

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.

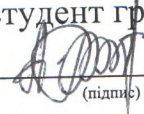
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 80000 кВт з розробкою конструкції випускного клапана та технологічного процесу монтажу кришки робочого циліндра. Прототип 12ДКРН 96/250».

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23


(підпис)

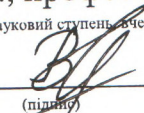
Терземан А.В.

Керівник роботи:

завідувач кафедри ІМ та ТМ,

д.т.н., професор

(посада, науковий ступінь, вчене звання)


(підпис)

Ткач М.Р.

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 Терземанові Аркадієві Валерійовичу

1. Тема роботи: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 80000 кВт з розробкою конструкції випускного клапана та технологічного процесу монтажу кришки робочого циліндра. Прототип 12ДКРН 96/250».

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

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 23.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 12ДКРН 96/250 потужністю 80000 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 12ДКРН 96/250. 2. Діаграми динаміки. 3. Випускний клапан. 4. Технологія монтажу кришки робочого циліндру.

6. Консультанти роботи

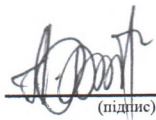
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примі
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)

Терземан А.В.

Керівник
роботи


(підпис)

д.т.н, професор Ткач М.Р.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2 - тактного дизельного двигуна 12 ДКРН 96/250 потужністю 80000 кВт при 102 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу. Виконано динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проекту виконано розробка конструкції випускного клапана. Розроблено технологічний процес монтажу кришки робочого циліндра.

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 73 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 working cycle of a 2-stroke 12-cylinder reverse cross-head diesel engine with supercharging 96/250 with a capacity of 80000 kW at a crankshaft speed of 102 rpm was performed. Based on the results of the calculation, the main parameters of the working cycle were obtained and an indicator diagram was constructed. An analysis of the effective indicators of the designed engine and prototype was carried out. A dynamic calculation of the engine was performed and dynamics diagrams were constructed.

In the design section of the diploma project, the design of the exhaust valve was developed. The technological process of installing the working cylinder cover was 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 73 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	7
1.1 Технічна характеристика двигуна	7
1.2 Опис конструкції двигуна 12ДКРН 96/250	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	19
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	19
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	30
2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу	32
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	33
2.5 Розробка конструкції випускного клапана	40
2.6 Розробка технологічного процесу монтажу кришки робочого циліндра	47
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	56
3.1 Розробка заходів з охорони праці	56
3.2 Охорона навколишнього середовища	60
ВИСНОВКИ	66
ЛІТЕРАТУРА	67
ДОДАТКИ	68
1. Поперечний переріз двигуна 12ДКРН 96/250 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Випускний клапан Ф-А1	
4. Технологія монтажу кришки робочого циліндру Ф-А1	

					ПННІ НУК 142.44.25.28. ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розробив		Терземан А.В.			Пояснювальна записка		Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Ткач М.Р.						4	73	
Н. контр.		Ткач М.Р.					44-ЕМ-23			
Затвердив		Нестеренко В.В.								

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) належать до найбільш розповсюдженого типу теплових двигунів, тобто таких двигунів, у яких теплота, що виділяється при згорянні палива, перетворюється у механічну енергію [1].

У двигунах внутрішнього згоряння процеси спалювання палива, виділення теплоти та перетворення частки її у механічну роботу проходять безпосередньо у середині двигуна. До таких двигунів належать поршневі та комбіновані двигуни, газові турбіни та реактивні двигуни.

Перед виробниками та розробниками двигунів поставлені завдання підвищення виробництва двигунів внутрішнього згоряння з підвищеними техніко-економічними показниками, розширення та прискорення розвитку виробництва потужних тракторів та вантажних автомобілів, а також залізничного та водного транспорту з дизелями. Одночасно з тим гостро стоїть питання про підвищення економічності та надійності ДВЗ.

Однією з характерних особливостей розвитку двигунобудування є широке використання газотурбінного наддуву, що дозволяє значно поліпшити техніко-економічні показники двигунів [2].

Швидке розповсюдження двигунів внутрішнього згоряння у промисловості, на транспорті, у сільському господарстві та стаціонарній енергетиці було обумовлено наступним.

Виконання робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння у одному циліндрі з малими втратами теплоти та холодним джерелом забезпечує високу економічність цих двигунів. Висока економічність є однією з позитивних якостей ДВЗ. Посеред ДВЗ дизель у теперішній час є таким, що перетворює хімічну енергію палива у механічну роботу з найбільш високим ККД у широкому діапазоні зміни потужності. Ця якість дизелів особливо важлива, якщо враховувати, що запаси нафтових палив обмежені.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Порівняно невисока вартість виготовлення, компактність та мала вага двигунів внутрішнього згоряння дозволяють широко використовувати їх у силових установках, які володіють великою автономністю. Судна з ДВЗ мають можливість покривати відстані у десятки тисяч миль без заходу у порт.

Поряд з позитивними якостями двигуні внутрішнього згоряння володіють і рядом недоліків. Серед них наступні: обмежена, порівняно з паровими та газовими турбінами, агрегатна потужність, високий рівень шуму, відносно велика частота обертання колінчастого вала при запуску, токсичність випускних газів, зворотно-поступальний рух поршня, що обмежує частоту обертання та є причиною виявлення неврівноважених сил інерції та моментів від них.

На морському та річному флоті двигуни внутрішнього згоряння є основним джерелом енергії для більшої частини суден з енергетичною установкою потужністю до 20 МВт. Широкому розповсюдженню дизелів на суднах сприяє суттєве поліпшення їх економічності, яке досягнуто за останні роки, а також те, що у теперішній час високо- та середньообертові двигуни можуть працювати на важкому паливі, вартість якого невелика.

У даному дипломному проекті розглянуті питання ефективності технічної експлуатації та ремонту суднового двигуна внутрішнього згоряння марки 12RT96C фірми Wartsila.

Основні технічні характеристики даного двигуна: номінальна тривала потужність 80000 кВт при частоті обертання колінчастого валу 102 хв⁻¹.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Дизель 12 RT96C (12ДКРН 96/250) – це двохтактний, дванадцятициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна

Параметр	Значення
Розмірність двигуна, D/S, мм	96/250
Тип двигуна	2-х тактний
Кількість циліндрів	12
Розміщення циліндрів	рядний
Потужність, кВт	80000
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	102

Щоб задовольнити вимогам ринку суднобудування фірмою на основі базової моделі RTA були розроблені 6 модифікацій двигунів різної розмірності з діаметрами циліндрів від 48 до 96 см і оборотів від 67 до 127 хв⁻¹. При цьому, щоб при зменшенні обертів не знижувати циліндричну потужність, фірма вдавалася до збільшення ходу поршня - збільшення відносини S/D з 2,9 (RTA) до 3,45 (RTA M, i), 3,75 (RTA T) і 4,17 (RTA T з діаметрами 48 і 58 см). Збільшення ходу поршня не тільки збільшувало робочий об'єм циліндра, але й сприятливо позначалося на сумішоутворенні в камері згорання і, тим самим, сприяло зниженню витрати палива.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. Опис конструкції двигуна 12ДКРН 96/250

Остов двигуна складається з чавунної литої фундаментної рами гондольного типу, окремих, для кожного циліндра, зварних колон, з'єднаних між собою болтами та індивідуальних литих чавунних сорочок циліндрів, що з'єднуються болтами в жорсткий єдиний блок. Розтягуючі зусилля сприймаються анкерними зв'язками. Упорний підшипник сегментного типу інтегрований в фундаментну раму. Колінчастий вал включає елементи, що складаються з поковок: мотильова шийка і дві щоки, в які запресовуються рамні шийки. Вкладиші рамних підшипників залиті спеціальним металом. Крейцкопфні підшипники мають тонкостінні вкладиші, залиті білим металом. Їх змащення здійснюється під тиском, що забезпечує роботу підшипників в умовах гідростатичного тертя, при якому виключається контакт шийки металу та підшипника.

Сальники штоків поршня дозволяють істотно зменшити втрати циркуляційного масла (в середньому вони становлять 5...15 літрів/циліндр/день залежно від розмірності двигуна, режимів роботи) і запобігти забрудненню циркуляційного масла відпрацьованим циліндровим, що стікає з під поршневого простору.

