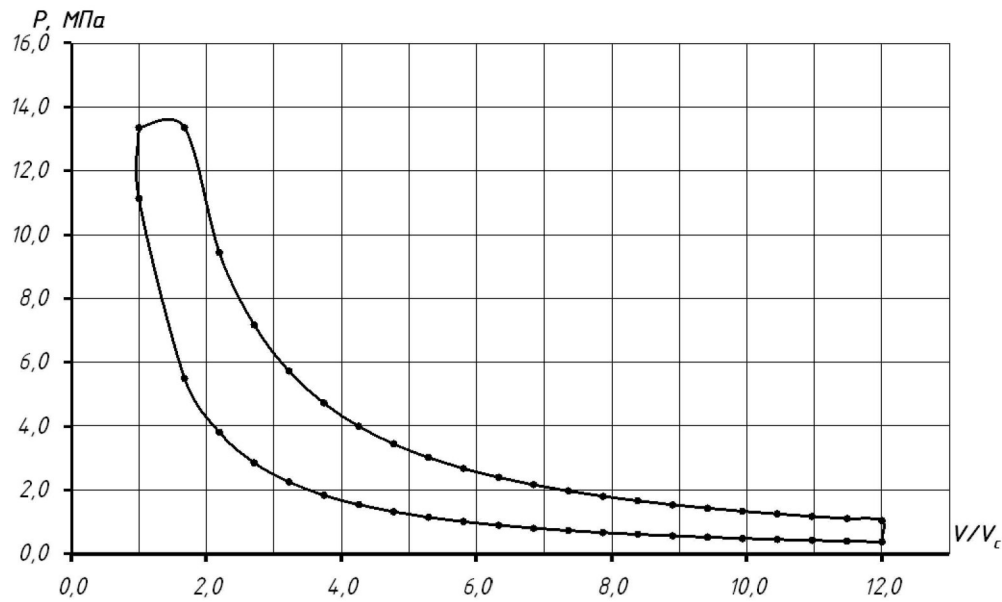


Потужність, кВт	6500
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	170
Середній ефективний тиск, МПа	1,83
Питома ефективна витрата важкого палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	0,185

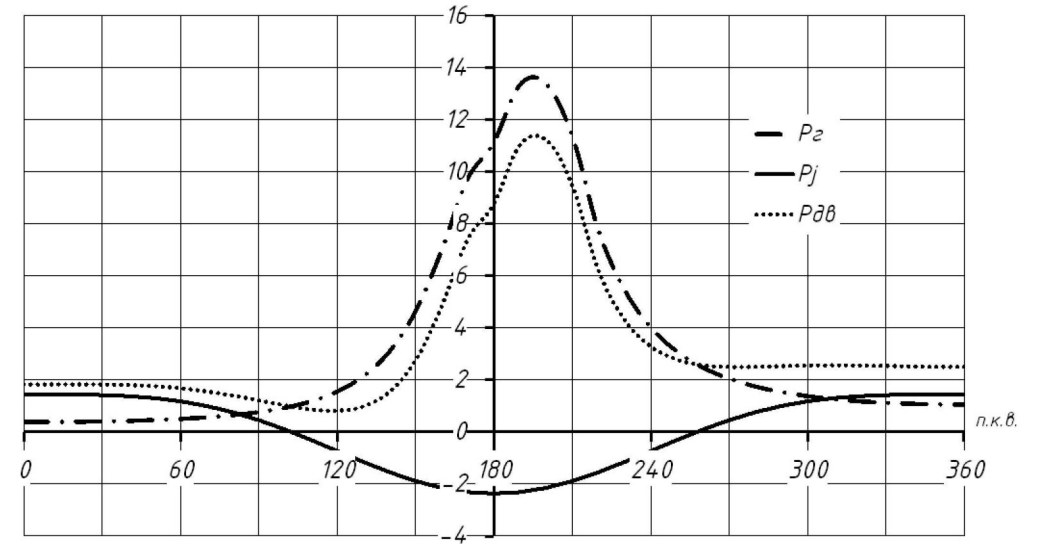
					ПНН НУК 14.2.4.126.17.01.		
Знак	Лист	№ Версії	Підпис	Дата	Двигун 7ДКРН42/136 у розрізі		
Стандарт	Експлуатаційний А.Р.				Лист	Мета	Масштаб
Виробник	Полтавський А.С.						1:10
Деталь	Лист А.Р.				Лист	Листів	
					41-ЕМ-22з		

