

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«__» ____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 13530 кВт з розробкою технологічного процесу демонтажу картриджа турбокомпресора. Прототип MAN B&W 6S60MC-C».

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-21з

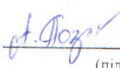
 Лінчевський Є.В.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 Познанський А.С.
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« » 2025 р.

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

Студенту Лінчевському Євгенові Валентиновичу

1. Тема роботи: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 13530 кВт з розробкою технологічного процесу демонтажу картриджа турбокомпресора. Прототип MAN B&W 6S60MC-C».

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

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 24.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип MAN B&W 6S60MC-C потужністю 13530 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 MAN B&W 6S60MC-C. 2. Діаграми динаміки.
3. Турбокомпресор типу ТК80. 4. Креслення технологічної частини.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

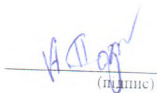
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Призначення
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи.	12.05.2025	

Студент


(підпис)

Лінчевський Є.В.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті проведено розрахунок робочого циклу 2-х тактного дизельного двигуна MAN B&W 6S60MC-C потужністю 13530 кВт при 105 хв⁻¹ колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого процесу, побудовано теоретичну індикаторну діаграму й діаграми динаміки. Виконано аналіз ефективних показників двигуна.

В конструкторському розділі виконано розрахунок турбокомпресорного агрегату. Розроблено технологічний процес демонтажу картриджа турбокомпресора.

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 77 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, система керування, пусковий клапан, вібрація, шум.

ABSTRACT

In the work, the calculation of the duty cycle of a 2-stroke diesel engine MAN B&W 6S60MC-C with a capacity of 13530 kW at 105 rpm of the crankshaft was carried out. According to the results of the calculation, the main parameters of the working process were obtained, a theoretical indicator diagram and dynamics diagrams were constructed. An analysis of the effective indicators of the engine was performed.

The design section has performed a calculation of the turbocharger unit. A technological process for dismantling the turbocharger cartridge has been developed.

The paper examines the basic requirements for engine operation, develops occupational safety measures, and considers environmental protection issues.

The thesis is written in Ukrainian on 77 sheets of calculation and explanatory notes. 10 literary sources were used. The graphic part is presented on 4 drawings of A1 format.

Keywords: diesel engine, duty cycle, control system, starting valve, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	6
1.1 Технічна характеристика двигуна	6
1.2 Опис конструкції двигуна MAN B&W 6S60MC-C	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	16
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	16
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	28
2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу	30
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	31
2.5 Розрахунок турбокомпресора	38
2.6 Розробка технологічного процесу демонтажу картриджа турбокомпресора	50
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	62
3.1 Розробка заходів з охорони праці	62
3.2 Охорона навколишнього середовища	65
ВИСНОВКИ	71
ЛІТЕРАТУРА	72
ДОДАТКИ	73
1. Поперечний переріз двигуна MAN B&W 6S60MC-C Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Турбокомпресор типу ТК80 Ф-А1	
4. Креслення технологічної частини Ф-А1	

					ПННІ НУК 142.41.25.05. ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Лінчевський Є.В.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевірів		Познанський А.С.					Аркушів
							4
Н. контр.		Познанський А.С.				41-ЕМ-21з	
Затвердив		Нестеренко В.В.					

ВСТУП

Сучасне суднове дизелебудування пройшло величезний шлях створення і розвитку судових дизелів. На сьогодні судові дизелі витіснили інші типи енергетичних установок завдяки їх перевагам [1]:

- великому діапазону агрегатних;
- високою паливної економічності;
- швидкому виведенню двигуна на експлуатаційний режим;
- великим району плавання судна.

В даний час випускається безліч судових дизелів різноманітних моделей, які забезпечують потреби суднобудування і судноплавства. За останні роки суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося, при цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Подолано «бар'єр» за величиною середнього ефективного тиску і, отже, по збільшенню циліндрових і агрегатних потужностей. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску уприскування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря - 5,0...6,0, використання силових турбін, застосування мікропроцесорної техніки, нові методи розрахунків та ін.) [2].

Саме надійна робота, сучасні технічні і економічні показники, послужили для вибору дизельного двигуна MAN B&W 6S60MC-C потужністю 13530 кВт в якості прототипу для дипломного проектування.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Дизель MAN B&W 6S60MC-C (рис. 1.1) – це двохтактний, шестициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами.

Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

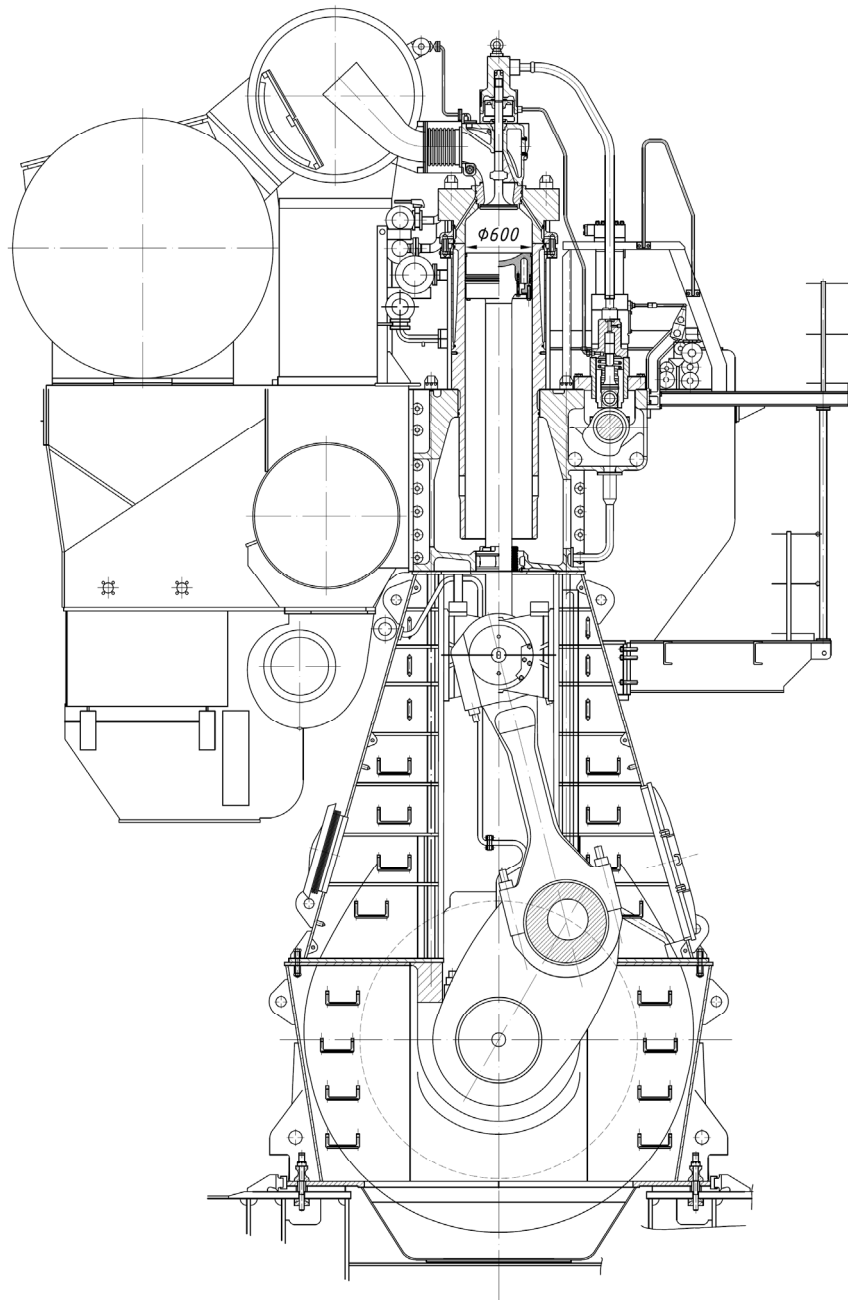


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна MAN B&W 6S60MC-C

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		6

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна

Параметр	Значення
Розмірність двигуна, D/S, мм	600/2400
Тип двигуна	2-х тактний
Кількість циліндрів	6
Розміщення циліндрів	рядний
Потужність, кВт	13530
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	105

1.2. Опис конструкції двигуна MAN B&W 6S60MC-C

Фундаментна рама (рис. 1.2) двигуна спрощеної коробчатої форми – сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах. Поперечні опори - сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків.

Тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закрите сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпусу судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		7

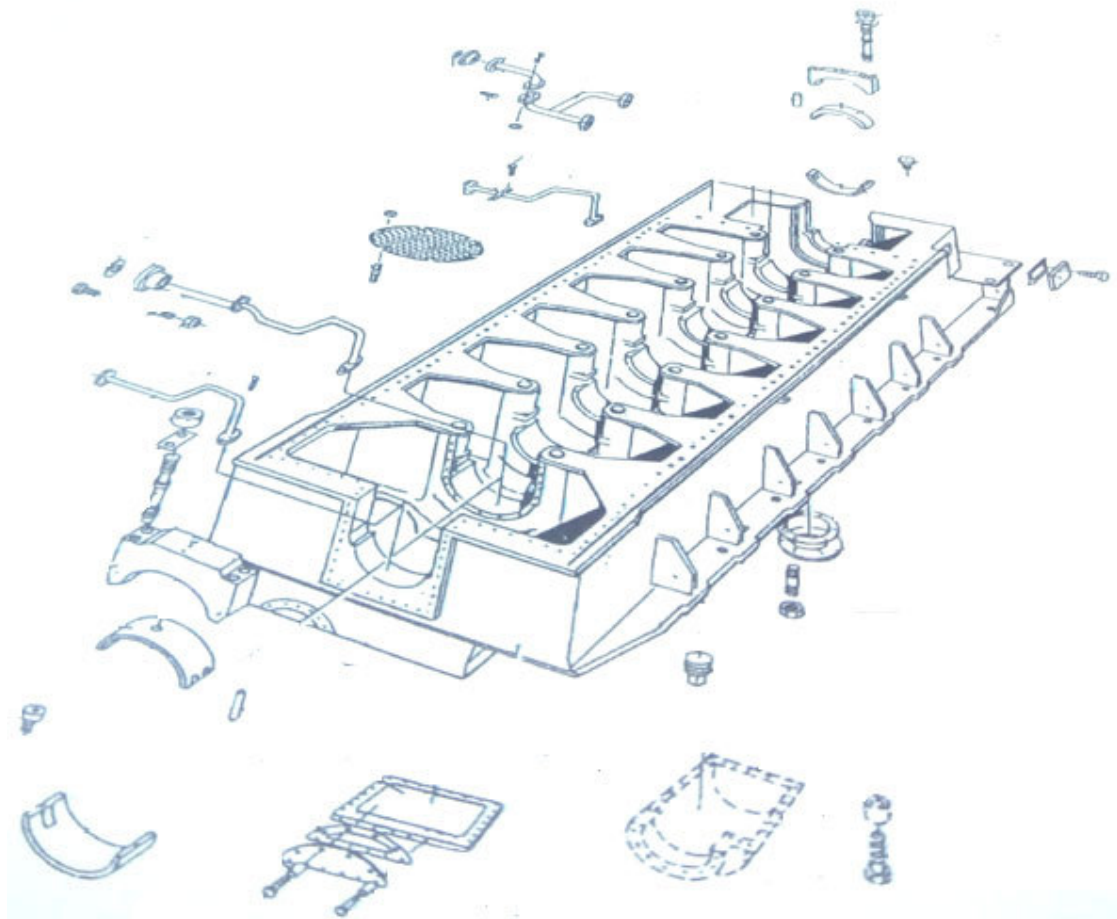


Рис. 1.2 – Фундаментна рама

Станина – сталева суцільнозварна з вхідними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління. Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній станини з боку газовихлопу та один – з носового торця. Кожен циліндр має по 4 сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

Втулка циліндра (рис. 1.3) – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є 30 продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний бургт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку циліндра. Змазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		8

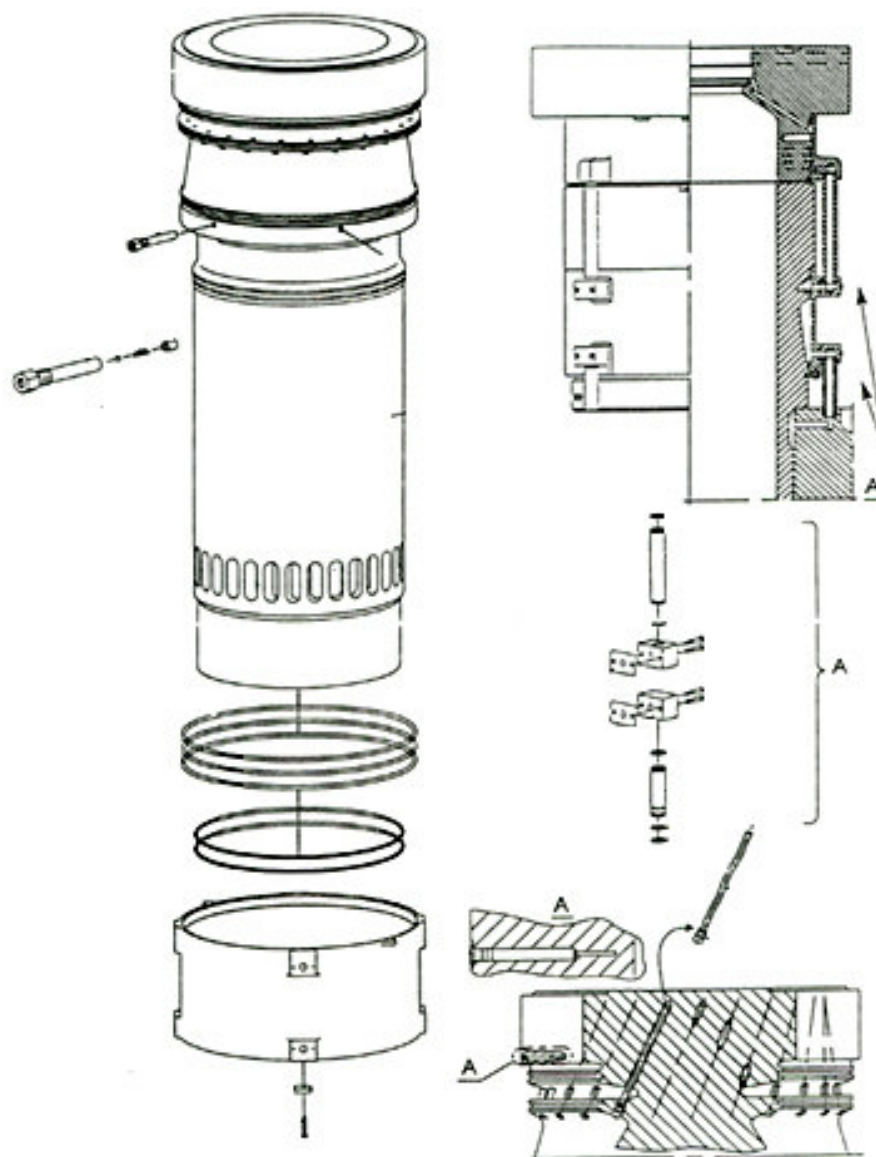


Рис. 1.3 – Втулка циліндра

Кришка циліндра (рис. 1.4) – сталева лита, ковпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані дві форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ

Аркуш

9

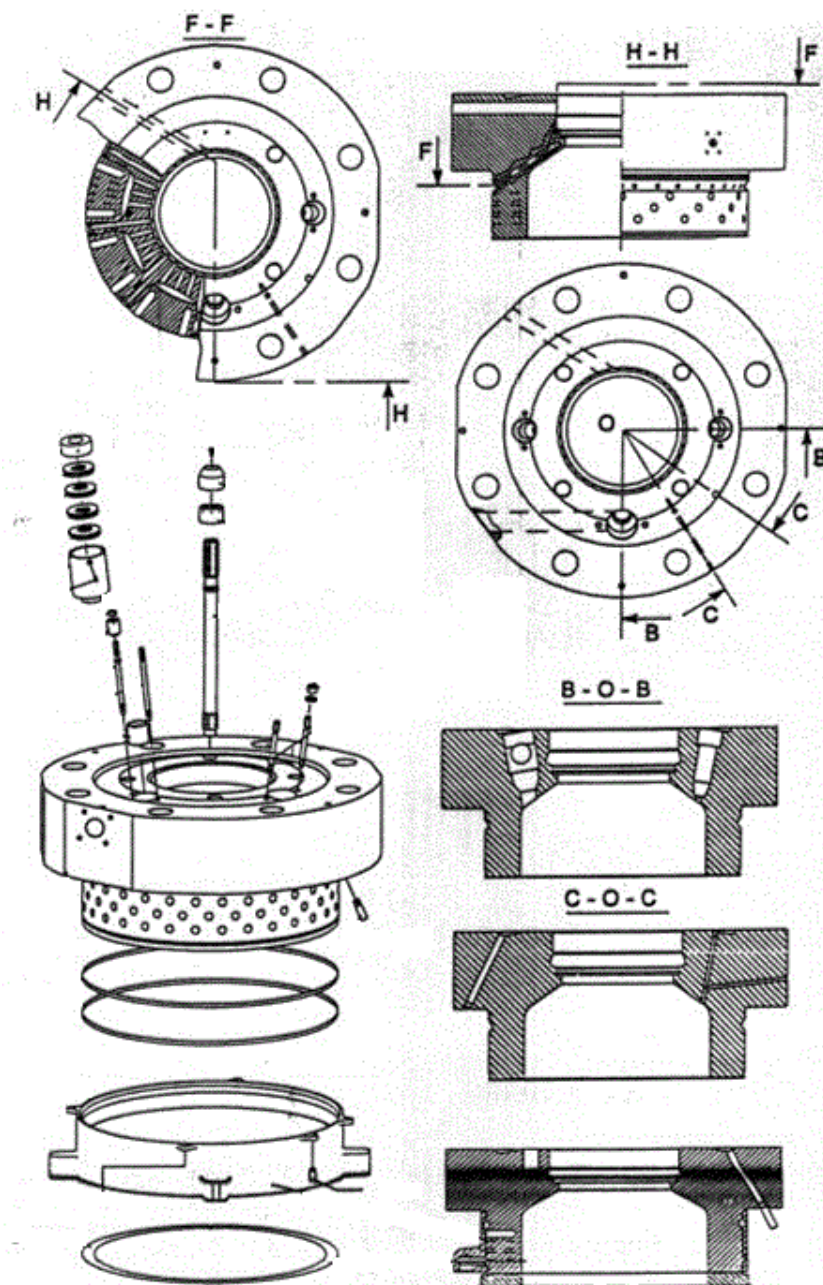


Рис. 1.4 – Кришка циліндра

Поршень (рис. 1.5) має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці - два красномідних прирабочних паска. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевій трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хром-молібденової сталі.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		10

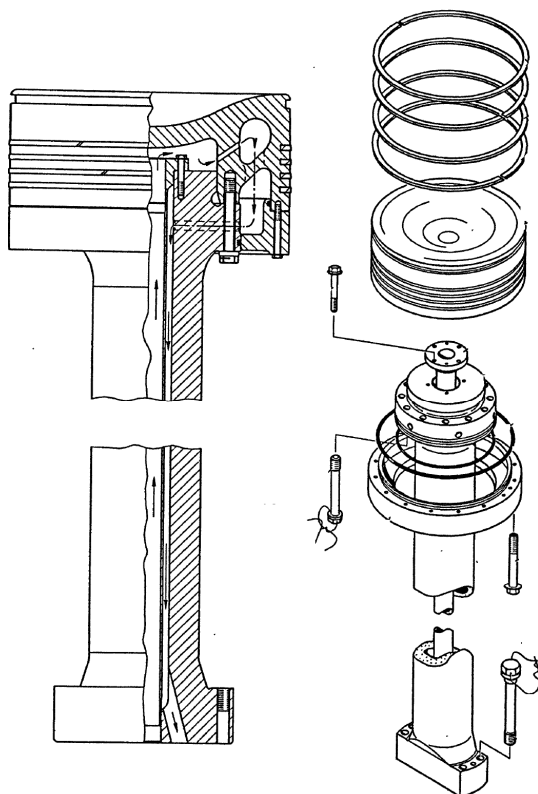


Рис. 1.5 – Поршень

Крейцкопф (рис. 1.6) – двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталева кована зі просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням підп'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

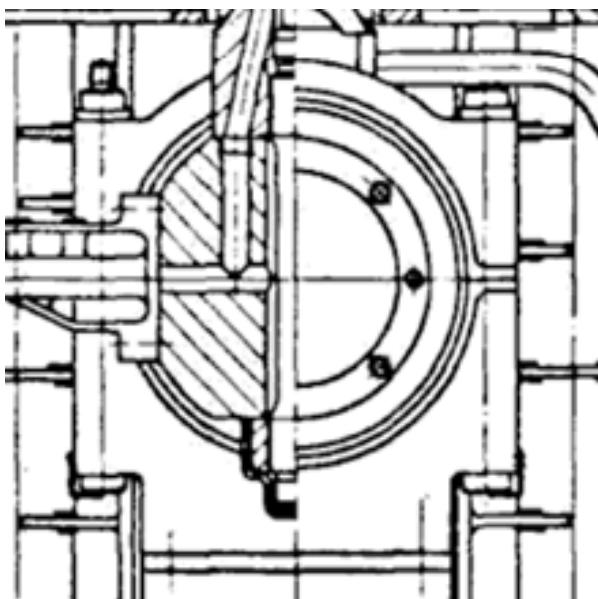


Рис. 1.6 – Крейцкопф

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

Колінчастий вал – сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані. З носа двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань. Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважуючими балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка привода розподільного вала. Упорний гребінь з упорним підшипником розміщений у відсіку приводів.

Шатун (рис. 1.7) виготовляється у вигляді сталеві виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка - безвильчатого типу, верхня і нижня головки - невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника. Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

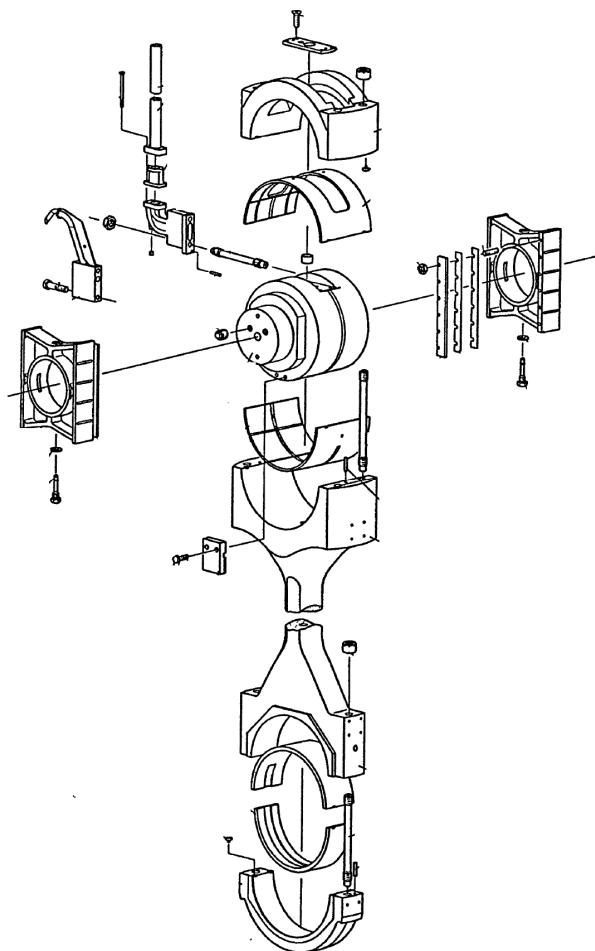


Рис. 1.7 – Шатун

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		12

Розподільний вал (рис. 1.8) приводиться дворядним чотирьохдуюмовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів - таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Від розподільчого валу приводиться валик лубрикатора циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

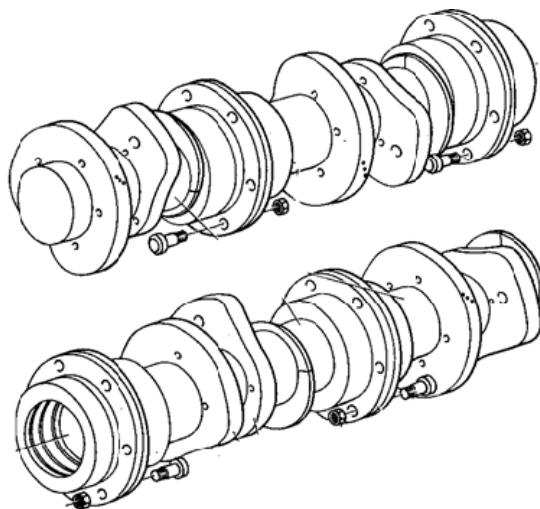


Рис. 1.8 – Розподільний вал

З кормового торця до розподільчого валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячепрессовою посадкою.

Двигун має загальноприйнятну систему пуску, що включає в себе головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотниковий повітророзподільник. При реверсі двигуна реверсують тільки повітророзподільник і штовхачі ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі).

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована зіставна циліндрова втулка, складаючись з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виробляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині - чотирма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження – двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

Вихлопний клапан (рис. 1.9) має чавунний литий корпус шпindel з імпеллера для провертання потоком газів, охолоджуване сідло. Охолоджуюча вода по свердлінням в кришці проходить через свердління в сідлі близько від посадкового пояса, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу. Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені стелітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

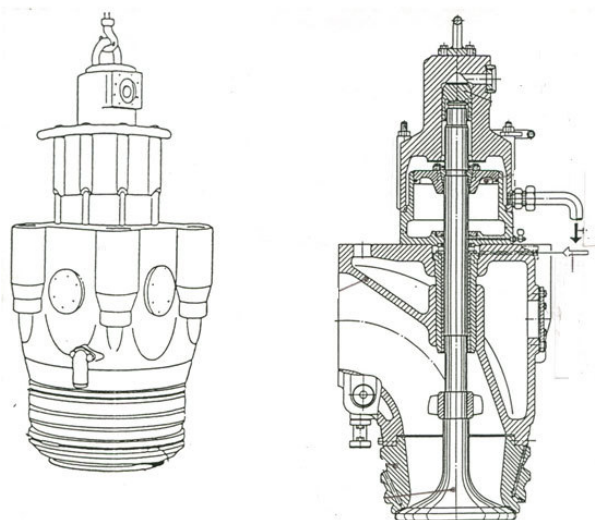


Рис. 1.9 – Вихлопний клапан

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		14

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки і кріпиться чотирма шпильками з гайками поворот і затиск, який виробляється гідравлічними гайковертом з певним зусиллям.

Анкерні болти (рис. 1.10) двигуна – сталеві з'єднанні, складаються з двох частин, стягують воедино блок, станину і фундаментну раму. Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічно на 90 МПа.

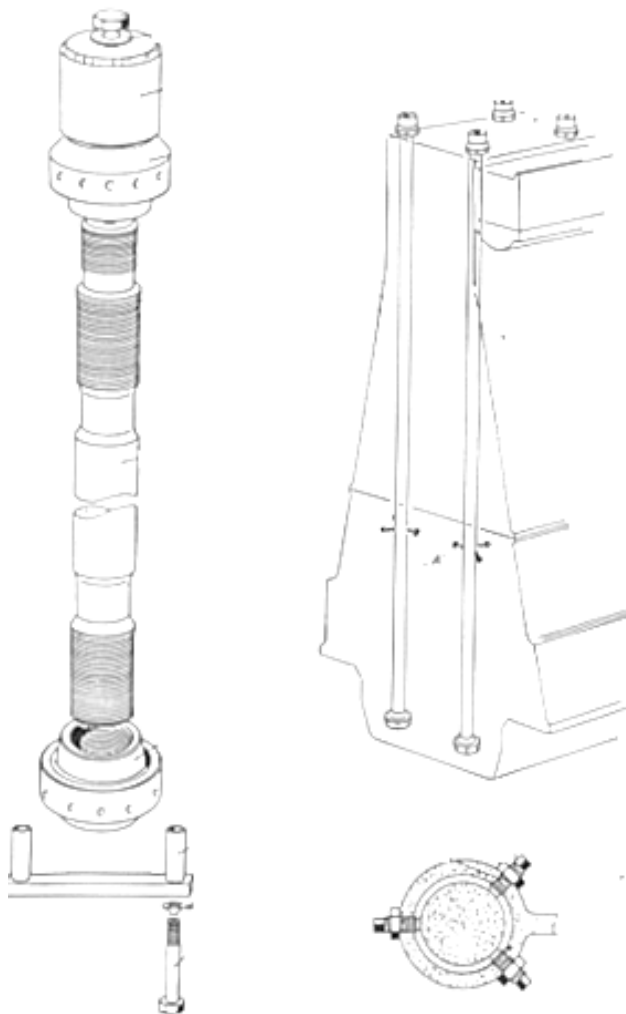


Рис. 1.10 – Анкерні болти

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		15

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

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

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [9].

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря [3].

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

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

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

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Методика розрахунку робочого циклу 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 маються теплові та аеродинамічні втрати.

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

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

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

На його основі можливо:

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

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

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

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

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

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 $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,71$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,8$.

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного [4].

Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,12$.

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

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

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

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [5]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2-тактних двигунів $Z = 1$.

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 3,75$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 2-тактних двигунів $\varphi_n = 0,08$.

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятих процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданою отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням Π_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,375}{0,103} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 440,8$$

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		20

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 440,8 - 0,85 \times (440,8 - 293) = 315,1$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{315,1 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 332,5$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,375 - 0,005 = 0,37$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,37 = 0,359$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\begin{aligned} \eta_n &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \\ &= \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,359}{0,37} \times \frac{315,1}{332,5} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,888 \end{aligned}$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

При виборі величини n_l необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_l = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа:

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,359 \times 15^{1,364} = 14,425$$

Температура в кінці процесу стиску, К:

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 332,5 \times 15^{1,364 - 1} = 890,9$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,71}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,13}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,34$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\rho_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,13 + 0,004}{32 \times 1,34} = 1,0236$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0236 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,0231$$

Доля палива, що згоріла в точці z:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0236 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,968 = 1,022$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1694$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,12 \times 14,425 = 16,156$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,022}{1,12} \times \frac{1761}{890,9} = 1,712$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,712} = 8,76$$

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийемо:

$$n_2 = 1,294$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1694 \times \frac{1}{8,76^{1,294-1}} = 883$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,156}{8,76^{1,294}} = 0,974$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

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

$$= \frac{15,511}{15 - 1} \times \left[1,12 \times (1,712 - 1) + \frac{1,12 \times 1,712}{1,294 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,76^{1,294-1}} \right) - \frac{1}{1,364 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,364-1}} \right) \right] = 2,218$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,218 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 2,02$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год):

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,37 \times 0,888}{2,715 \times 0,495 \times 315,1 \times 2,02} = 0,167$$

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_u} = \frac{3600}{0,167 \times 42700} = 0,506$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,02 \times 0,94 = 1,899$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,506 \times 0,94 = 0,475$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт×год):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,167}{0,94} = 0,178$$

Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,6^2 \times 2,4 \times 1 \times 1,899 \times 105 \times 6 = 13538,6$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{13538,6 - 13530}{13538,6} \times 100\% = 0,063\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с:

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К:

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,6^2}{4} \right) \times 2,4 \times \left(\frac{0,37 \times 10^6}{287 \times 315,1} \right) \times 0,971 \times 6 \times 1 \times \left(\frac{105}{60} \right) \times 1,05 = 27,19$$

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрата газів через турбіну, кг/с:

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 27,19 + 0,178 \times \frac{13538,6}{3600} = 27,857$$

Тиск газу перед турбіною, МПа:

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,852 \times 0,375 = 0,32$$

Температура газу перед турбіною, К:

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 883 \times \left(\frac{0,32}{0,974} \right)^{\frac{1,294-1}{1,294}} = 685,4$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) = \\ = \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,715 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,715 \times 0,495) = 1,373$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К:

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} = \\ = \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,373 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,373 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,715 - 1) \times 0,495}{1,373 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,715 \times 0,495}{1,373 \times 296,8}} = 287,548$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 685,4) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 685,4} = 1,383$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі:

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{aligned}
 \Pi_k &= \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} \\
 &= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,383}{1,383 - 1} \right) \times 287,548 \times 685,4 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,356}{0,101} \right)^{\frac{1,384 - 1}{1,384}}} \right] \times 0,93 \times 0,8 \times 27,857}{27,19 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,9}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,684
 \end{aligned}$$

Дійсний тиск надуву, МПа:

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,684 \times 0,1013 = 0,3732$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3732 - 0,375}{0,375} = -0,486\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами [6]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - 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.