Камера згоряння (див. рис. 1.1) в сучасному високофорсованому двигуні є одним з найважливіших елементів двигуна, що визначають його надійність. Добре зарекомендував себе в попередніх моделях принцип охолодження за допомогою свердлінь в елементах, що утворюють камеру і сприймають основні теплові потоки, після низки удосконалень знайшов застосування і в двигунах ряду RTA. Підбір перерізів отворів, використання теплоізоляції на окремих ділянках дозволяють керувати їхнім температурами і термічними напруженнями, а також напруженнями від механічних навантажень.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

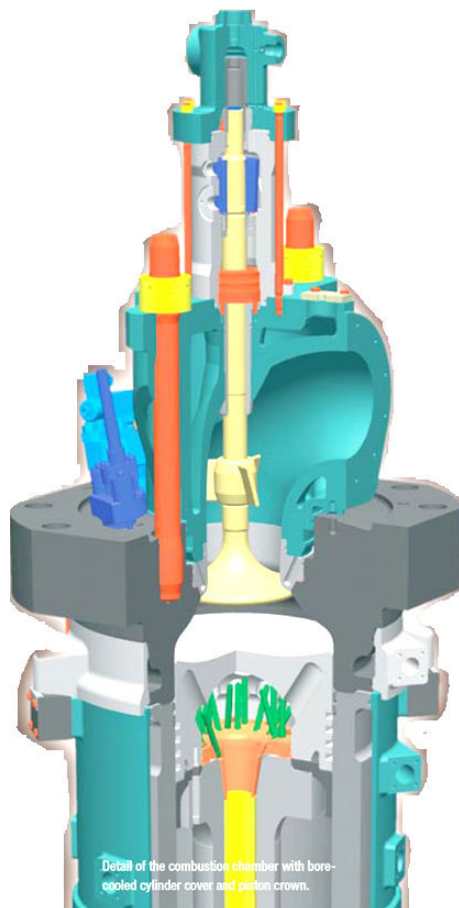


Рис. 1.1 – Камера згоряння двигуна

Сталева кришка кріпиться до блоку вісьмома еластичними шпильками. У центрі кришки розташовується вихлопний клапан, який розміщується в окремому корпусі, що виготовляється з жаростійкого сплаву Німонік 80А, що має антикорозійні властивості. Температури клапана в зоні ущільнювального конуса і сідла не перевищують 450 °С, що запобігає високотемпературній натрій-ванадієвій корозії. Встановлений на штоку клапана імPELLер, під дією потоків газу, обертає клапан, забезпечуючи рівномірність розподілу температур по його поверхні і чистоту поверхні. Відкриття клапана здійснюється гідравлічним актюатором. Замість спіральної пружини, яка під впливом вібрацій періодично ламалася, для повернення клапана в закрите положення використовується пневматична пружина. На відміну від сталеві пружини, що раніше застосовувалася,

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

повітряна пружина разом з гідравлічним актюатором забезпечує м'яку посадку клапана в сідло, що істотно покращує стан посадкового пояса.

У двигунах RTA-T з метою поліпшення умов для згоряння палива і підвищення економічності при переході на навантаження менше 50% збільшується ступінь стиснення в циліндрах. Це досягається шляхом більш ранньої посадки вихлопного клапана і, відповідно, більш раннім початком стиснення повітря.

Циліндро - поршнева група

Період часу між мотоочистками в сучасних малообертових двигунах у значній мірі визначається станом робочої поверхні поршня і її впливом на знос поршневих кілець і втулок циліндрів. Тому фірма Зульцер розробила і впровадила в модельний ряд RTA пакет трибологічних заходів, що включають:

- дворівневу подачу масла на дзеркало циліндра;
- ретельну обробку робочої поверхні втулок з глибоким хонінгуванням по всій їх довжині;
- теплову ізоляцію втулок в середині ходу поршня а також установка ізольованих трубок в охолоджуючі свердління у верхній частині циліндрових втулок;
- попереднє профілювання всіх поршневих кілець;
- хромо-керамічне покриття верхніх кілець;
- обкатне покриття всіх інших кілець;
- установку анти-полірувального кільця у верхній частині втулок;
- збільшення товщини хромового покриття канавок поршневих кілець.

Ключовим елементом у цьому пакеті є глибоке хонінгування, що додає оптимальну мікроструктуру і ідеальний стан поверхні втулок для роботи поршневих кілець.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						10
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Антиполіровочне кільце на втулці перешкоджає відкладенню нагару на верхній поверхні головки поршня, що руйнує плівку масла на втулці і що сприяє поліруванню циліндра.

Особливо важливим є підтримання температури робочої поверхні втулки циліндра на рівні, що перевищує температуру конденсації пари води. В іншому випадку неминуча холодна (сірчиста) корозія, що призводить до інтенсивних зносів. Застосовувана ізоляція втулки в її середній частині і установка ізольованих трубок в свердління у фланці втулки дозволяють підвищити температури до рівня, при якому виключається конденсація. Боротьба з конденсацією води в циліндрах не виключає необхідності виділення вологи з надувочного повітря після повітроохолоджувача. Для цього за ним встановлюється високоефективний сепаратор води лопаточного типу.

Застосована багаторівнева система змащення циліндрів акумуляторного типу надає можливість створити необхідну товщину масляної плівки і її оновлення на всьому протязі ходу поршня. Одночасно здійснюється автоматичне регулювання кількості подаваного масла в залежності від навантаження двигуна, що дає істотне зниження його витрати. Витрата циліндрового масла складає $1,4 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год})$.

Знос циліндрів в двигунах РТА лежить в межах $0,1 \text{ мм}/1000 \text{ годин}$, поршневих кілець – менше $0,4 \text{ мм}/1000 \text{ годину}$. Низький знос і висока надійність дозволяють експлуатувати двигуни РТА між мотоочистками протягом трьох років.

Головки поршнів двигунів (рис. 1.2) РТА 48 і 50 охолоджуються маслом, що надходять в шток поршня, а з нього у, вставлені в головку, сопла, з яких струмені масла направляються в свердління в головці. Злив масла з головки здійснюється через вставлену в шток трубу.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

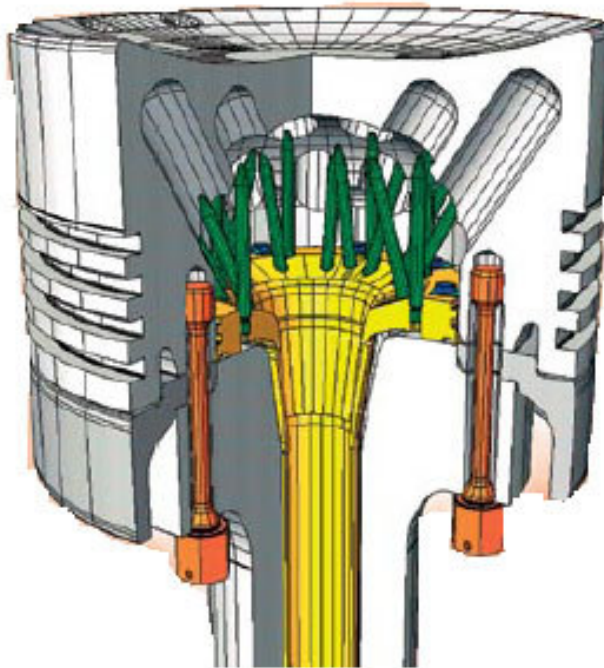


Рис. 1.2 – Поршень

Особливу увагу було приділено надійності і ресурсу поршневих кілець, так перше (верхнє) кільце має зносостійке хромо-керамічне покриття і заздалегідь заданий профіль робочої поверхні, решта кілець також спрофільовані і забезпечені покриттям, що забезпечує відсутність задирів при обкатці.

Колінчастий вал складається з двох частин включає об'єднані шатунні шийки-щоки, ковані з твердих злитків і корені шийки, які садять в щоки. Кожен корінний підшипник утримується еластичними штифтами.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 1.3 – Колінчастий вал

Турбонадув і система наддувочного повітря

Двигун з прямоточно-клапанною продувкою забезпечений впускними вікнами в нижній частині циліндра і єдиним центральним випускним клапаном в кришці циліндра. Надувне повітря подається системою наддуву з постійним тиском, одним або декількома турбонагнітачами, що приводяться в обертання випускними газами. Для роботи на холостому ходу подача наддувочного повітря збільшується електрично-приводними вентиляторами часткового провітрювання.