Зміна сил від кута повороту колінчастого валу

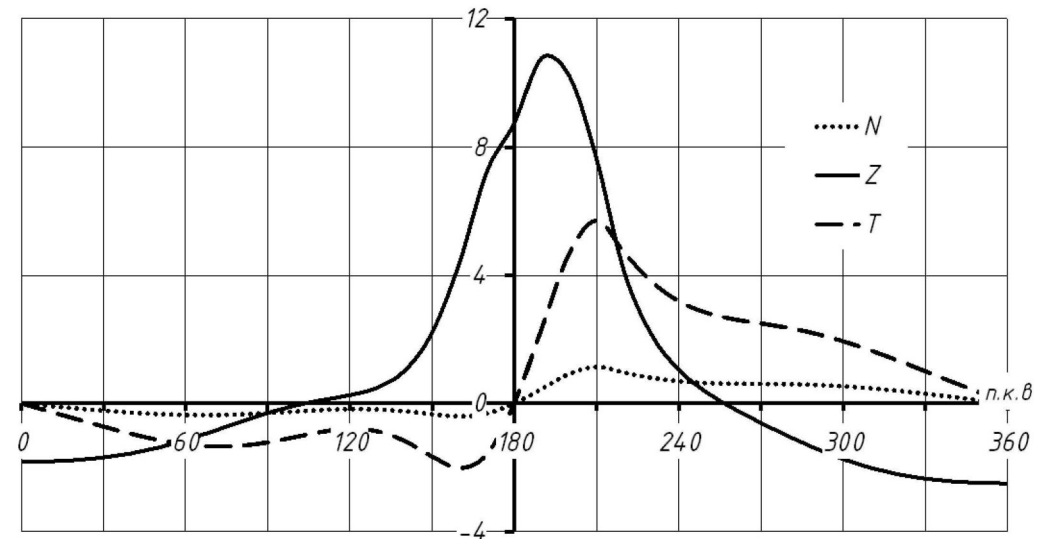
Індикаторна діаграма



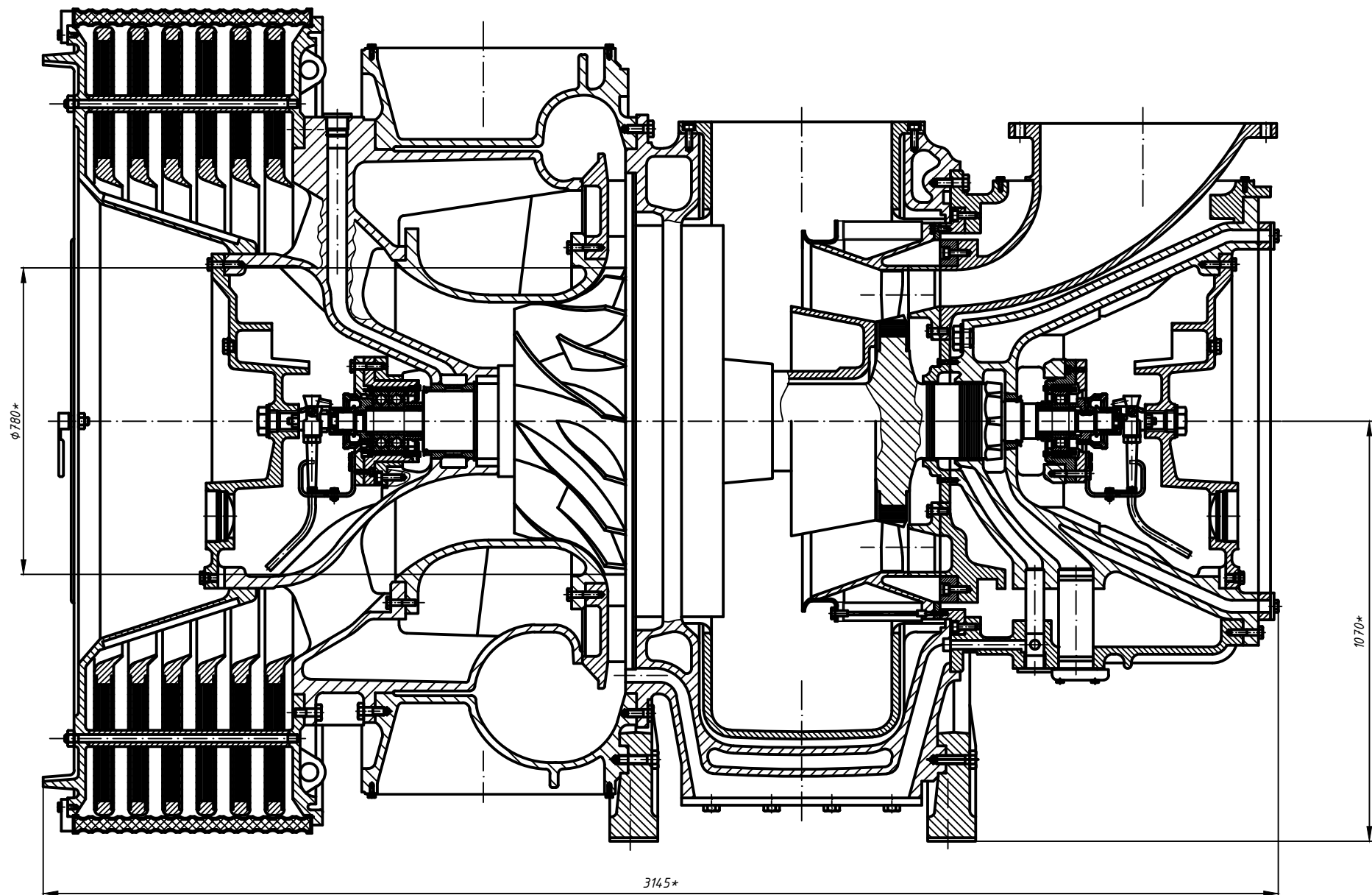
P_r, P_j, P_{dv} , МПа



N, Z, T , МПа.



ПННІ НУК 14.2.41.26.17.02.				Лист	Масш.
Вед.	Діт.	ІР	Форм.	Підпис	Варт.
Студент	Курієвський А.Р.				
Методич.					
Спеціальн.	Політехнічний А.С.				
Дисципліна	Механіка А.В.				
Індикаторна діаграма та діаграма динаміки				Лист	Листів
				41-ЕМ-22з	



Технічна характеристика

1. Ступінь підвищення тиску $P_k = 3,9$;
2. Розхід повітря через компресор $G = 18,0 \text{ кг/с}$;
3. Адіабатна потужність компресора $N_k = 3304 \text{ кВт}$;
4. Адіабатний ККД компресора $\eta_{ad} = 0,791$.

Технічні вимоги

1. Розміри для довідок.
2. У зібраному турбокомпресорі ротор має вільно обертатися і зупинятися без заїдань при переміщенні його поперемінно до упору в сторону турбіни і в сторону компресора.
3. Водяні лопасті компресора випробовувати водою під тиском $0,15 \text{ МПа}$ на протязі 15 хв . Падіння тиску не припускається.