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,294
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,425
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,156
Ступінь попереднього розширення ρ	1,712
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,16	
1,00	14,43	16,16
1,71	6,93	16,16
2,38	4,43	10,57
3,04	3,16	7,68
3,71	2,42	5,95
4,37	1,93	4,81
5,03	1,59	4,00
5,70	1,34	3,41
6,36	1,16	2,96
7,03	1,01	2,60
7,69	0,89	2,31
8,36	0,80	2,08
9,02	0,72	1,88
9,68	0,65	1,72
10,35	0,60	1,57
11,01	0,55	1,45
11,68	0,50	1,35
12,34	0,47	1,25
13,01	0,44	1,17
13,67	0,41	1,10
14,34	0,38	1,03
15,00	0,36	0,97
15,00		0,36

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

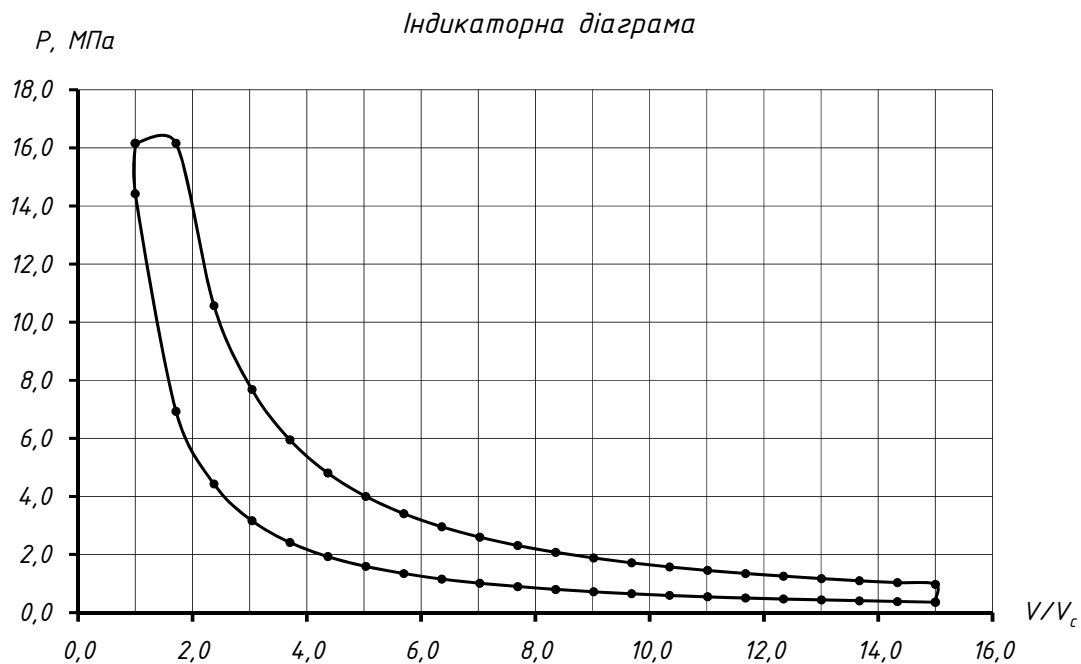


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу MAN B&W 6S60MC-C, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k=3,7$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву.

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 1,9$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,475$) двигун відповідає високому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,177$ кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 16,156$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1671$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (685 К) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів.

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

Таблиця 2.3 – Основні параметри двигуна типу MAN B&W 6S60MC-C

Ефективна потужність	N_e	кВт	13530
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,9
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	16,156
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,32
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,375
Температура повітря в ресивері	T_s	К	315,171
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1671
Температура газів перед турбіною	T_t	К	685
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,71
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,177
Ефективний ККД	η_e		0,475

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_g і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [7]:

$$P_{руш} = P_g + P_j.$$

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

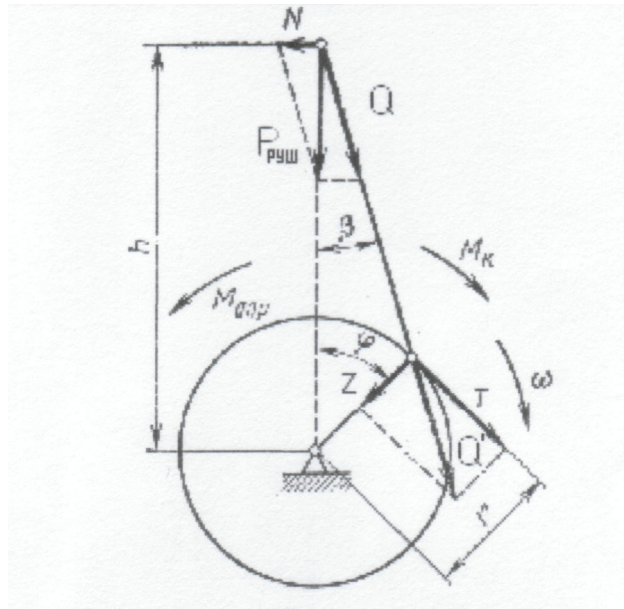


Рис. 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

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

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

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

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. 2.4 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.5 – 2.6. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

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.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T_{cpE} – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,6
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	105
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	16,156
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,359
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,375
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	4000
Радіус кривошипа	м	r	1,2
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,364
Показник політропи розширення		n_2	1,294
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,712
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,359	1,305	1,664	0,000	-1,664	0,000
15	0,364	1,335	1,699	-0,161	-1,683	-0,285
30	0,380	1,403	1,784	-0,328	-1,709	-0,607
45	0,411	1,451	1,861	-0,490	-1,663	-0,970
60	0,463	1,399	1,862	-0,607	-1,457	-1,309
75	0,548	1,178	1,726	-0,633	-1,058	-1,503
90	0,692	0,747	1,438	-0,548	-0,548	-1,438
105	0,945	0,116	1,061	-0,389	-0,101	-1,125
120	1,426	-0,652	0,774	-0,252	0,168	-0,797
135	2,434	-1,451	0,983	-0,259	0,512	-0,878
150	4,756	-2,150	2,606	-0,480	2,017	-1,718
165	9,842	-2,628	7,214	-0,682	6,792	-2,526
180	14,431	-2,798	11,632	0,000	11,632	0,000
195	16,156	-2,628	13,528	1,278	12,736	4,736
210	11,303	-2,150	9,153	1,684	7,084	6,035
225	5,987	-1,451	4,536	1,194	2,363	4,052
240	3,606	-0,652	2,954	0,963	0,643	3,040
255	2,440	0,116	2,556	0,938	-0,244	2,712
270	1,815	0,747	2,562	0,976	-0,976	2,562
285	1,455	1,178	2,633	0,966	-1,614	2,293
300	1,239	1,399	2,638	0,860	-2,064	1,855
315	1,107	1,451	2,558	0,673	-2,285	1,333
330	1,029	1,403	2,432	0,448	-2,330	0,828
345	0,523	1,335	1,858	0,176	-1,840	0,311
360	0,359	1,305	1,664	0,000	-1,664	0,000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град			60					
φ°	T _E						T _E	T ^{ср} _E
	Номер циліндру							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	-1,309	-0,797	0,000	3,040	1,855	2,79	4,15
15	-0,285	-1,503	-0,878	4,736	2,712	1,333	6,11	4,15
30	-0,607	-1,438	-1,718	6,035	2,562	0,828	5,66	4,15
45	-0,970	-1,125	-2,526	4,052	2,293	0,311	2,04	4,15
60	-1,309	-0,797	0,000	3,040	1,855	0,000	2,79	4,15
							16,60	

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

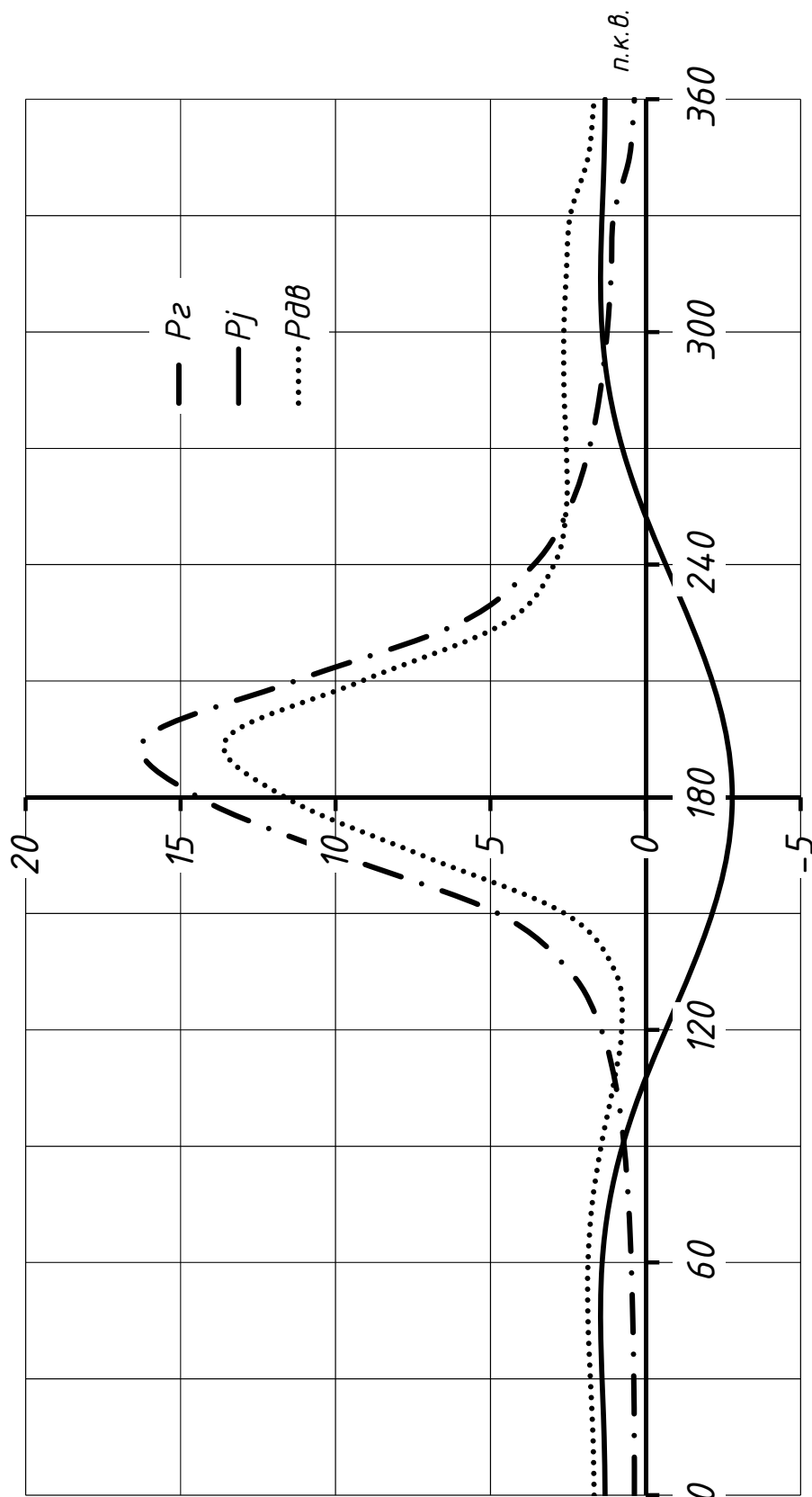


Рис. 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ

Аркуш

35

Сили N , Z , T в МПа.