Система наддувочного повітря (рис. 1.4) складається з турбонагнітача, ресивера наддувочного повітря підвішеного типу з вбудованим перепускним клапаном, повітроохолоджувачів, вологовідокремлювачів і вентиляторів часткового провітрювання. Турбонагнітач встановлений на ресивері

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

наддувочного повітря, також здійснюють підтримку випускного трубопроводу.

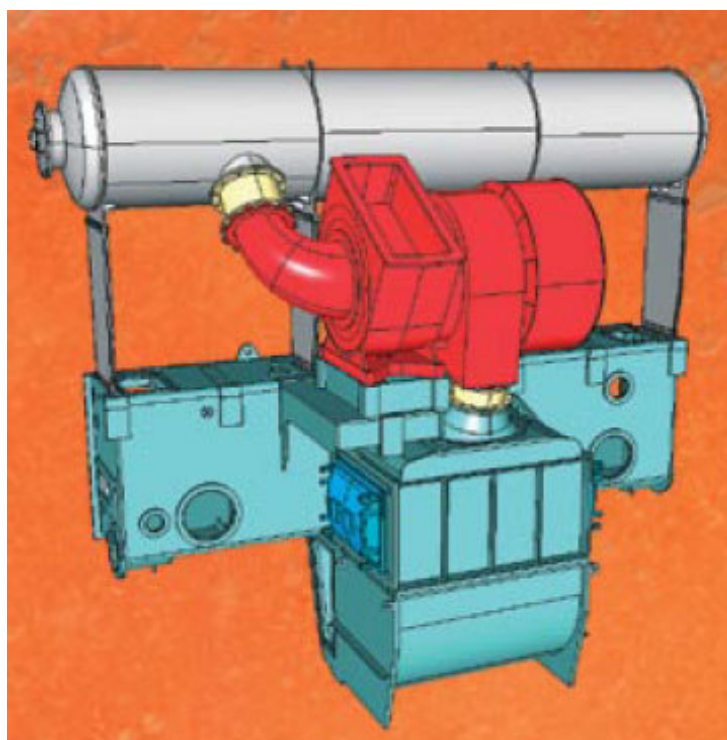


Рис. 1.4 – Турбокомпресор і система наддува

Відразу після горизонтального повітряного охолоджувача надувне повітря різко змінює напрямок на 180° до циліндрів двигуна, через вертикальні вологовідокремлювачі. Високоєфективні вологовідокремлювачі складаються з рядних лопаток, які відхиляють повітряний потік і збирають воду. Щоб повністю видалити зібрану конденсовану воду використовується дренаж, це забезпечує ефективне відділення конденсованої води з потоку надувного повітря.

Особливості системи RTflex

Бурхливий розвиток електроніки в останні десятиліття дозволив спочатку в двигунах малої розмірності, а потім і в суднових середньо- і малообертових дизелях впровадити мікропроцесорну техніку, на яку було покладено завдання контролю за роботою двигуна і дистанційного керування, а потім - управління процесами паливоподачі, газорозподілу,

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

подачі мастила циліндрів та ін. Розташування основних механізмів двигуна представлено на рис. 1.5.

Перші двигуни з електронним управлінням робочим процесом були введені в експлуатацію фірмою «Зульцер» в 2001 році. У двигуні Зульцер з електронною системою управління, в його новій модифікації *RTflex*, замість розподільних валів з їх приводом, традиційних ПНВТ і гідроприводів вихлопних клапанів була застосована акумуляторна система уприскування палива і управління вихлопними клапанами, що істотно спростило його конструкцію. У двигуні з електронним управлінням привід гідронасосів сервомеханізмів розміщений безпосередньо поруч з колінчастим валом. На рівні кришок циліндрів знаходяться акумулятори тиску масла і палива. Там же розташовуються сервоприводи паливних насосів високого тиску і вихлопних клапанів.

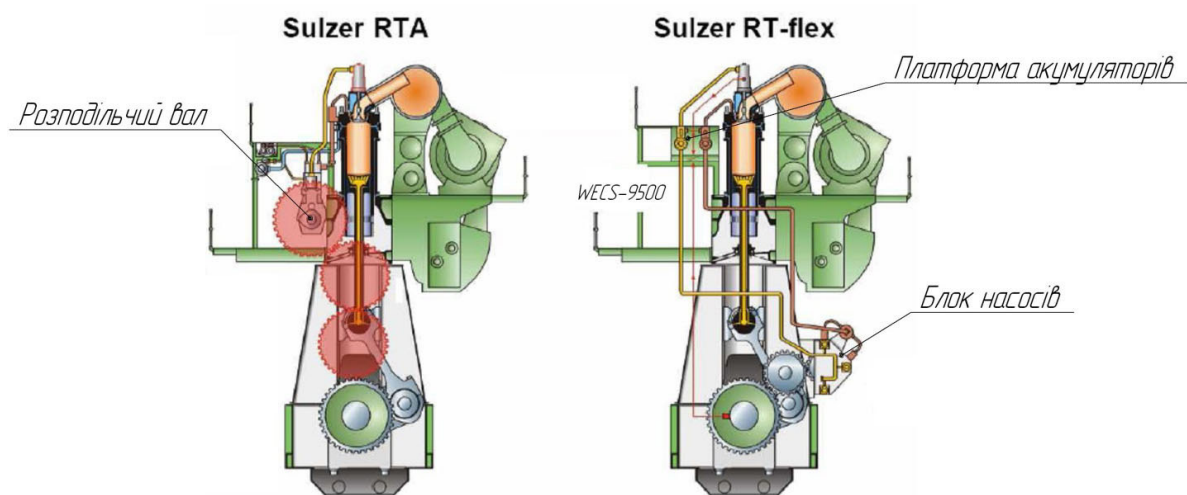


Рис. 1.5 – Розташування основних механізмів

Завдання впровадження електронного управління полягало в подальшій оптимізації робочого процесу двигунів RTA, скороченні шкідливих викидів з вихлопними газами і зниженні питомої витрати палива. Електроніка дозволила підвищити гнучкість в управлінні кутом випередження уприскування палива, законом подачі палива і їх оптимізації на всьому діапазоні робочих режимів.

Також було реалізовано управління фазами закриття вихлопного клапана (VEC - *Variable Exhaust valve Closing*), (рис. 1.6). Більш раннє закриття клапана на режимах малих навантажень дозволило підвищити дійсну ступінь стиснення в циліндрах і, тим самим, створити кращі умови для згоряння палива і уникнути димлення.

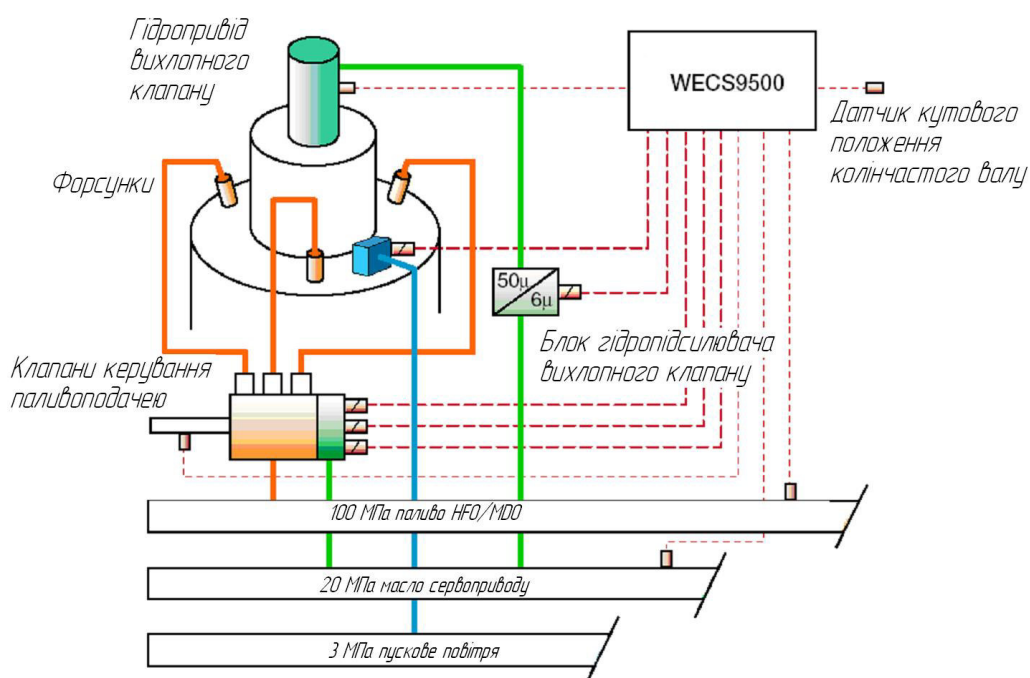


Рис. 1.6 – Акумуляторні системи управління паливоподачею та вихлопним клапаном

Одним з найважливіших змін в двигуні стало впровадження акумуляторної системи паливоподачі, що складається з паливного насоса високого тиску, що створює тиск в 100 МПа, акумулятора палива та електронно-керованих клапанів, які розподіляють паливо по форсунках. Акумулятор являє собою товстостінну трубу, що йде по всій довжині двигуна на рівні кришок циліндрів, в якій розміщується необхідний для впорскування обсяг палива, що знаходиться під тиском 100 МПа

Подача і стиснення палива до зазначеного тиску здійснюється в звичайних паливних насосах високого тиску, плунжери яких приводяться в дію кулачковим валом (рис. 1.7).