4. Компресор має бути встановлений з горизонтальним розташуванням ротора ($\pm 5^\circ$ від горизонталі).
5. При зберіганні і транспортуванні всі отвори підведення газу, повітря і масла мають бути закриті спеціальними технологічними кришками.
6. Зовнішню покраску виконувати грунтовкою ПЛ-3 в три шари.
7. Маркувати рік випуску шрифтом ПрЗ ГОСТ 26020-80.
8. Клеїмити шрифтом 3...5.
9. Допускається зберігати в приміщеннях дудь-якого типу що виключають пряму дію атмосферних опадів на компресор в упаковці.

ПННН НУК 14.2.41.26.17.03.			
Турбокомпресор типу VTR780D			
Вид	Лист	№ докум.	Підпис
Стандарт	Кришківський А.Р.		
Корпус			
Турбодвиг	Поліщук А.С.		
Деталь	Васильєв А.В.		
Лист		Листів	
41-ЕМ-22з		1:5	

						ПННН НУК 14.2.41.26.17.04.		
Виз	Дир.	Н.р. докум.	Глифид	Карт				
Объект	Классификация А.Р.				Год	Мес	Мес	
Содерж.					1.2			
Подпись	Подпись А.С.				Лист	Лист		
Подпись	Лист А.С.				41-ЕМ-223			