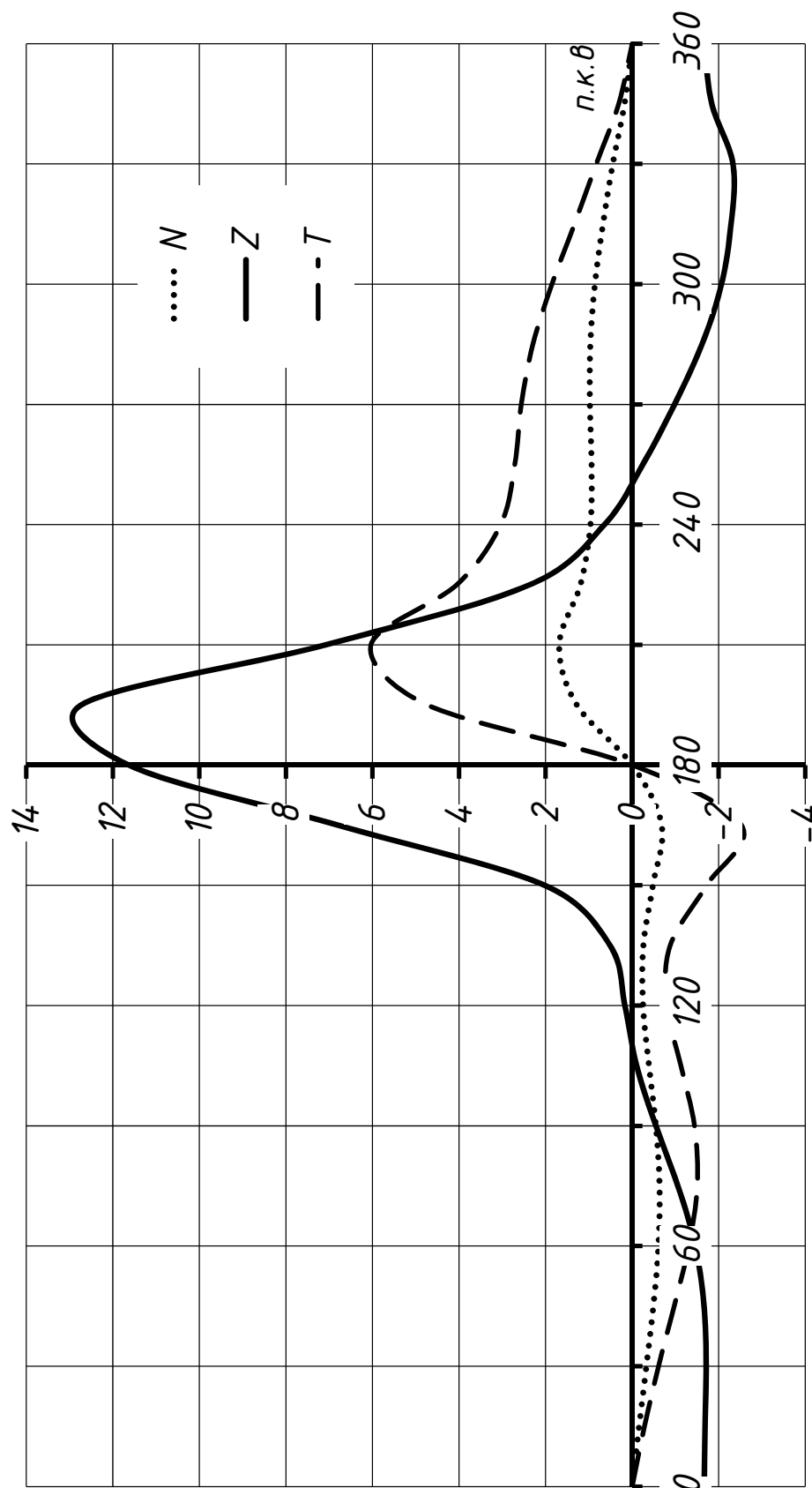


Рис. 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

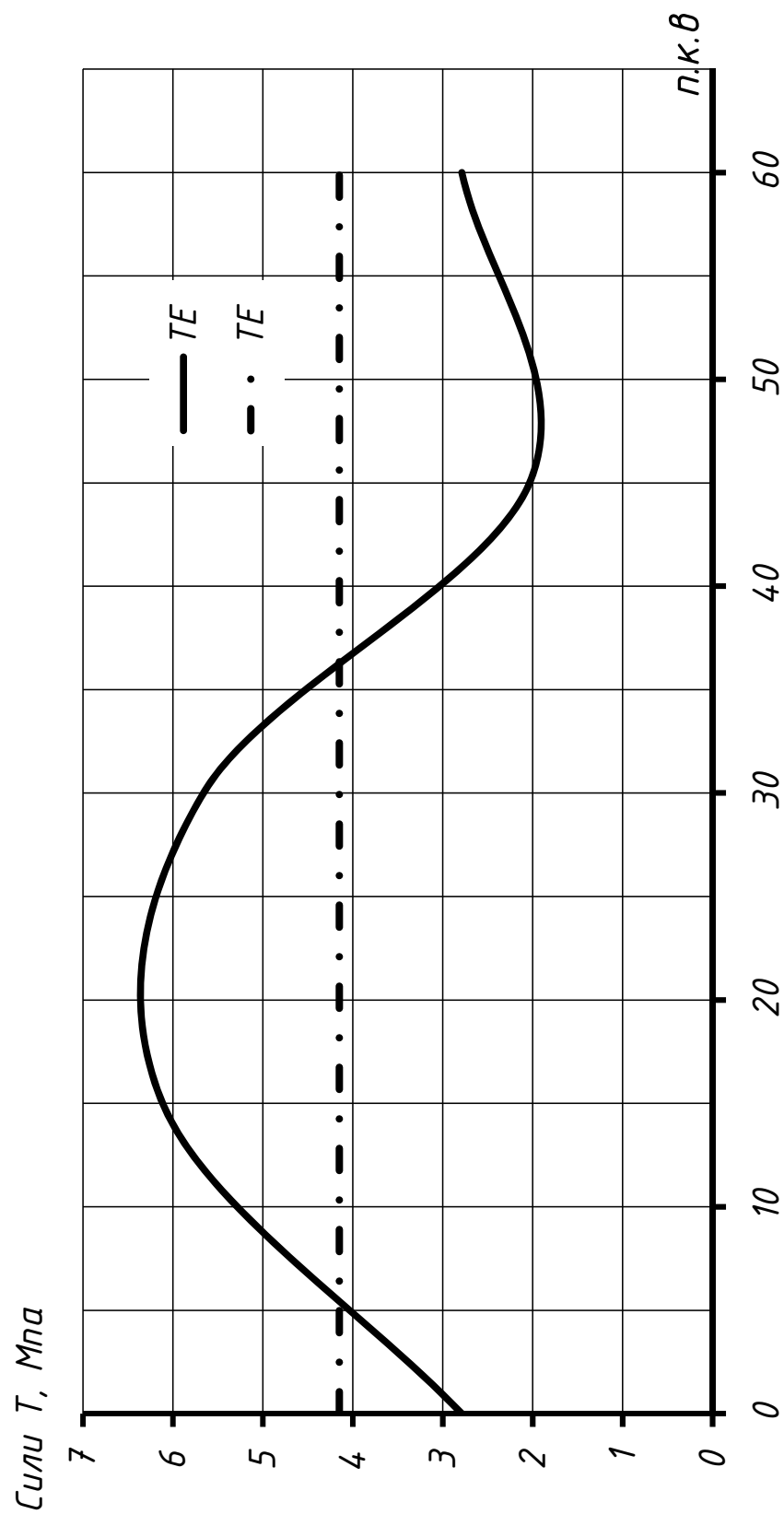


Рис. 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклінки колінчастого валу

2.5. Розрахунок турбокомпресора

На підставі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора на підставі використання полів витрат, 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 Π_k та $G(Q)$ знаходимо точку у полі розходів (точка А на рис. 2.6). Типорозмір турбокомпресору визначаємо згідно позначенню тієї фігури (кутвого чотирикутника на рис. 2.6), у межах якої знаходиться точка. Букви ТК означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри означають значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір [8].

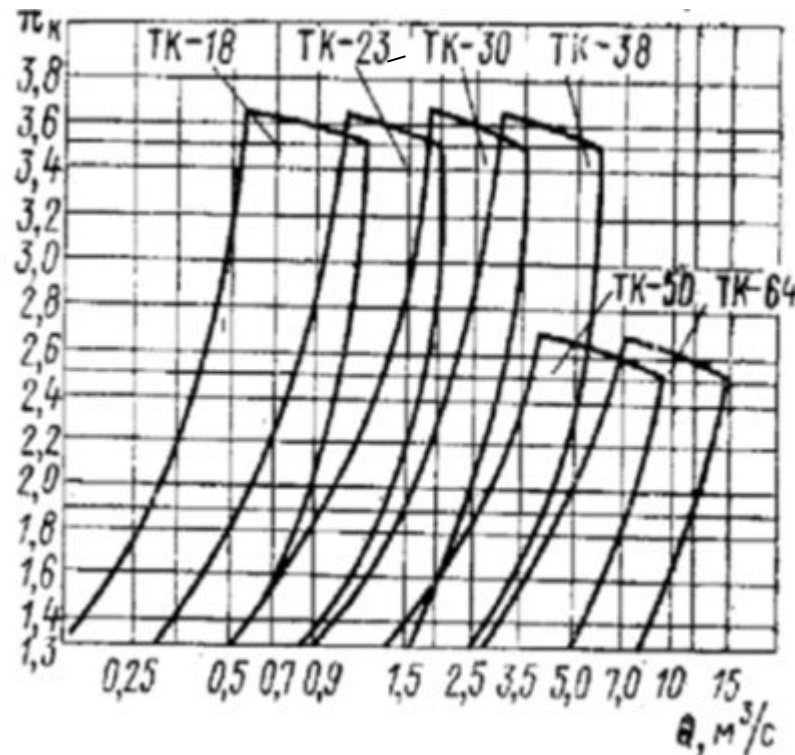


Рис. 2.6 – Области застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТК залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

Таким чином, визначивши типорозмір, а саме ТК80, 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: $G = 24,35$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

2. Ступінь підвищення тиску: $\Pi_K = 3,75$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

3. Температура навколишнього середовища, К: $T_o = 291$. З розрахунку циклу.

4. Температура після глушника, К: $T_a = 295$.

5. Тиск навколишнього середовища: $P_o = 0,1013$ МПа. Приймається при нормальних умовах.

6. Тиск після глушника: $P_a = 0,1002$ МПа. За довідковою літературою обираємо втрату тиску.

7. Діаметр колеса на виході: $D_2 = 0,80$ м. Приймається у межах допустимих значень для типорозміру ТК-80 з урахуванням результатів ряду обчислень.

8. Діаметр маточини колеса: $D_0 = 0,176$ 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: $D_3 = 0,9$ 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: $\delta_1 = 0,0003$ м.

11. Діаметр на виході з лопатного дифузора: $D_4 = 1,4$ м. Вибираємо з довідкової літератури, цей розмір задається у долях від діаметра D_2 :

$$D_4 = (1,6 - 1,8) D_2.$$

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						39
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Число лопаток колеса: $Z_K = 12$. Кількість лопаток обирають рівною 12 -23.

13. Число лопаток дифузора: $Z_D = 35$. 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: $n_1 = 1,35$. Цей показник обираємо у діапазоні 1,35...1,39 за довідковою літературою.

17. Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо): $\eta_2 = 0,9$. Це значення вибираємо з діапазону 0,82 – 0,92.

18. Політропний ККД на ділянці 2 – 3: $\eta_3 = 0,8$. 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: $\eta_4 = 0,85$. Значення η_4 , обраховані або знайдені експериментально, становлять 0,75 – 0,86.

21. Коефіцієнт дискових втрат: $\alpha_{ДВ} = 0,04$. 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: $C_m = 0,3$. 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.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

26. Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі: $A = 0,98$. 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 дифузори: $\Delta_\alpha = 15^\circ$. Цей конструктивний розмір повинен знаходитись у межах $12 - 18^\circ$.

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

Розрахунок ступені компресора

Попереднє визначення колової швидкості U_2 .

1. Адіабатна робота стиску в компресорі

$$L_{AD} = 1004,5 \cdot T_0 \cdot (P_K^{0,286} - 1) = 126929,2 \text{ Дж / кг} ;$$

2. Колова швидкість на діаметрі D_2

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{AD}}{H_K}} = 418,42 \text{ м / с} ;$$

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки.

3. Швидкість перед колесом

$$C_1 = C_m \cdot U_2 = 125,5 \text{ м / с} ;$$

4. Температура повітря перед колесом

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2010} = 288,0 \text{ К}$$

5. Тиск перед колесом

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} = 91362,0 \text{ Па} ;$$

6. Щільність повітря перед колесом

$$\rho_1 = \frac{P_1}{29,27 \cdot T_1} = 1,1055 \text{ кг / м}^3 ;$$

7. Площа на вході в колесо

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1} = 0,1755 \text{ м}^2;$$

8. Зовнішній діаметр колеса на вході

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 F_1 / 3,14} = 0,5044 \text{ м};$$

9. Оцінка величини D_H за рекомендованими допусками

$$D_H = a \cdot D_2 \quad a = (0,53 \text{ _ } 0,65) = 0,631 \text{ - умова забезпечується};$$

10. Середній діаметр на вході в колесо

$$D_1 = \sqrt{0,5 \cdot (D_H^2 + D_0^2)} = 0,3778 \text{ м};$$

11. Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi}{3 Z k} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2}} = 0,8166;$$

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

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right) = 32,4^\circ;$$

13. Оцінка величини β_1

$$40^\circ \geq \beta_1 \geq 30^\circ \quad \text{так як } 40^\circ \geq 32,4^\circ \geq 30^\circ \text{ - умова забезпечується};$$

14. Кут установки лопатки на діаметрі

$$\beta_{1L} = \beta_1 + i_1 = 34,4^\circ;$$

15. Коефіцієнт стиснення на вході в колесо

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z k}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}} = 0,997;$$

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

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1} = 125,86 \text{ м / с};$$

17. Кут входу потоку в колесо з урахуванням стиснення на діаметрі D_1

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{C_1^1}{U_2} \cdot \frac{D_2}{D_1}\right) = 32,5^\circ ;$$

18. Кут входу потоку на діаметрі D_H

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{C_1^1}{U_2} \cdot \frac{D_2}{D_H}\right) = 25,5^\circ ;$$

19. Відносна швидкість потоку на діаметрі D_H

$$\omega_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_H} = 292,3 \text{ м / с } ;$$

20. Число λ_{WH} на діаметрі D_H

$$\lambda_{WH} = \frac{\omega_H}{18,3 \sqrt{T_a}} = 0,93 ;$$

21. Порівняння λ_{WH}

$\lambda_{WH} \leq 0,95$; $0,93 \leq 0,95$ - умова забезпечується.

Розрахунок та конструювання робочого колеса

22. Температура повітря за колесом

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + a_{DB}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right] = 376,27 \text{ К } ;$$

23. Визначення комплексу n_2

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} n_2 = 3,1 ;$$

24. Тиск за колесом

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 209082,49 \text{ Па } ;$$

25. Щільність повітря

$$\rho_2 = \frac{P_2}{287 \cdot T_2} = 1,936 \text{ кг / м}^3 ;$$

26. Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2 = 341,67 \text{ м / с } ;$$

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

27. Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2 = 146,45 \text{ м / с } ;$$

28. Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} = 371,74 \text{ м / с } ;$$

29. Число Маха для швидкості C_2

$$M_{C_2} = C_2 / \sqrt{kRT_2} = 0,953$$

30. Кут потоку на виході з колеса

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = 23,20^\circ ;$$

31. Ширина колеса на виході

$$b_2 = \frac{G}{\pi \rho_2 C_{2m} D_2} = 0,034 \text{ м } ;$$

Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора (БЛД)

32. Наближене значення швидкості на виході з БЛД

$$C_3 = C_2 \cdot \frac{D_2}{D_3} = 327,02 \text{ м / с } ;$$

33. Температура повітря за БЛД

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010} = 391,81 \text{ К } ;$$

34. Комплекс показника політропи в БЛД

$$k_{n_3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \left(\frac{k}{k - 1} \right) \cdot \eta_3 = 2,8 ;$$

35. Показник політропи у БЛД

$$n_3 = \frac{k_{n_3}}{k_{n_3} - 1} = 1,57$$

36. Тиск за БЛД

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 233714,49 \text{ Па } ;$$

37. Густина повітря за БЛД

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3} = 2,078 \text{ кг / м}^3 ;$$

38. Ширина БЛД на виході

$$b_3 = y b_2 = 0,027 \text{ м} \quad y = 0,72 \dots 0,8 = 0,8 ;$$

39. Кут виходу потоку з БЛД

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \operatorname{tg} a_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right] = 27,61^\circ ;$$

40. Визначення числа Маха за БЛД

$$M_{C_3} = C_3 / \sqrt{k R T_3} = 0,82 - \text{умова дотримується;} ;$$

41. Порівняння числа Маха з допустимим значенням

$$M_{C_3} < 0.85 ;$$

Розрахунок та конструювання лопатного дифузора (ЛД) компресора

42. Кут установки лопатки ЛД на вході

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3 = 27,61^\circ ;$$

43. Кут установки лопатки ЛД на виході

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha = 42,61^\circ ;$$

44. Середній кут установки лопатки

$$\alpha_{CP} = (\alpha_{4л} + \alpha_{3л}) / 2 = 35,11^\circ ;$$

45. Кут потоку на виході з ЛД

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin a_{4л}}{k_\alpha} = 35,05^\circ ;$$

46. Коефіцієнт захаращення на вході у ЛД

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\text{Д}}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3л}} = 0,92 ;$$

47. Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{Д}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4л}} = 0,988 ;$$

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

48. Ширина дифузора на виході

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m = 0,054 \text{ м};$$

49. Дифузорність ЛД

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3} = 3,92;$$

50. Кут розкриття еквівалентного дифузора

$$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3л}}{D_3 Z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} 2 \sin a_{cp} \right) = 7,8 < 8 \quad - \text{ умова дотримується};$$

51. Комплекси показника політропи в ЛД

$$k_{n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4 = 2,92$$

$$k_{2n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1 = \frac{1}{n_4 - 1} = 1,92;$$

52. Температура на виході з ЛД (перше наближення)

$$T_4^{(1)} = T_3 = 391,81 \text{ К};$$

приймаємо $T_4 = 442,69 \text{ К}$ (по результатах роботи програми);

53. Швидкість повітря на виході з лопатного дифузора

$$C_4 = C_3 \frac{b_3 D_3 \sin a_3}{b_4 D_4 \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}} = 68,42 \text{ м/с}$$

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

$$T_4^{(2)} = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2010} = 442,69 \text{ К}$$

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

55. Тиск повітря за ЛД

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 333946,60 \text{ Па};$$

56. Оцінка величини P_4 за рекомендованими допусками

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| = 0,048 \leq 0,05 - \text{умова дотримується};$$

57. Радіус дуги середньої лінії лопатки

$$R_{\text{Л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos a_{4\text{Л}} - D_3 \cos a_{3\text{Л}})} = 1,235 \text{ м};$$

58. Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток

$$R_{\text{Ц}} = \sqrt{R_{\text{Л}}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\text{Л}} \cos a_{3\text{Л}}} = 0,862 \text{ м};$$

Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

59. Швидкість повітря на виході з компресора

$$C_5 = C_1 \cdot A = 34,21 \text{ м / с};$$

60. Тиск повітря за завиткою

$$P_5 = P_4 \cdot e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \cdot \frac{1}{RT_4}} = 343801,64 \text{ Па};$$

64. Температура повітря за завиткою

$$T_5 = T_4 = 442,69 \text{ К};$$

65. Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{ad} = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0} = 0,833;$$

66. Оцінка значення P_5

$$\left| \frac{P_5 - P_K}{P_K} \right| = 0,048 \leq 0,05 - \text{умова дотримується};$$

67. Оцінка значення η_{ad}

$$\eta_{ad} \geq \eta_{ad, \text{дон}}, \quad \eta_{ad, \text{дон}} = 0,75 \dots 0,85,$$

Умова дотримується;

68. Потужність привода компресора

$$N_K = \frac{G \cdot L_{ad}}{\eta_{ad} \cdot 1000} = 3793,66 \text{ кВт}.$$

Результати розрахунку турбокомпресора наведені в табл. 2.7.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

Таблиця 2.7 - Результати розрахунку турбокомпресора

№ п/п	Параметри	Значення	Найменування
1	G , кг/с	24,35	Витрата повітря через компресор
2	P_K	3,75	Ступінь підвищення тиску
3	$\eta_{ад}$	0,833	Адіабатний ККД компресора
4	T_0 , К	291	Температура навколишнього середовища
5	T_K , К	444,28	Температура повітря за компресором
6	C_1 , м/с	125,5	Швидкість повітря перед колесом
7	C_5 , м/с	34,21	Швидкість повітря на виході з компресора
8	D_2 , м	0,80	Діаметр колеса на виході
9	D_o , м	0,176	Діаметр маточини колеса
10	D_3 , м	0,9	Діаметр на виході з БЛД
11	D_4 , м	1,4	Діаметр на виході з лопатного дифузора
12	D_n , м	0,5044	Зовнішній діаметр колеса на вході
13	b_2 , м	0,034	Ширина колеса на виході
14	b_3 , м	0,027	Ширина БЛД на виході
15	b_4 , м	0,054	Ширина дифузора на виході

Опис спроектованого турбокомпресора

На двигуні MAN B&W 6S60MC-C пропонується встановити турбокомпресор TPL80-B12 (рис. 2.7) виробництва компанії *ABB Turbo Systems Ltd.*

Турбокомпресор працює наступним чином. Вихлопні газы дизельного двигуна протікають через газовий впускний патрубок 7 газу і соплове кільце 8 до колеса турбіни.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Колесо турбіни 9 використовує теплову енергію, що міститься у вихлопних газах, для приводу колеса компресора 12. Компресор всмоктує свіже повітря, стискає його, а потім нагнітає в циліндри двигуна.

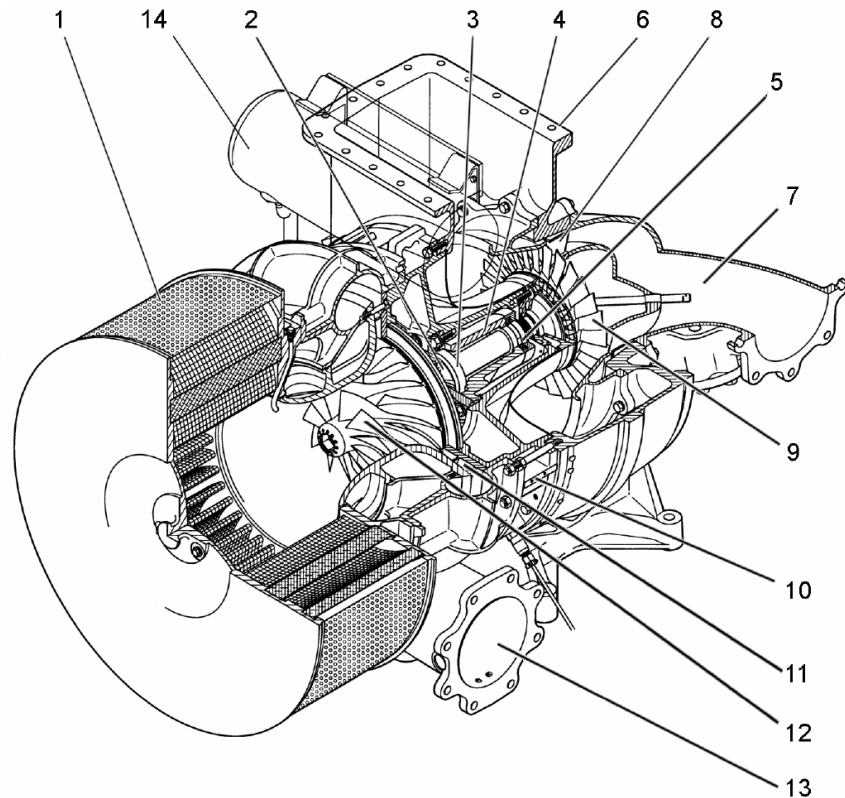


Рис. 2.7 – Турбокомпресор TPL80-B12: 1 – фільтр-глушник; 2,5 – підшипник ковзання; 3 – упорний підшипник; 4 – втулка підшипника; 6 – газовий випускний патрубок; 7 – газовий впускний патрубок; 8 – соплове кільце; 9 – турбінне колесо; 10 – корпус підшипника; 11 – повітряний дифузор; 12 – компресорне колесо; 13 – корпус компресора; 14 – аварійний бак масла

Вихлопні гази виходять в навколишнє середовище через випускний колектор, який з'єднаний з газовим випускним патрубком 6.

Повітря, яке необхідне для роботи дизельного двигуна і яке стискається в турбокомпресорі, проходить через фільтр-глушник 1 в компресорне колесо 12. Потім це повітря проходить через дифузор 11 і виходить з турбокомпресора через корпус компресора 13.

Ротор встановлений на двох радіальних підшипниках ковзання 2, 5. Один з підшипників ковзання знаходиться в підшипниковій втулці 4 і один

підшипник ковзання в осьовому упорному підшипнику 3 в кінці компресора.

Підшипники ковзання з'єднані з центральним каналом масла, до якого подається масло із системи змащення двигуна. Злив масла завжди знаходиться в найнижчій точці корпусу підшипника 10.

Турбокомпресор оснащений аварійним масляним баком 14. Якщо основна система змащення масла не працює, цей блок подає масло на підшипники до тих пір, поки ротор не зупиниться.

2.6. Розробка технологічного процесу демонтажу картриджа турбокомпресора

Роботи з обслуговування турбокомпресора під час його роботи включають візуальні перевірки, моніторинг та вимірювання, а також контроль і перевірки функцій, щоб забезпечують правильне функціонування турбокомпресора. Головним завданням є виявлення аномалій під час роботи, тим самим запобігаючи можливим пошкодженням.

Контроль, огляд, вимірювання та ін. операції повинні бути виконані відповідно до визначених інтервалів.

Відповідні інструкції з техніки безпеки повинні дотримуватися під час усіх робіт з обслуговування.

Роботи з обслуговування кожні 25-50 годин:

- записи;
- записи в машинному журналі;
- в разі значних відхилень встановити причину.

Моніторинг даних надає інформацію про продуктивність турбокомпресора. Параметри і виміряні значення, які повинні регулярно вводитися в машинний журнал:

- частота обертання двигуна;
- температура всмоктуваного повітря;

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура вихлопних газів до і після турбіни;
- тиск повітря;
- перепад тиску в охолоджувачі наддувочного повітря;
- тиск мастила, температура мастила;
- температура повітря після компресора і після охолоджувача наддувочного повітря;
- частота обертання турбокомпресора;
- втрата тиску в повітряному фільтрі.

Інспекційна робота кожні 18 000 годин:

- зняти фільтр-глушник;
- очистити фільтр-глушник наскільки доступно, і перевірити на наявність пошкоджень;
- зняти внутрішню частину корпусу компресора;
- перевірити зазор А (переміщення осьового підшипника);
- почистити доступні деталі (колесо компресора, дифузор, проміжну вставку) і перевірити на наявність пошкоджень;
- не знімаючи турбінну частину і використовуючи ендоскоп, виконати візуальну перевірку на можливе забруднення і пошкодження (соплове кільце, дифузор/кришка турбіни, лопатки турбіни). Додатково цей огляд може бути виконаний після зняття впускного газового патрубку;
- встановити внутрішню частину корпусу компресора;
- перевстановити фільтр-глушник.

Роботи з обслуговування кожні 36000 годин:

- зняти фільтр-глушник;
- очистити фільтр-глушник наскільки доступно, і перевірити на наявність пошкоджень;
- зняти внутрішню частину корпусу компресора;
- перевірити зазор А (переміщення осьового підшипника);

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- почистити доступні деталі (колесо компресора, дифузор, проміжну вставку) і перевірити на наявність пошкоджень;
- розібрати впускний газовий патрубок і зняти соплове кільце;
- очистити соплове кільце і перевірити на наявність пошкоджень або зносу;
- очистити дифузор і кришку турбіни і перевірити на наявність пошкоджень або зносу;
- замінити радіальний підшипник і упорний підшипник на оригінальні деталі від ABB Turbo Systems;
- перевірити і оцінити ротор.

У табл. 2.8 наведені маси основних елементів турбокомпресора.

Таблиця 2.8 – Маса основних елементів турбокомпресора

№	Елемент	Маса, кг
1	Впускний повітряний патрубок	242
2	Фільтр-глушник	576
3	Внутрішня частина корпусу компресора	355
4	Проміжна вставка	431
5	Повітряний дифузор	125
6	Зовнішня частина корпусу компресора	680
7	Картридж	1443
8	Турбінний дифузор	250
9	Соплове кільце	63
10	Впускний газовий патрубок	340

Демонтаж і монтаж фільтра-глушника (рис. 2.8)

Порядок виконання робіт:

- 1) зняти ізоляцію, якщо необхідно;

- 2) від'єднати всі повітряні лінії відповідно до інструкцій виробника двигуна;
- 3) встановити скобу (1) на ребро в фільтрі-глушнику;
- 4) пропустити підйомний пристрій через задні кільця і зафіксувати скобу (1);
- 5) відгвинтити гайки (2) з шайбами (3) і зняти фільтр-глушник;
- 6) встановити фільтр-глушник у зворотному порядку.

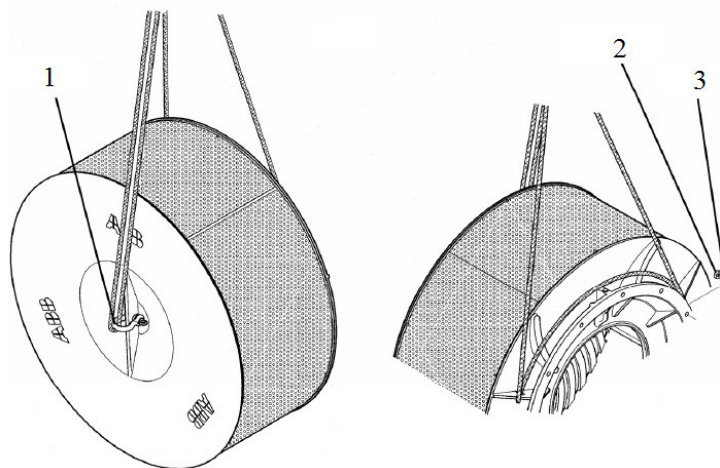


Рис. 2.8 – Демонтаж і монтаж фільтра-глушника: 1 – скоба; 2 – гайка;
3 – шайба

Осьовий зазор

Перед зняттям картриджа і після його установки необхідно виміряти осьовий зазор (рис. 2.9):

- 1) нагвинчувати, по крайній мірі, чотири гайки (1) з шайбами (2), рівномірно розподіленими по колу і затягнути їх, щоб зафіксувати розділову стінку в осьовому напрямку;

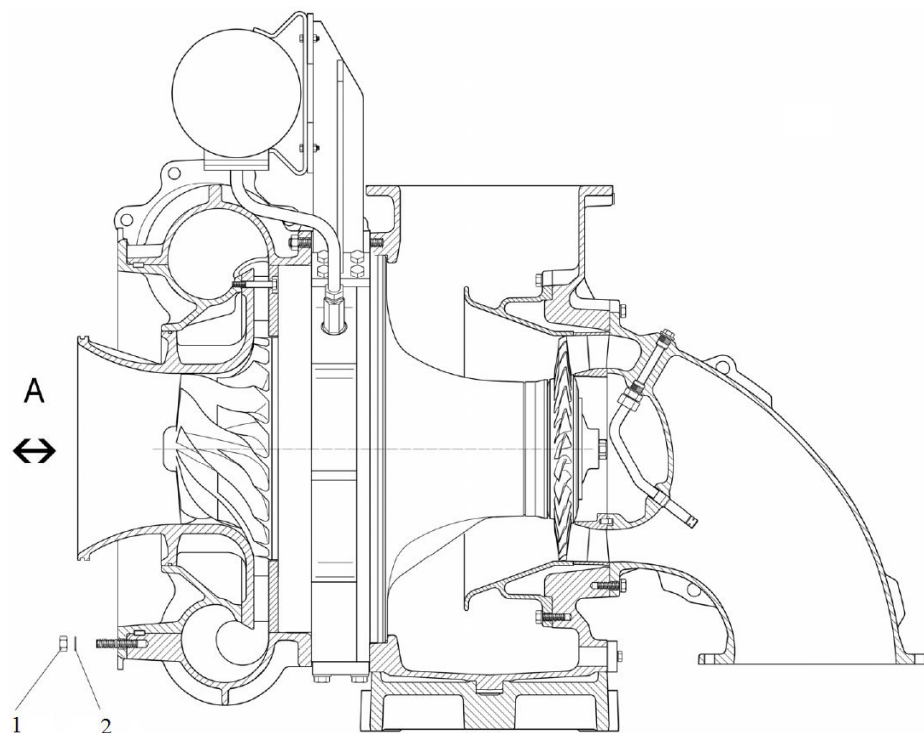


Рис. 2.9 – Вимірювання осьового зазору

2) Виміряти і записати осьової зазор *A*.

Осьової зазор повинен лежати в діапазоні 0,46...0,69 мм.

Демонтаж картриджа

Порядок виконання робіт:

1) витягти гайки *1* з панелі інструментів і ввернути їх на різьбові штифти трьох безпечних сегментів *Y* на внутрішній частині корпусу компресора *2* (рис.2.10);

2) затягнути гайки *1* до 30 Нм.

3) внутрішня частина корпусу компресора *2* тепер від'єднана від зовнішньої частини корпусу компресора *3* і може бути знята.