З акумулятора паливо надходить до стандартних форсунок, відкриття і закриття голок яких відбувається звичайним шляхом під тиском палива, що потрапляє до кожної з них від керуючого клапана. Останній встановлює момент відкриття голки, кут випередження, кількість палива, що впорскується і форму кривої подачі палива (закон подачі).

Три форсунки в кожному циліндрі управляються незалежно одна від одної, програмується на роботу кожна окремо в міру необхідності в унісон. Управління клапаном здійснюється за допомогою мікропроцесорної системи електронного управління WECS 9500, що має модульне виконання з окремим мікропроцесором для кожного циліндра. На цю ж систему покладено функції контролю за всім двигуном.

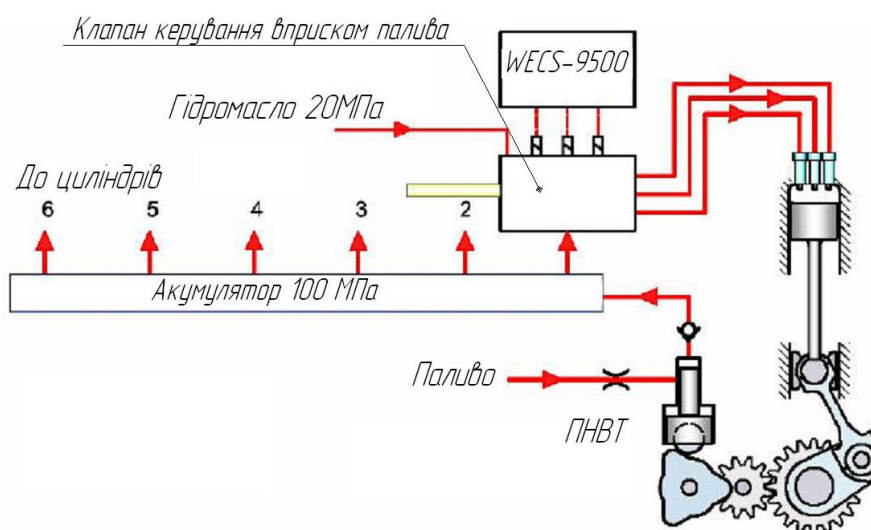


Рис. 1.7 – Акумуляторна система паливоподачі

Ключовими рисами акумуляторної системи паливоподачі є:

- відмірювання величини об'ємної подачі палива з високою точністю, що забезпечує більш рівномірну роботу двигуна і низький рівень вібрацій, що викликаються невідновженими силами і моментами;
- можливість змінювати форму кривої подачі (закон подачі) і величину тиску упорскування;

- ідеально відповідає використанню важких палив з різними характеристиками;
- забезпечує стійку роботу на найменших оборотах;
- повне згоряння палива без видимих слідів диму на вихлопі.

Як вже зазначалося, електронна система включає також управління гідроприводом вихлопного клапана і системою пуску двигуна (рис. 1.8).

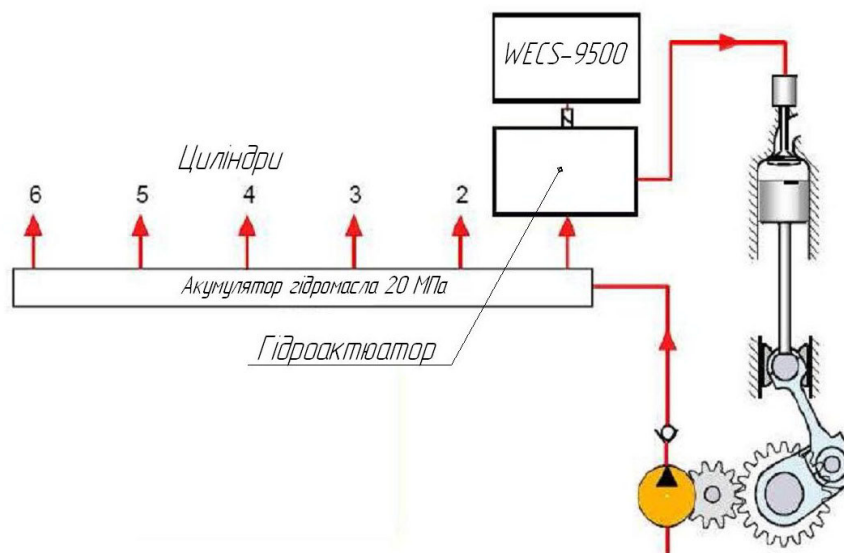


Рис. 1.8 – Система керування вихлопним клапаном

Відкриття та закриття вихлопних клапанів здійснюється аналогічно тому, як це реалізовано в двигунах RTA, але гідроштовхач приводиться в дію гідромаслом, попередньо стиснутим до 20 МПа і знаходяться в акумуляторі. Стискається масло спеціальним насосом, розташованим в одному блоці з ПНВТ. Електронно керований блок гідропідсилювача клапана дозволяє для кожного клапана в широких межах змінювати фази його відкриття і закриття. Як уже зазначалося, фірма, з метою збільшення тиску стиснення в циліндрах, вдається до скорочення тривалості відкриття клапана. Завдяки цьому тиск в циліндрі на часткових навантаженнях істотно збільшується, і це позитивно відбивається на повноті згоряння палива.

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 [10].

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [3].

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

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна [4].

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 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						19
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 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						20
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 $\varepsilon = 14$.

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 $\alpha = 2,78$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,81$.

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

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

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,15$.

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

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

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

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 $T_r = 600$ К.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						22
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 $\Pi_k = 3,9$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 2 – тактних двигунів $\phi_n = 0,07$.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,39}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,79} \right] = 467,471$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 467,471 - 0,85 \times (467,471 - 293) = 319,171$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{319,171 + 20 + 0,04 \times 600}{1 + 0,04} = 349,203$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,39 - 0,005 = 0,385$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,385 = 0,373$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,373}{0,385} \times \frac{319,171}{349,203} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0,07) = 0,854$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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. При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа:

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,373 \times 14^{1,362} = 13,591$$

Температура в кінці процесу стиску, К:

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 349,2 \times 14^{1,362 - 1} = 907,77$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,78}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,375$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,375} = 1,023$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,023 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,022$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,023 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,969 = 1,021$$

Максимальна температура згоряння, К:

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

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

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

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

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

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

$$T_z = 1685$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,15 \times 13,591 = 15,631$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,021}{1,15} \times \frac{1685}{907,77} = 1,649$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,649} = 8,492$$

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 приймемо:

$$n_2 = 1,294$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 898,827$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,981$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= \frac{13,591}{14-1} \times \left[1,15 \times (1,649-1) + \frac{1,15 \times 1,649}{1,294-1} \times \left(1 - \frac{1}{8,492^{1,294-1}} \right) - \frac{1}{1,362-1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,362-1}} \right) \right] = 2,15$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,15 \times 0,99 \times (1 - 0,07) = 1,98$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,385 \times 0,854}{2,78 \times 0,495 \times 319,171 \times 1,98} = 0,164$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,164 \times 42700} = 0,515$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,98 \times 0,94 = 1,861$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,515 \times 0,9 = 0,484$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,164}{0,94} = 0,174$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,96^2 \times 2,5 \times 1 \times 1,861 \times 102 \times 12 = 80080,02$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{80080,02 - 80000}{80080,02} = 0,165\%$$

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:

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

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,96^2}{4} \right) \times 2,5 \times \left(\frac{0,385 \times 10^6}{287 \times 319,171} \right) \times 0,854 \times 12 \times 1 \times \left(\frac{102}{60} \right) \times 1,15 = 177,728$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 177,728 + 0,174 \times \frac{80080,024}{3600} = 181,607$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,91 \times 0,39 = 0,355$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 898,827 \times \left(\frac{0,355}{0,981} \right)^{\frac{1,284-1}{1,284}} = 713,37$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

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

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,78 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,78 \times 0,495) = 1,408$$

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						28
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,408 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,408 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,78 - 1) \times 0,495}{1,408 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,78 \times 0,495}{1,408 \times 296,8}} = 287,564$$

Показник адіабаты розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 713,37) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 713,37} = 1,382$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_s}{k_s - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,382}{1,382 - 1} \right) \times 287,564 \times 713,37 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,355}{0,101} \right)^{\frac{1,382 - 1}{1,382}}} \right] \times 0,98 \times 0,81 \times 181,607}{177,728 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,79}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,876$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						29
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \times P_0 = 3,876 \times 0,1013 = 0,393$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,393 - 0,39}{0,393} = 0,2\%$$

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

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 [7].

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,294
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,591
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,63
Ступінь попереднього розширення ρ	1,649
Ступінь стиснення ϵ	14

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	15,63	
1,00	13,59	15,63
1,65	6,88	15,63
2,27	4,46	10,36
2,88	3,21	7,58
3,50	2,47	5,90
4,12	1,98	4,78
4,74	1,63	3,99
5,35	1,38	3,40
5,97	1,19	2,96
6,59	1,04	2,60
7,21	0,92	2,32
7,82	0,82	2,08
8,44	0,74	1,89
9,06	0,68	1,72
9,68	0,62	1,58
10,29	0,57	1,46
10,91	0,52	1,36
11,53	0,49	1,26
12,15	0,45	1,18
12,76	0,42	1,11
13,38	0,40	1,04
14,00	0,37	0,98
14,00		0,37

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						31
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

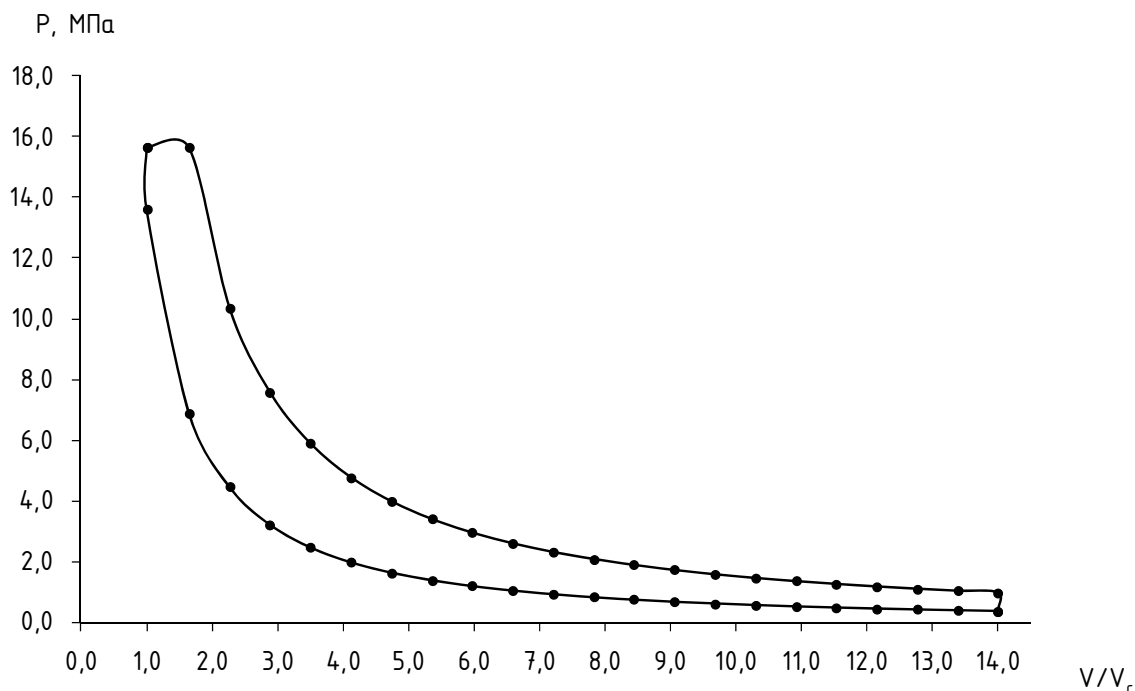


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 12ДКРН 96/250, який має основні параметри, наведені у таблиці 2.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 3,9$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву [8].

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 1,861$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,484$) двигун відповідає високому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,174$ кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 15,631$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1685$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (713 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 12ДКРН 96/250

Ефективна потужність	N_e	кВт	80000
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,861
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	15,631
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,355
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,39
Температура повітря в ресивері	T_s	К	319
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1685
Температура газів перед турбіною	T_t	К	713
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,78
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·час	0,174
Ефективний ККД	η_e		0,484

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).

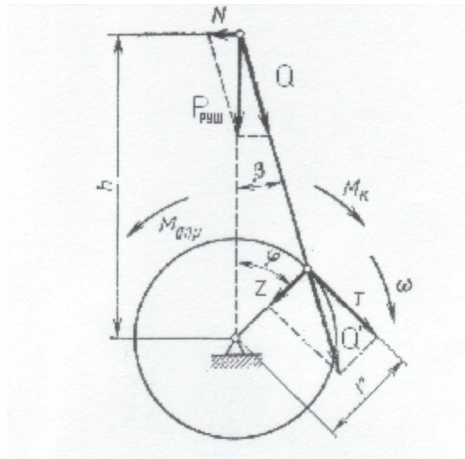


Рис. 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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 обертючих 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 таблиці 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^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,96
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	102
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	15,63
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,373
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,39
Тиск залишкових газів	МПа	P_Γ	0,5
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,426
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	10000
Радіус кривошипа	м	r	1,25
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,362
Показник політропи розширення		n_2	1,294
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,649
Кількість циліндрів		i	12

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	180	0,373	1,130	1,503	0,000	-1,503	0,000
15	195	0,378	1,176	1,553	-0,172	-1,545	-0,236
30	210	0,393	1,286	1,679	-0,363	-1,636	-0,525
45	225	0,422	1,393	1,814	-0,564	-1,682	-0,884
60	240	0,471	1,404	1,876	-0,725	-1,566	-1,262
75	255	0,554	1,236	1,790	-0,781	-1,218	-1,527
90	270	0,693	0,839	1,532	-0,695	-0,695	-1,532
105	285	0,939	0,217	1,156	-0,504	-0,188	-1,247
120	300	1,405	-0,565	0,839	-0,325	0,139	-0,889
135	315	2,375	-1,393	0,983	-0,305	0,479	-0,911
150	330	4,590	-2,125	2,465	-0,533	1,868	-1,694
165	345	9,356	-2,629	6,728	-0,745	6,306	-2,461
180	360	13,575	-2,808	10,767	0,000	10,767	0,000
195	375	15,630	-2,629	13,001	1,439	12,186	4,755
210	390	10,657	-2,125	8,532	1,845	6,466	5,864
225	405	5,699	-1,393	4,307	1,338	2,099	3,991
240	420	3,460	-0,565	2,895	1,119	0,478	3,066
255	435	2,359	0,217	2,576	1,124	-0,419	2,779
270	450	1,768	0,839	2,607	1,183	-1,183	2,607
285	465	1,429	1,236	2,665	1,163	-1,813	2,273
300	480	1,226	1,404	2,630	1,017	-2,196	1,769
315	495	1,104	1,393	2,496	0,776	-2,313	1,217
330	510	1,031	1,286	2,317	0,501	-2,258	0,725
345	525	0,523	1,176	1,699	0,188	-1,689	0,258
360	540	0,373	1,130	1,503	0,000	-1,503	0,000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град		30												
j°	T _E												T _E	T ^{сп} _E
	Номер циліндра													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
0	0,000	-0,525	-1,262	-1,532	-0,889	-1,694	0,000	5,864	3,066	2,607	1,769	0,725	8,13	8,07
15	-0,236	-0,884	-1,527	-1,247	-0,911	-2,461	4,755	3,991	2,779	2,273	1,217	0,258	8,01	8,07
30	-0,525	-1,262	-1,532	-0,889	-1,694	0,000	5,864	3,066	2,607	1,769	0,725	0,000	8,13	8,07
													16,14	