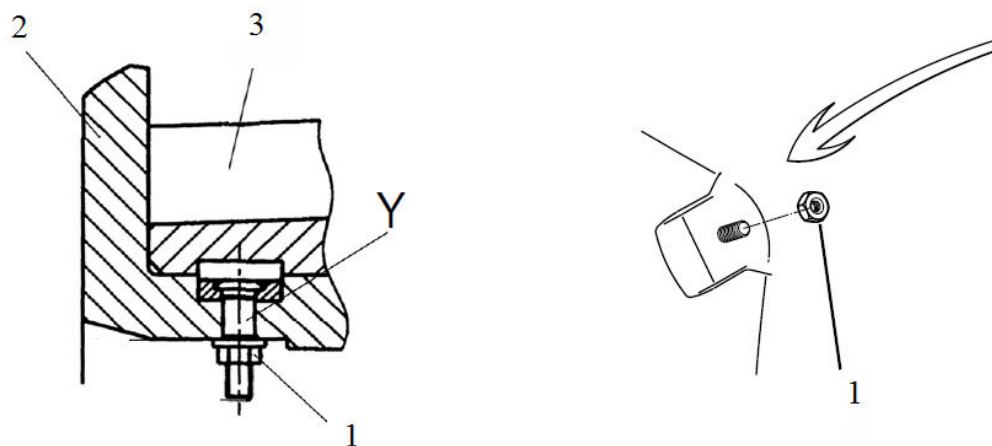


Рис. 2.10 – Розташування сегментів безпеки перед розбиранням:
 1 – гайка; 2 – внутрішня частина корпусу компресора; 3 – зовнішня частина корпусу компресора

- 4) при необхідності зняти ізоляцію;
- 5) від'єднати мастилопроводи відповідно до інструкцій виробника двигуна;
- 6) відкрити зливну пробку 10 (рис. 2.11) в трубі аварійного масляного резервуара і зібрати залишкове масло в ковші;
- 7) встановити зливний гвинт 10;
- 8) відгвинтити і зняти гайки 7 і шайби 8;
- 9) зняти шість шпильок 1 у верхній частині і при необхідності встановити чотири напрямних болта 11;
- 10) залишити вільним 2 отвори для кріплення підйомного пристрою 9;
- 11) послабити внутрішню частину корпусу компресора 3 за допомогою знімних гвинтів 4, поки підйомний пристрій 9 не прикріплено;
- 12) зняти внутрішню частину 3 корпусу компресора;

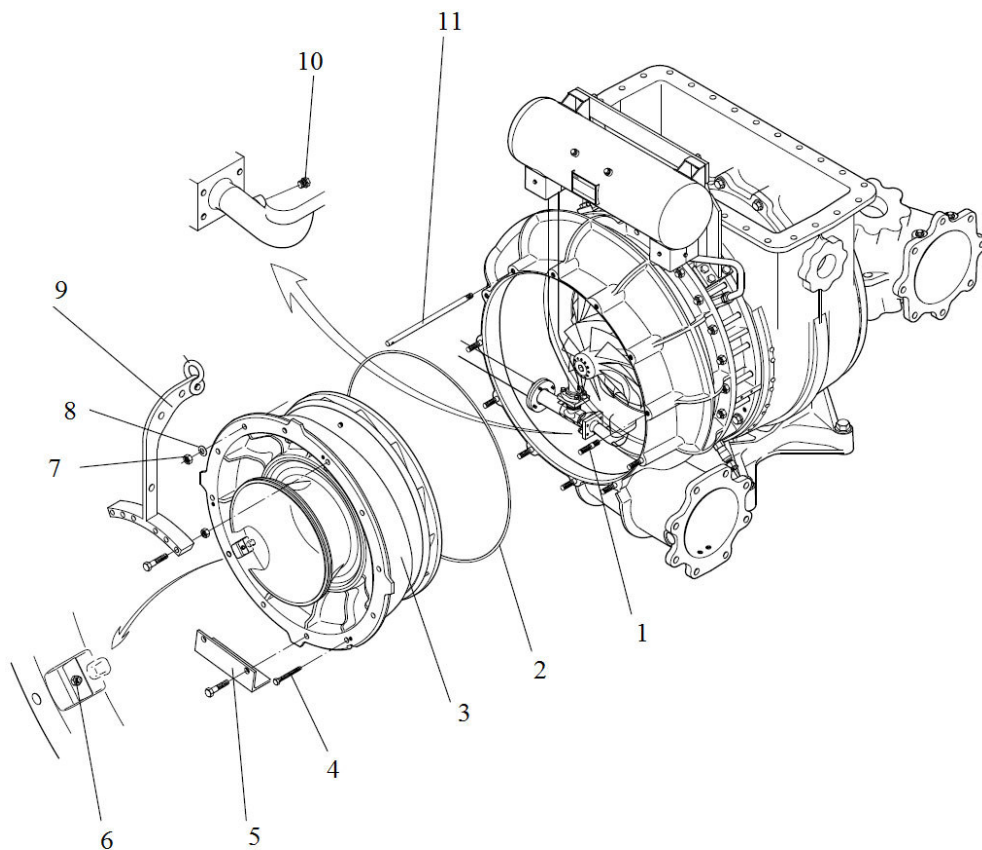


Рис. 2.11 – Демонтаж внутрішньої частини корпусу компресора:

1 – шпильки; 2 – ущільнююче кільце; 3 – внутрішня частина корпусу компресора; 4 – знімні гвинти; 5 – упорний куточок; 6, 7 – гайка; 8 – шайба; 9 – підйомний пристрій; 10 – зливний гвинт; 11 – направляючий болт

- 13) встановити упорний куточок 2 (рис. 2.12);
- 14) поставити внутрішню частину 5 корпусу компресора з проміжною вставкою 4 і дифузор 1 на упорний куточок і підкладку;
- 15) зняти ущільнююче кільце;
- 16) повісити підйомний пристрій 6 навколо задньої частини фланця 3;
- 17) обережно повернути внутрішню частину корпусу компресора з проміжною вставкою і дифузоров над опорним куточком і покласти;
- 18) встановити корпус на фланці 3;

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

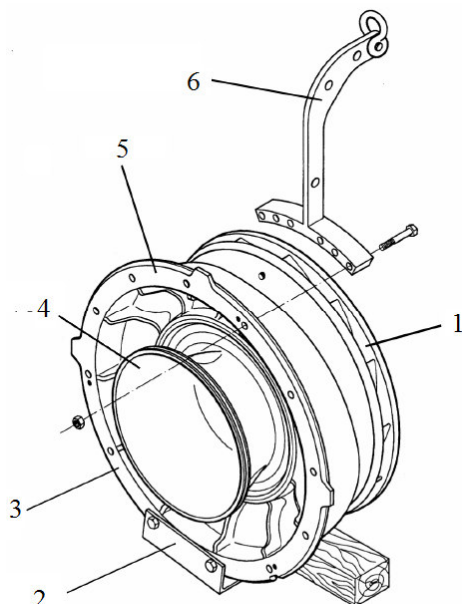


Рис. 2.12 – Внутрішня частина корпусу компресора:

1 – дифузор; 2 – упорний куточок; 3 – фланець; 4 – проміжна вставка;
5 – внутрішня частина; 6 – підйомний пристрій

19) викрутити гвинти 4 (рис. 2.13);

20) демонтувати дифузор 2 за допомогою кільцевих болтів 3;

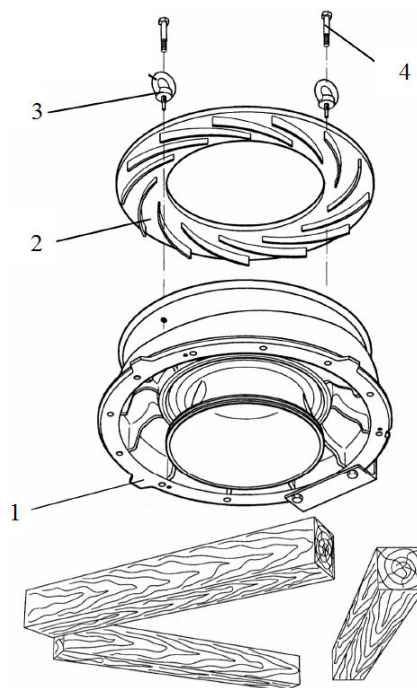


Рис. 2.13 – Демонтаж дифузора:

1 – фланець; 2 – дифузор; 3 – кільцеві болти; 4 – гвинти

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ

Аркуш

57

- 21) закріпити підйомний пристрій 2 (рис. 2.14) на зовнішній частині корпусу компресора 3 і надійно прикріпити до крана;
- 22) відгвинтити гайки 1, рівномірно звільнити зовнішню частину кожуха компресора за допомогою витяжних гайок 1 і демонтувати.

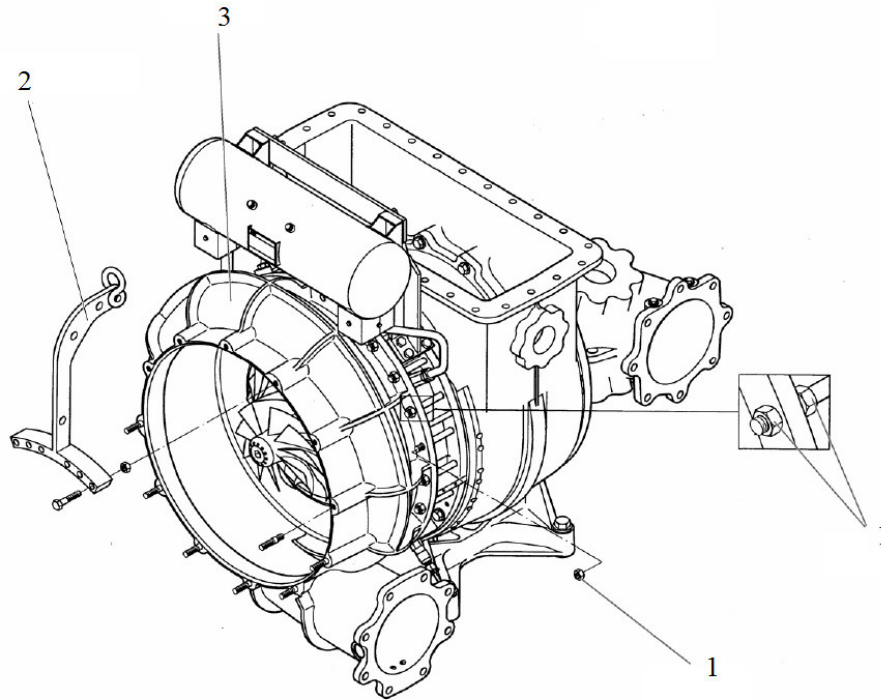


Рисунок 2.14 – Демонтаж кришки компресора:

1 – гайка; 2 – підйомний пристрій; 3 – зовнішня частина корпусу компресора

- 23) від'єднати кабель 4 і датчик частоти обертання 2 з ущільнюючим кільцем 3 (рис. 2.15);
- 24) від'єднати кабель лінійного підсилювача 5;
- 25) зняти ущільнююче кільце 6;
- 26) зняти три гвинта 7 і шайби 8;
- 27) перевірити підйомне устаткування і зафіксувати його на корпусі підшипника;
- 28) рівномірно віджати картридж 10 за допомогою знімних гвинтів 9 в передбачених отворах;
- 29) витягти картридж;
- 30) підключити масляні з'єднання.

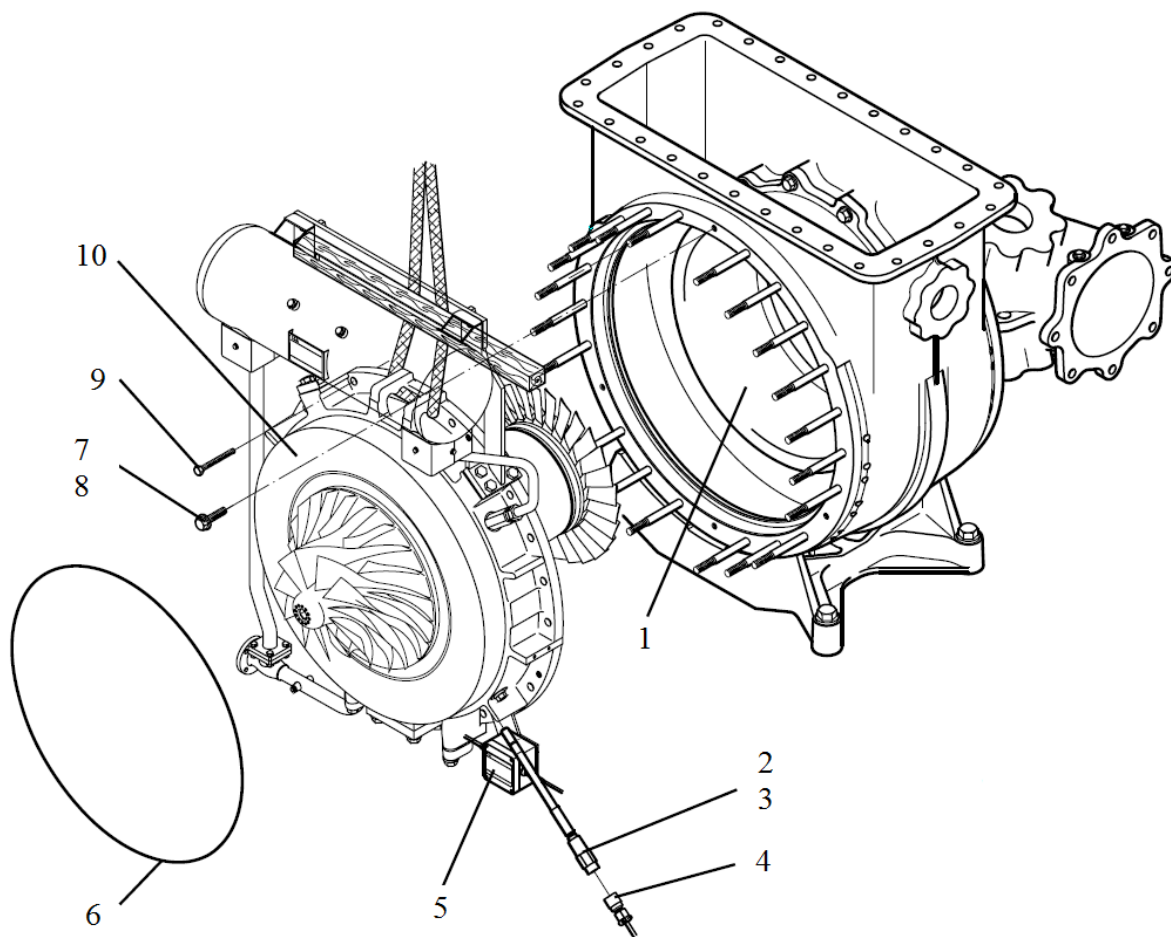


Рис. 2.15 – Демонтаж картриджа:

1 – турбінний дифузор; 2 – датчик частоти обертання;
3, 6 – ущільнююче кільце; 4 – кабель; 5 – кабель лінійного підсилювача; 7 – гвинт; 8 – шайба; 9 – знімні гвинти; 10 – картридж

Демонтаж і установка турбінного дифузора і соплового кільця

Порядок виконання робіт:

- 1) закріпити затиск 4 (рис. 2.16) над шпилькою 3, поки він не опиниться щільно щодо внутрішнього радіуса отвору для випуску газу;
- 2) вставити подовжувач 5 динамометричного ключа 6 через отвір в затиску і послабити гвинти 1 один за іншим;
- 3) не знімати гвинти 1 та шайби 2;

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ

Аркуш

59

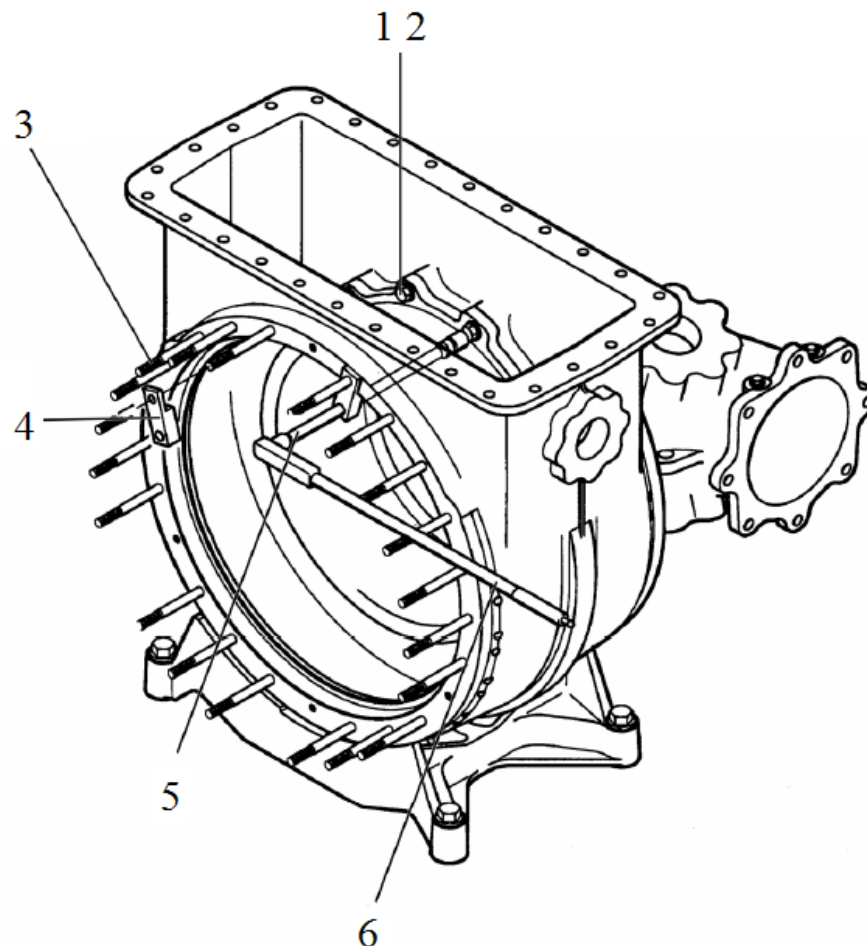


Рис. 2.16 – Випускний газовий патрубок:

1 – гвинт; 2 – шайба; 3 – шпилька; 4 – затиск; 5 – подовжувач;
6 – динамометричний ключ

4) замінити два гвинта двома напрямними болтами 7 у верхній частині турбінного дифузора 6. Провести напрямні болти через отвори в затискачах 2 і встановити їх за допомогою воротка 4 (рис. 2.17);

5) ввернути шестигранні гайки 1;

6) перед демонтажем турбінного дифузора 6 закріпити соплове кільце 3 проти падіння за допомогою затискного набору і дерев'яного блоку;

7) відгвинтити гвинти і зняти з шайбами;

8) послабити турбінний дифузор за допомогою знімних гвинтів 5 і знімати його до тих пір, поки затискач 2 не буде кріпитися до шестигранної гайки 1;

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		60

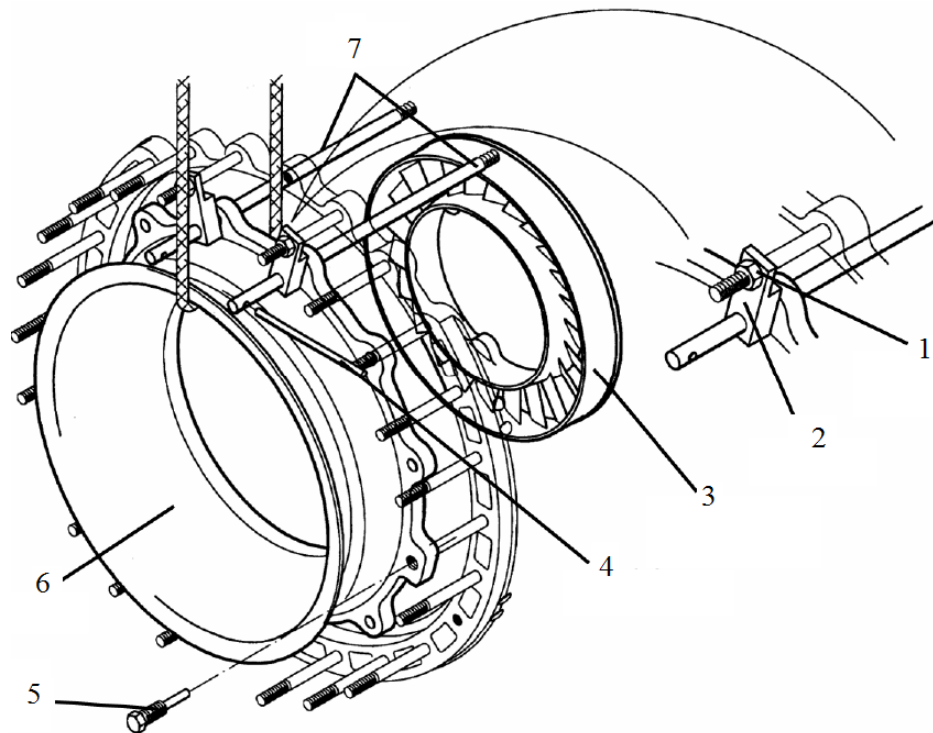


Рис. 2.17 – Демонтаж турбінного дифузора і соплового кільця:

1 – шестигранні гайки; 2 – затискач; 3 – соплове кільце; 4 - вороток;
5 – знімні гвинти; 6 – турбінний дифузор; 7 – напрямні болти

- 9) прикріпити підйомну шестерню до дифузора 6 і зняти його;
- 10) зафіксувати утримувач на випускному газовому патрубку;
- 11) потягнути соплове кільце 3, зафіксувати підйомну шестерню і зняти його;
- 12) встановити соплове кільце і турбінний дифузор в зворотному порядку;
- 13) поєднати позиціонуючі штифти в сопловому кільці з отворами в корпусі.

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1 Розробка заходів з охорони праці

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності 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 проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – 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/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Причиною пожеж 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.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Вентиляція, в результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; 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 .

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

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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 виникає через динамічну нерівноваженість 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.

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

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 проб-ками, 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.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки. Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

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 [10].

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

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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 тільця – 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 самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		66

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 третьої групи входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли 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 серцево – 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 слизоватих; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 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, алкадієнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67

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

У шостій групі 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.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчасту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		68

азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання*.

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів)*. Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		69

деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур, що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є *смог*. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даному дипломному проєкті проведено розрахунок робочого циклу 2 - тактного дизельного двигуна MAN B&W 6S60MC-C потужністю 13530 кВт при 105 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого процесу, побудовано теоретичну індикаторну діаграму й діаграми динаміки.

В конструкторському розділі виконано розрахунок турбокомпресорного агрегату. Розроблено технологічний процес демонтажу картриджа турбокомпресора.

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

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

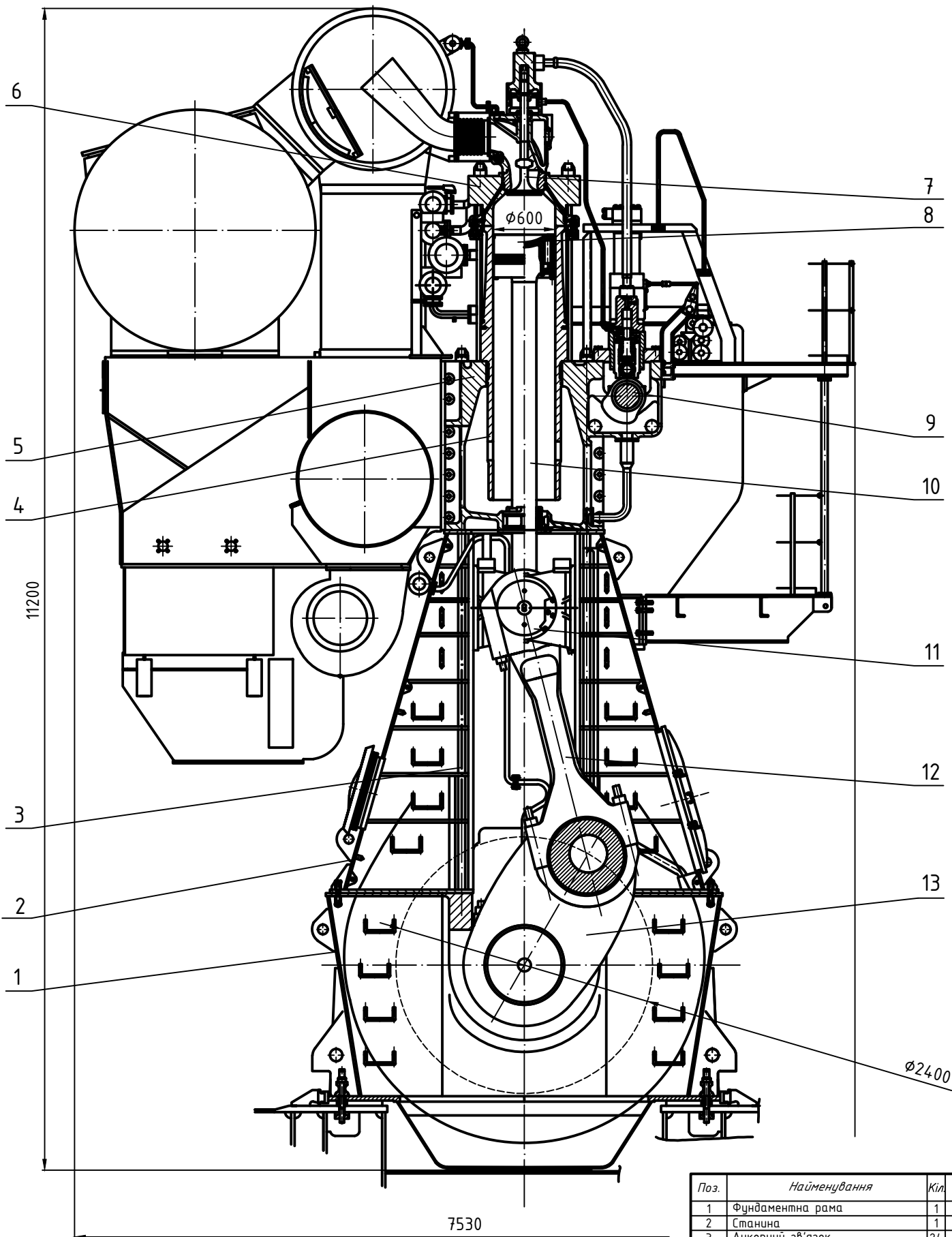
ЛІТЕРАТУРА

1. Горбов В.М. Основні двигуни сучасних транспортних суден: Навчальний посібник / В.М. Горбов, Ю.А. Шаповалов, І.А. Ратушняк. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 74 с.
2. 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.
3. Долганов К. Є., Лісовал А. А., Мержиєвська Л. П. Тепловий розрахунок поршневих двигунів внутрішнього згоряння на ЕОМ: Київ: УТУ, 1999. 76 с.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В – Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
6. 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.
7. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
8. Шапко В. Ф. Теоретичні основи підвищення потужності та зниження витрат палива двигунів внутрішнього згоряння. Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. Наукові праці. – Кременчук: КДУ, 2010. Вип. 1/2010 (60). С. 160–164.
9. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.
10. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.

					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

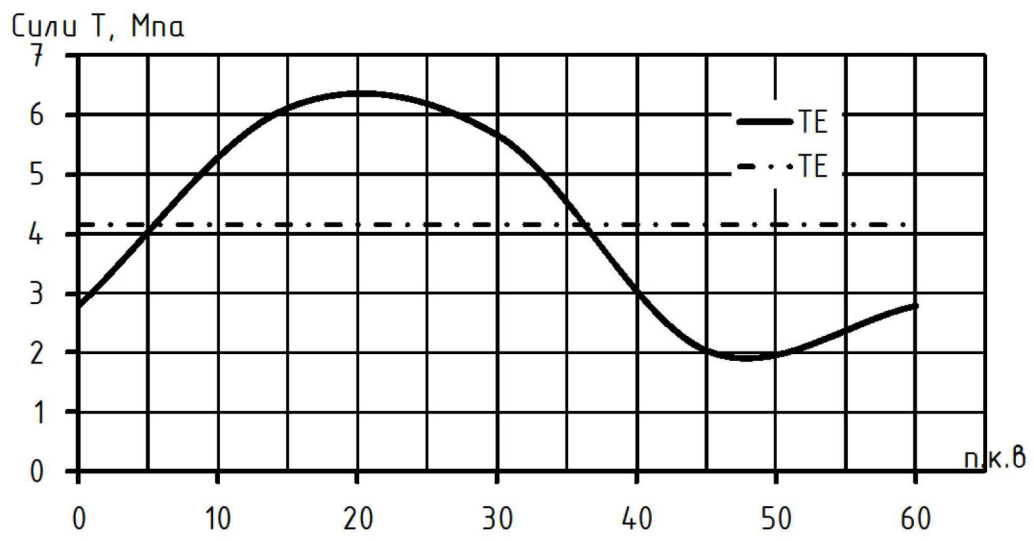
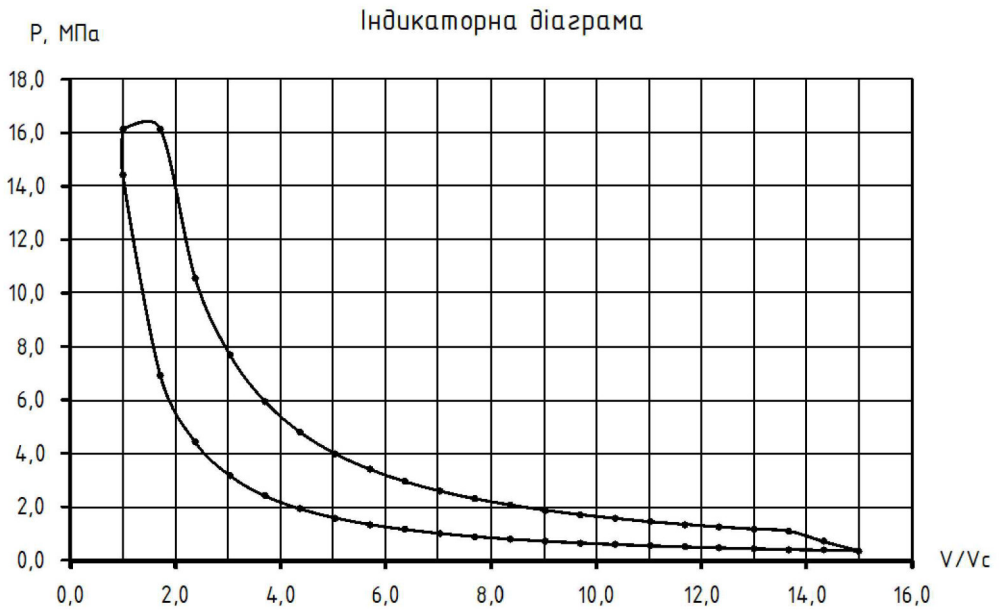
					ПННІ НУК 142.41.25.05.ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



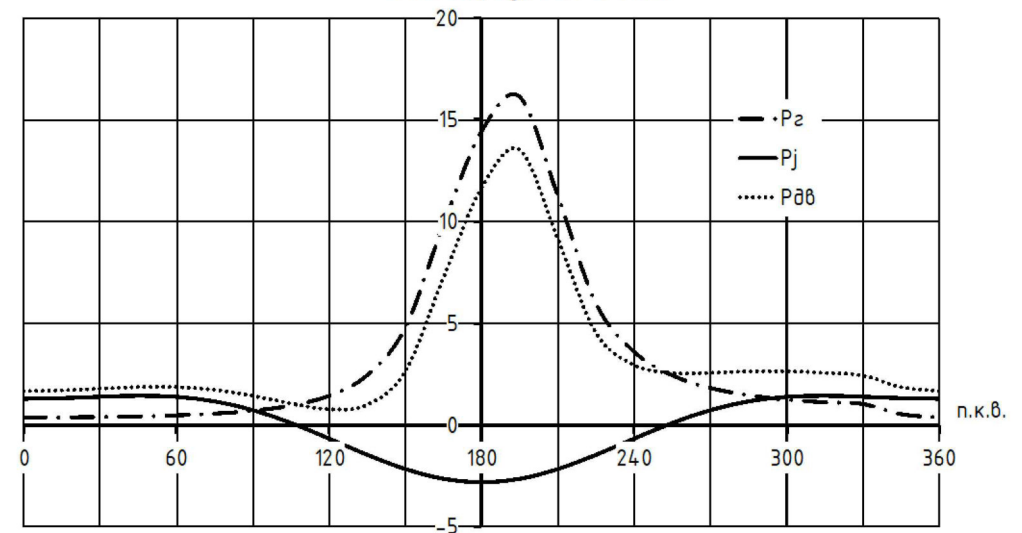
Потужність, кВт	13530
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	105
Середній ефективний тиск, МПа	1,9
Питома ефективна витрата важкого палива, кг/(кВтхгод)	0,177

Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Фундаментна рама	1	
2	Станина	1	
3	Анкерний зв'язок	24	
4	Втулка циліндра	6	
5	Блок циліндрів	6	
6	Кришка циліндрів	6	
7	Випускний клапан	6	
8	Поршень	6	
9	Розподільний вал	1	
10	Шток поршня	6	
11	Крейцкопфне з'єднання	6	
12	Шатун	6	
13	Колінчастий вал	1	

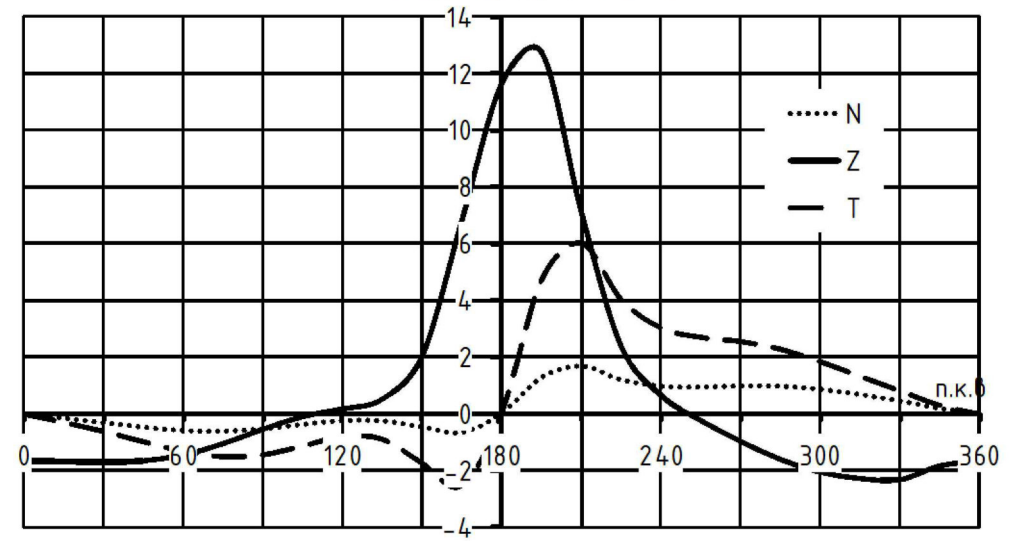
				ПННІ НУК 142.4.125.05.01		
				Поперечний переріз двигуна MAN B&W 6S60MC-C		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Лист	Масштаб
Розробка	Нормальний ЕВ				1	1:20
Перевір.	Технічний А.С.					
Н. зам.	Технічний А.С.					
Замовл.	Насторожко В.А.					

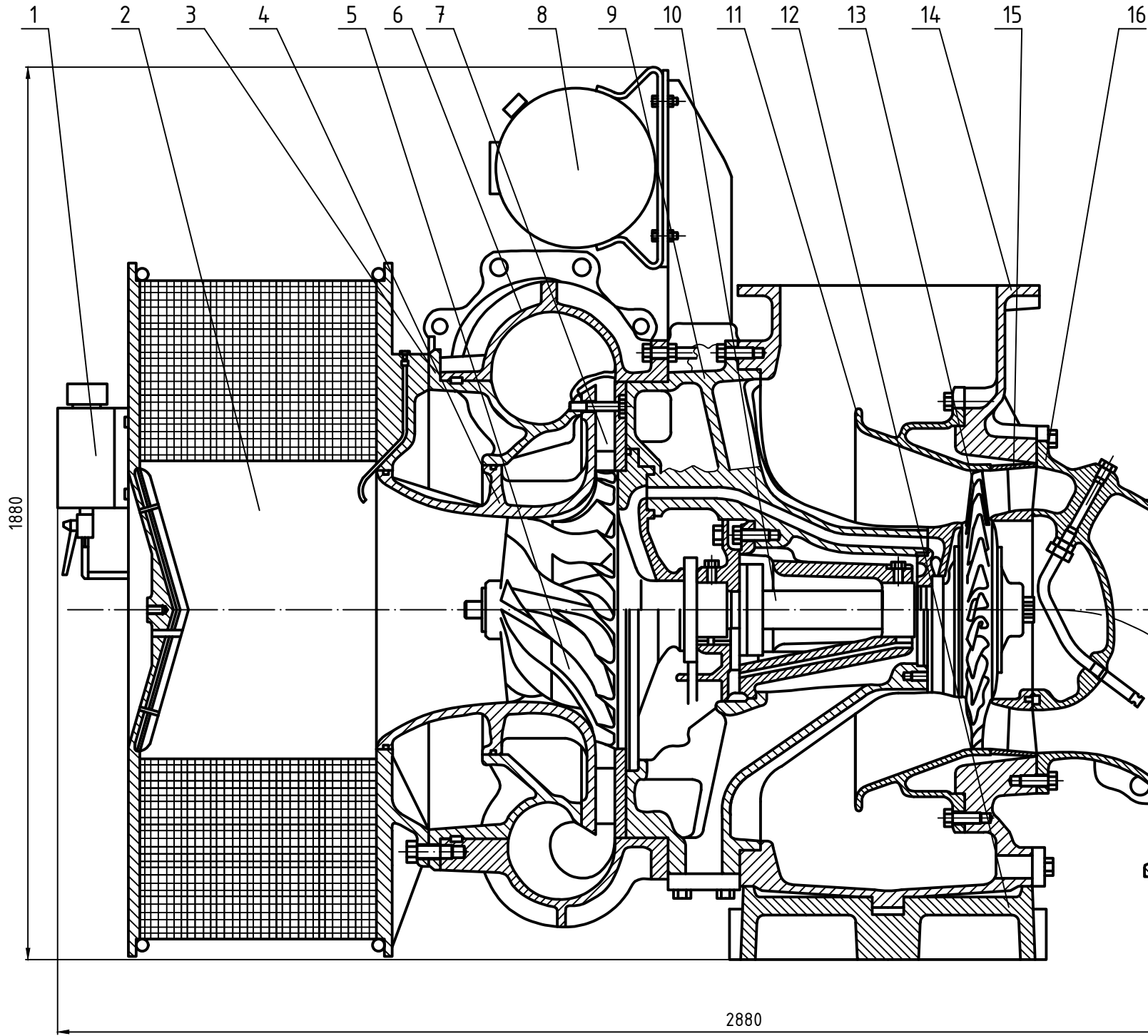


Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа



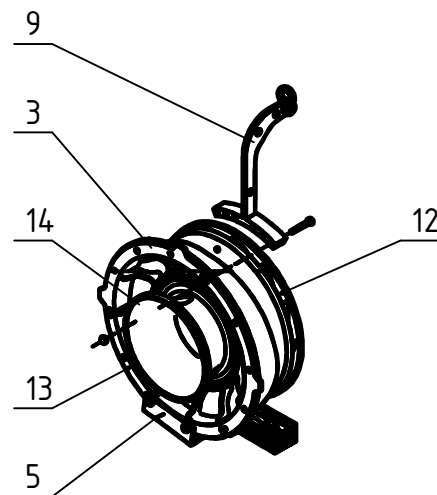
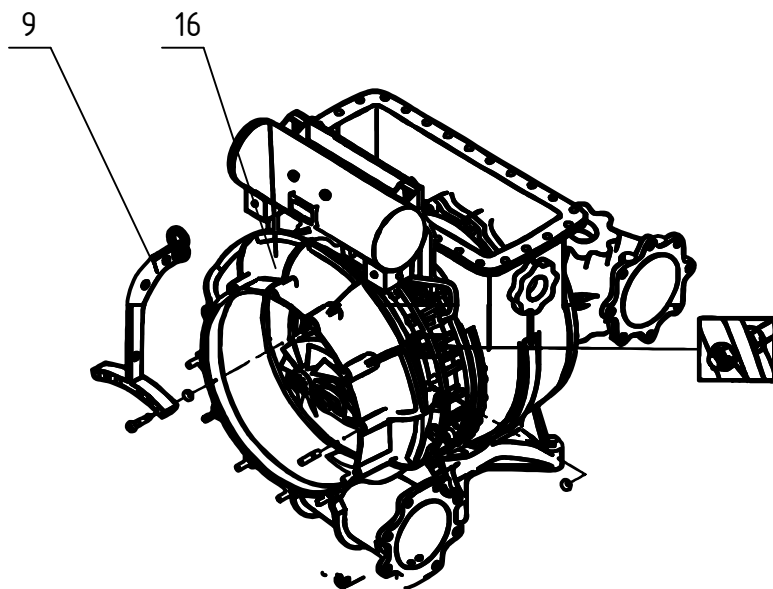
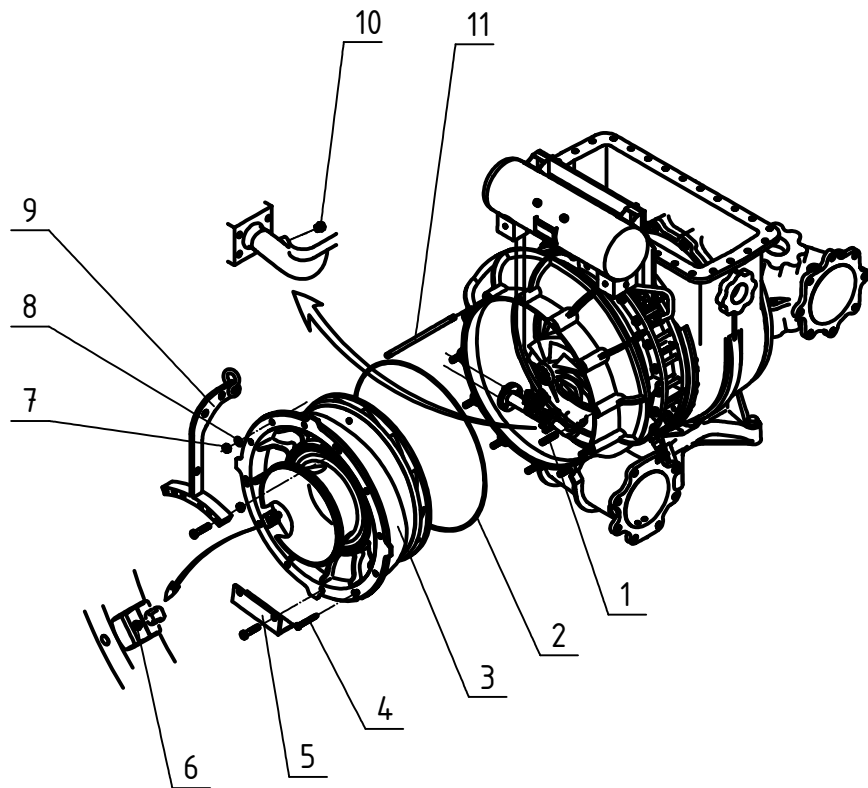
Сили N, Z, T в МПа.





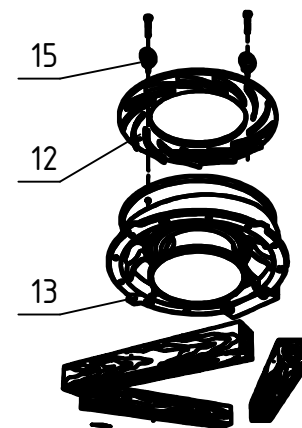
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Контейнер для очищення	1	
2	Фільтр-глушник	1	
3	Внутрішня частина корпусу компресора	1	
4	Проміжна вставка	1	
5	Компресорне колесо	1	
6	Зовнішня частина корпусу компресора	1	
7	Повітряний дифузор	1	
8	Бак аварійного масла	1	
9	Корпус підшипника	1	
10	Вал	1	
11	Турбінний дифузор	1	
12	Опора	1	
13	Турбінне колесо	1	
14	Газовий випускний патрубок	1	
15	Сопловий апарат	1	
16	Газовий впускний патрубок	1	

ПННІ НУК 14.2.41.25.05.03						Турбокомпресор типу ТК80			1:4		
Вст.	Лист	№ докум.	Підпис	Печат		Вст.	Лист	Масштаб	Лист	Листів	41-ЕМ-213
Розроб.	Виконав.	Перевір.	Начальн.	Затверд.		Н	Л				
А. Смир.	В. Смир.	А. Смир.	В. Смир.	В. Смир.							



Порядок виконання робіт:

- 1) витягти гайки з панелі інструментів і ввернути їх на різьбові штифти трьох безпечних сегментів на внутрішній частині корпусу компресора (3);
- 2) затягнути гайки до 30 Нм.
- 3) внутрішня частина корпусу компресора (3) тепер від'єднана від зовнішньої частини корпусу компресора (3) і може бути знята.
- 4) при необхідності зняти ізоляцію;
- 5) від'єднати мастилопроводу відповідно до інструкції виробника двигуна;
- 6) відкрити зливну пробку (10) в трубі аварійного масляного резервуара і зібрати залишкове масло в ковші;
- 7) встановити зливний гвинт (10);
- 8) відгвинтити і зняти гайки (7) і шайби (8);
- 9) зняти шість шпильок (1) у верхній частині і при необхідності встановити чотири напрямних болта (11);
- 10) залишити вільним 2 отвори для кріплення підйомного пристрою (9);
- 11) послабити внутрішню частину корпусу компресора (3) за допомогою знімних гвинтів (4), поки підйомний пристрій (9) не прикріплено;
- 12) зняти внутрішню частину (3) корпусу компресора;
- 13) встановити упорний куточок (рис. 2.14) (2);
- 14) поставити внутрішню частину (3) корпусу компресора з проміжною вставкою (14) і дифузор (12) на упорний куточок і підкладку;
- 15) зняти ущільнюваче кільце;
- 16) повісити підйомний пристрій (9) навколо задньої частини фланця (13);
- 17) обережно повернути внутрішню частину корпусу компресора з проміжною вставкою і дифузором над опорним куточком і покласти;
- 18) встановити корпус на фланці (13);
- 19) викрутити гвинти;



- 20) демонтувати дифузор (12) за допомогою кільцевих болтів (3);
- 21) закріпити підйомний пристрій (9) на зовнішній частині корпусу компресора (16) і надійно прикріпити до крана;
- 22) відгвинтити гайки, рівномірно звільнити зовнішню частину кожуха компресора за допомогою витяжних гайок і демонтувати.
- 23) від'єднати кабель і датчик частоти обертання з ущільнювачем кільцем;
- 24) від'єднати кабель лінійного підсилювача;
- 25) зняти ущільнюваче кільце;
- 26) зняти три гвинта і шайби;
- 27) перевірити підйомне устаткування і зафіксувати його на корпусі підшипника;
- 28) рівномірно віджати картридж за допомогою знімних гвинтів в передбачених отворах;
- 29) витягти картридж;
- 30) підключити масляні з'єднання.

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Шпилька	6	
2	Ущільнюваче кільце	1	
3	Внутрішня частина корпусу	1	
4	Знімні гвинти	2	
5	Упорний куточок	1	
6	Гайка на корпусі	1	
7	Гайка на фланці	6	
8	Шайба	6	
9	Підйомний пристрій	1	
10	Зливний гвинт	1	
11	Направляючий болт	1	
12	Дифузор	1	
13	Фланець	1	
14	Проміжна вставка	1	
15	Кільцеві болти	2	
16	Зовнішня частина корпусу	1	

				ПНН НУК 142.4.1.25.05.04			
Вит.	Лист	№ докум.	Підпис	Печат.	Вит.	Маса	Масштаб
Розроб.	Виконав.	С.В.			Н		Д/М
Перевір.	Відрізняв.	А.С.			Лист	Листів	
А. зам.	Відрізняв.	А.С.			41-ЕМ-213		
Замовл.	Виконав.	В.В.					

Демонтаж картриджа