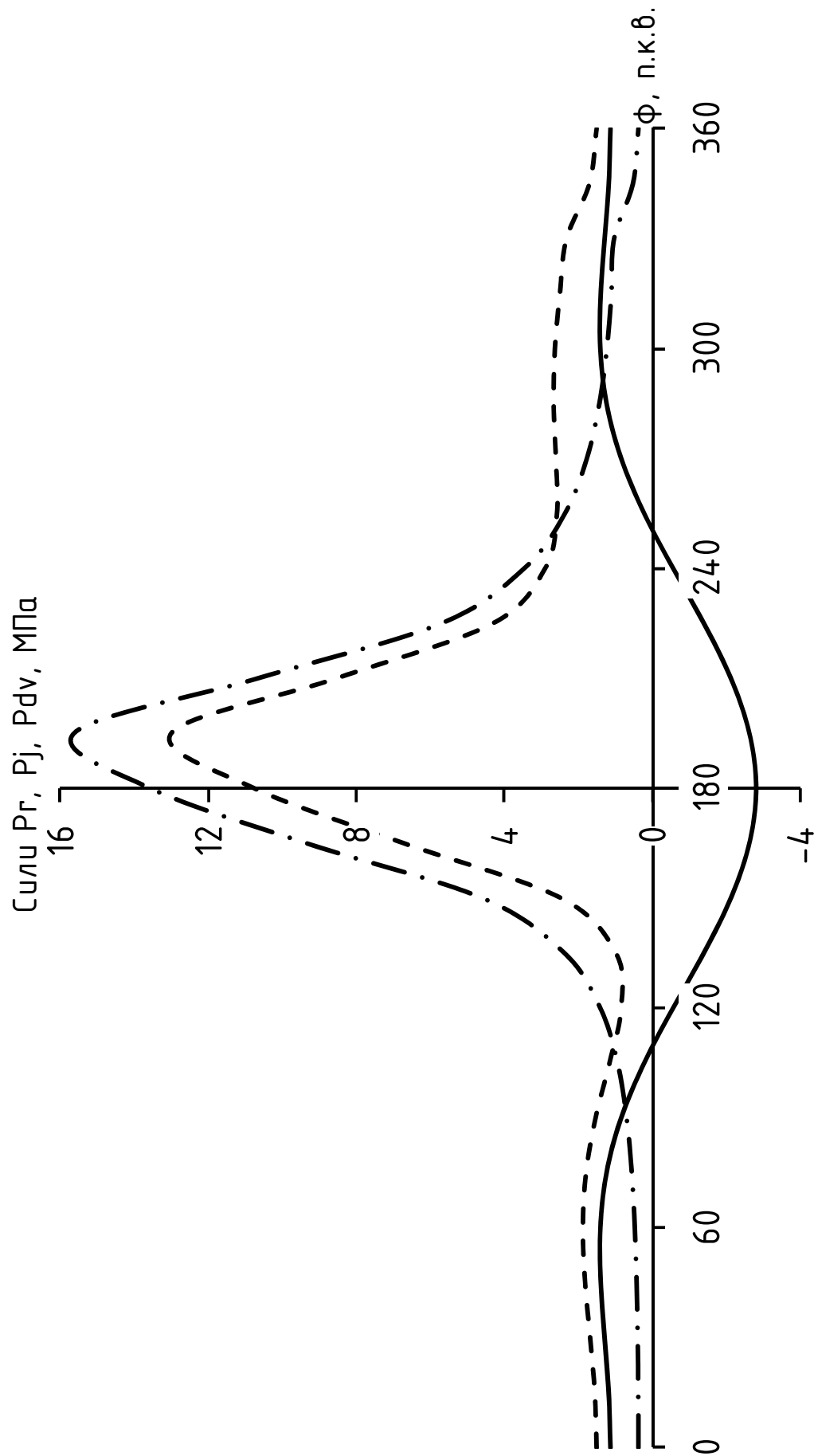


Рис. 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ

Аркуш

37

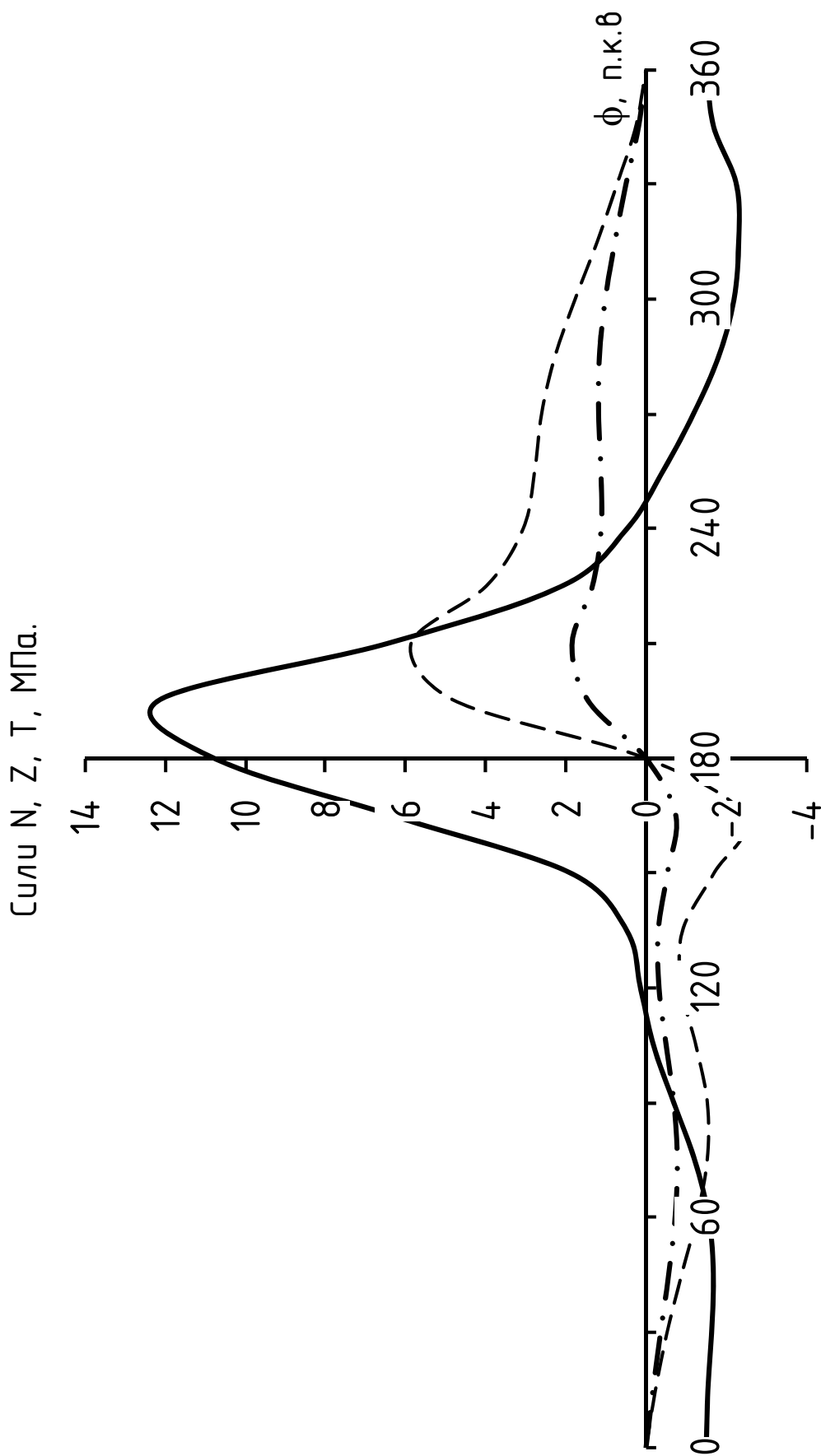


Рис. 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

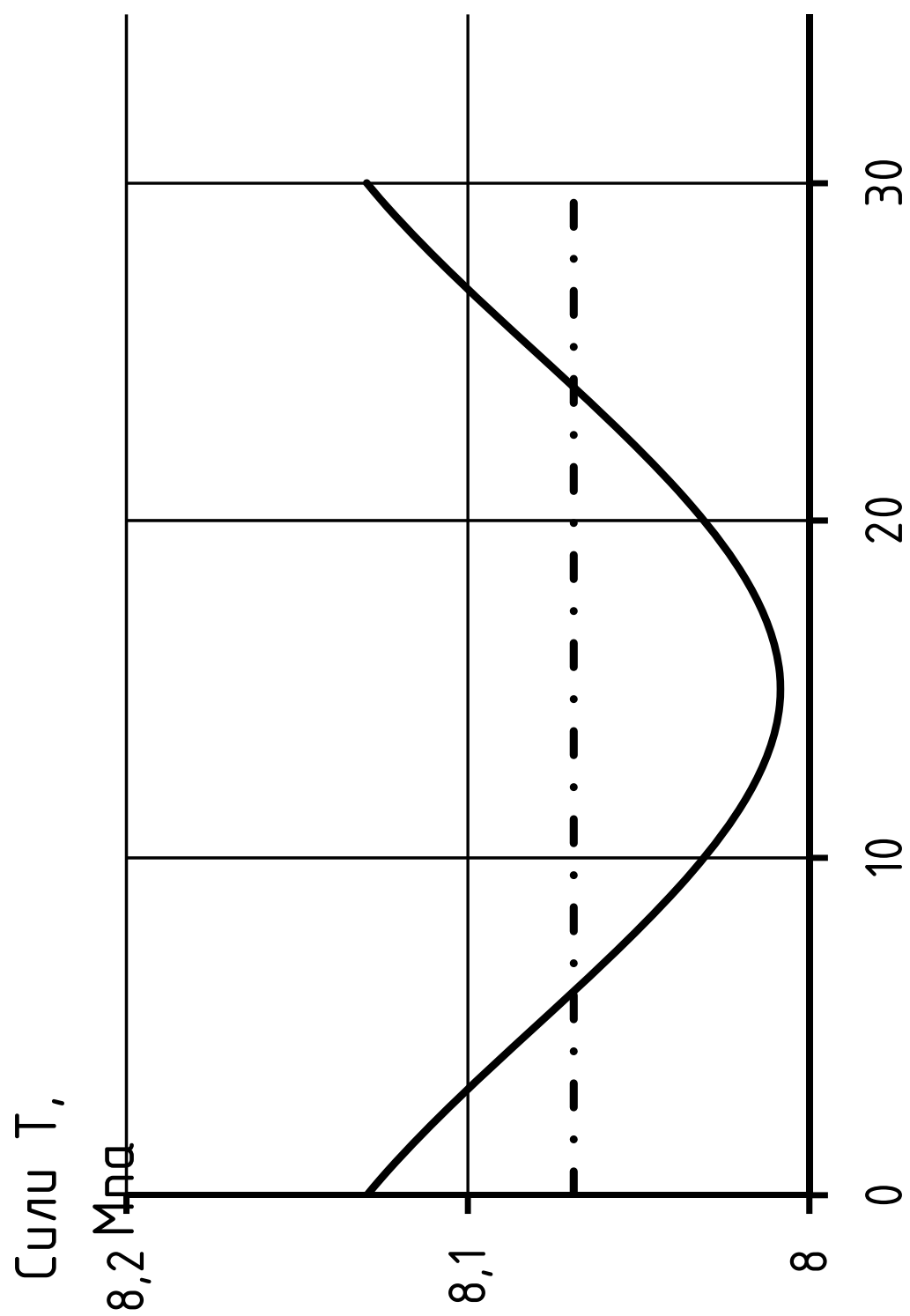


Рис. 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклінки колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ

Аркуш

39

2.5 Розробка конструкції випускного клапана

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном (рис. 2.6), який встановлений в кришці циліндра.

Корпус клапана прикріплений за допомогою чотирьох шпильок і гайок, утворюючи газонепроникне ущільнення сідла в кришці циліндра. Гайки сконструйовані на затягування гідравлічним пристосуванням.

Корпус клапана

Корпус клапана має змінне сідло в нижній частині, посадочна поверхня сідла для шпинделя клапана зміцнена.

Отвір для шпинделя клапана забезпечений змінною направляючою втулкою шпинделя.

Корпус шпинделя охолоджується водою. Охолоджуюча вода поступає до корпусу клапана з кришки циліндра через переливний патрубок. Вода зливається з верхньої частини корпусу клапана.

У відповідній трубі знаходиться дросельна шайба для обмеження кількості охолоджуючої води, що протікає через корпус випускного клапана.

Спереду корпусу клапана є кришка для очищення, через яке можна перевірити і прочистити порожнину охолоджуючої води.

Шпиндель

Шпиндель клапана з Німоніка. Термічна обробка поверхні сідла забезпечує необхідну твердість.

На нижній циліндровій частині шпинделя клапана встановлена крилатка, яка забезпечує обертання шпинделя під час роботи двигуна.

У верхній частині гідро циліндра на випускному клапані встановлений «шток контролю підйому / обертання» для індикації правильної роботи випускного клапана при роботі двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Обертання шпинделя вказується регулярними змінами верхнього і нижнього положення штока контролю (індикатора обертання) під час перевірки.

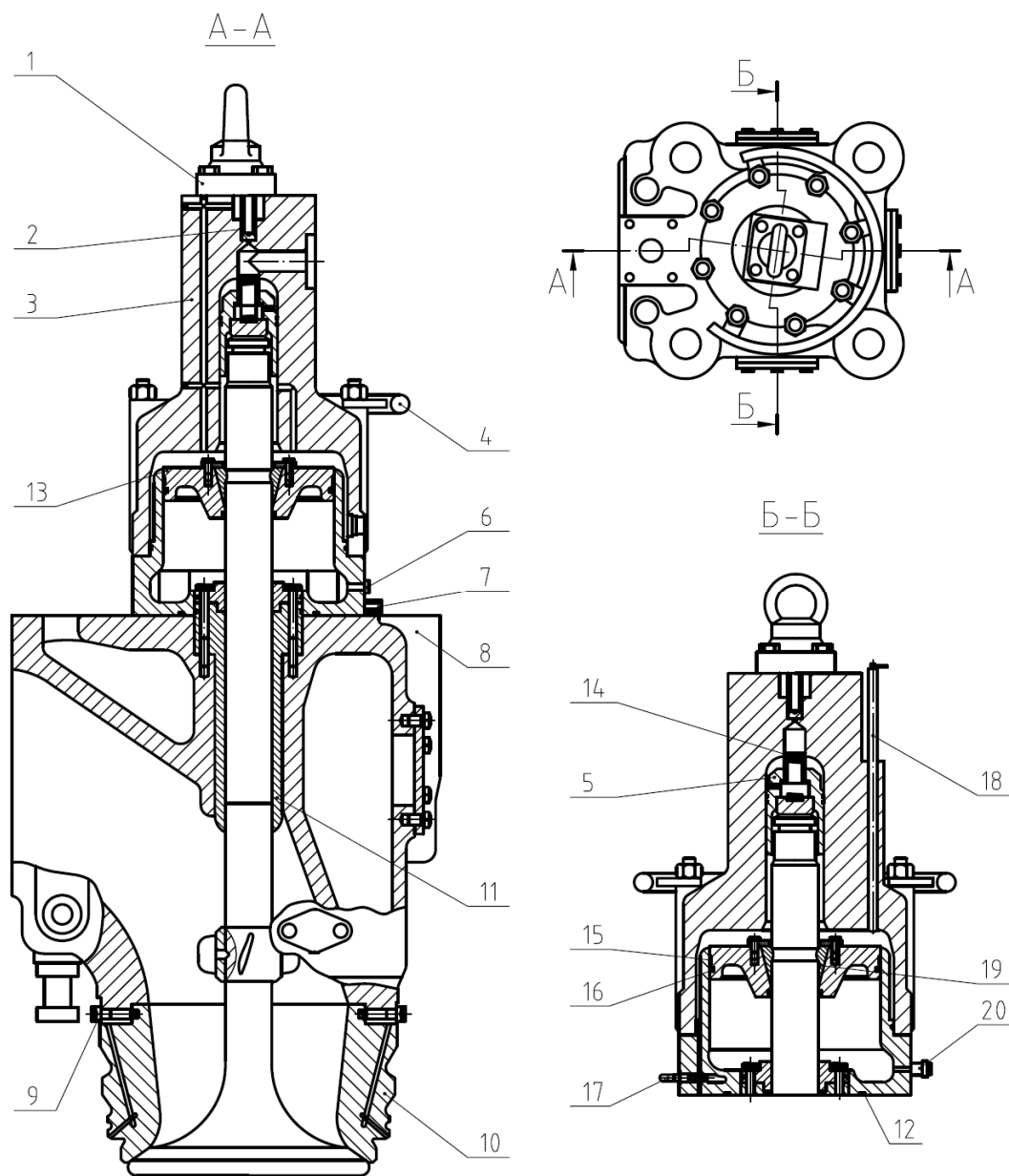


Рис. 2.6 – Випускний клапан: 1 – рем-болт; 2 – дросель; 3 – гідроциліндр; 4 – кільцеве огородження; 5 – гідропоршень; 6 – вентиляційна пробка; 7 – шаровий кран; 8 – корпус клапана; 9 – стопорні болти; 10 – сідло клапана; 11 – направляюча втулка; 12 – кільце ущільнююче; 13 – пневматичний поршень; 14 – демпфер поршня; 15 – тефлонове направляюче кільце; 16 – тефлоне ущільнююче кільце; 17 – запобіжний клапан; 18 – гідравлічна труба високого тиску; 19 – сухарі; 20 – управляючий блок

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		41

У верхній частині шпинделя встановлено два поршні:

1) Повітряний поршень

Поршень служить для закриття випускного клапана. Поршень сполучений з шпинделем з допомогою «сухарів».

2) Гідравлічний поршень

Поршень служить для відкриття випускного клапана.

Гідравлічний поршень має два поршневі кільця і демпфуючий пристрій, призначений для демпфування закриття клапана.

Гідравлічний поршень управляється через трубопровід, який сполучений з відповідним гідравлічним поршнем в приводному механізмі від розподільного валу. Цей поршень управляється через штовхач випускним кулаком розподільного валу.

Повітряний циліндр

Повітряний циліндр встановлений у верхній частині корпусу клапана. Повітря подається під повітряний поршень через неворотний клапан для закриття випускного клапана.

У нижній частині корпусу повітряного циліндра встановлено два кільця ущільнювачів. Дренажний отвір між цими кільцями показує коли ущільнення недостатньо.

Запобіжний клапан встановлений в нижній частині циліндра.

Гідроциліндр

Гідро циліндр встановлений на повітряному циліндрі у верхній частині корпусу випускного клапана і закріплений за допомогою шпильок і гайок.

Випускний клапан відкривається від натиснення на шпиндель клапана гідравлічного поршня в гідро циліндрі.

У верхній частині циліндра встановлений деаераційний клапан для вентиляції масляної системи.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Масло, яке просочується через цей клапан, прямує через канал в порожнину довкола повітряного циліндра і зливається через отвір разом з витічним маслом від поршня.

Ущільнююче повітря

Пристрій ущільнюючого повітря встановлений довкола шпинделя під днищем повітряного циліндра. Ущільнююче повітря підводиться нижче за кільця ущільнювачів через отвір. Ущільнююче повітря дозволяє запобігти проникненню випускного газу і часток вгору зношування робочих поверхонь і забруднення пневматичної системи приводу клапана.

Ущільнююче повітря подається з повітряного циліндра через трубу з дросельною шайбою.

Наявність масляного туману в повітрі з повітряного циліндра покращує умови роботи кілець ущільнювачів.

Гідравлічний привід клапана

Випускний клапан приводиться в дію кулаком розподільного валу через гідравлічну передачу.

Штовхач вводиться в контакт з кулаком під дією спіральної пружини, яка закріплена між штовхачем і гідравлічним циліндром так що ролик штовхача слідує за кулаком розподільного валу.

Гідравлічний циліндр прикріплений до корпусу розподільного валу чотирма шпильками, дві з яких мають довжину достатню, щоб дозволити пружині штовхача поступово ослаблятися під час демонтажу деталей.

Обертання штовхача запобігає такою, що стопорною направляє.

Поршень, який вставлений в гідравлічний циліндр, спирається на п'яту в кільцевій виточці штовхача і сполучений з штовхачем штиковим замком.

Гідравлічний циліндр на корпусі розподільного валу пов'язаний з гідравлічним циліндром на випускному клапані трубою високого тиску.

Масло під тиском подається від системи мастила розподільного валу через неозвратний клапан у верхній частині гідравлічного циліндра.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Витік масла від гідро циліндра на випускному клапані зливаються по трубі до опорної плити гідравлічного циліндра на корпусі розподільного валу. Звідти масло зливається через отвір в корпус розподільного валу.

Перебирання випускного клапана

1. Встановити випускний клапан на майданчику і зняти вісім гайок і кільцеве огороження з гідроциліндра.

2. Зняти і оглянути ущільнюючі кільця і упорний диск гідравлічної труби високого тиску на наявність рисок. Замінити ущільнюючі кільця і упорний диск, при необхідності.

3. Ослабити болти і зняти рим – болт над дроселем в гідроциліндрі.

Вигвинтити і прочистити дросель. Перевірити і прочистити отвір під дросельний клапан у верхній частині гідроциліндра.

4. Покласти гідроциліндр в горизонтальне положення. Зняти фланець і витягнути поршень. Оглянути отвір гідроциліндра на наявність задирів і провести виміри.

5. Відпустити болт вентиляційної пробки над кульовим краном на повітряному циліндрі. Опустити повітряний поршень з «сухарів».

6. Пропустити підймальні стропи через чотири отвори корпусу клапана і підняти корпус клапана без шпінделя.

7. Підвісити корпус клапана над парою дошок, залишивши відстань пр. 10 мм між нижньою частиною і дошками. Зняти стопорні болти, які утримують сідло клапана. Зняти ущільнюючі кільця з сідла і прочистити всі охолоджуючі отвори, посадочний пояс сідла.

8. Ретельно оглянути посадочний пояс сідла на наявність пошкоджень і перевірити шаблоном. Якщо необхідно, пошліфувати посадочний пояс.

9. Перевірити шток шпінделя на наявність зносу в зоні між 280 мм і 410 мм від верху шпінделя.

10. Очистити шпіндель клапана і перевірити конус клапана і посадочну поверхню шаблоном.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Демонтувати повітряний поршень з повітряного циліндра і перевірити тефлонове направляюче кільце і тефлонове ущільнююче кільце на знос. Демонтувати управляючий блок з повітряного циліндра. Якщо необхідно замінити кільця, розрізати їх і зняти.

12. Очистити повітряний циліндр і перевірити робочу поверхню на наявність зносу або можливих щербин. Демонтувати і перевірити фланці і ущільнюючі кільця пристрою ущільнювання повітря. Встановити нові ущільнюючі кільця при монтажі фланців в днищі повітряного циліндра.

13. Замінити ущільнююче кільце в канавці знизу днища повітряного циліндра. Зняти захисний ковпачок із запобіжного клапана і демонтувати клапан з повітряного циліндра, а також замінити прокладку і ущільнююче кільце. Встановити клапан в контрольний прилад для перевірки тиску. Перевірити тиск відкриття.

14. Оглянути направляючу втулку шпинделя на наявність зносу. Якщо виявиться необхідним замінити втулку, витягнути її за допомогою чотирьох демонтажних болтів.

15. Встановити сідло клапана (з новими ущільнюючими кільцями) на корпус клапана і закріпити болтами. Встановити шпиндель клапана в корпус клапана.

16. Після переборки і установки шпинделя клапана на корпус клапана направити повітряний циліндр і пристрій ущільнювання повітря вниз по шпинделю клапана.

17. Встановити кінчне направляюче кільце повітряного поршня в повітряний циліндр. Опустити повітряний поршень по шпинделю клапана в повітряний циліндр.

18. Встановити «сухарі» і підняти повітряний поршень вгору довкола «сухарів». Встановити фланець на верхній частині повітряного поршня і за допомогою чотирьох болтів стягнути повітряний поршень і фланець разом.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

19.Зняти поршневі кільця з масляного поршня і перевірити кільця на наявність зносу.

20. Встановити поршень на верх шпинделя і перевірте роботу поршня демпфера. Під'єднати повітря під тиском до порожнини під повітряним поршнем, щоб тримати клапан закритим і утримувати повітряний циліндр в близькому контакті з корпусом клапана.

21. Перевірка зачеплення поршня демпфера проводиться контролем відстані від верхньої кромки поперечки до верху поршня демпфера. Якщо розмір поза межами, слід провести регулювання переміщенням диска в поршні демпфера.

22. Після ретельного чищення і візуальної перевірки всіх деталей зібрати деталі і встановити поршень, дросель і підймальний болт в масляному циліндрі (гідроциліндрі).

23. Встановити нове ущільнююче кільце у внутрішній канавці гідроциліндра. Встановити перебраний гідроциліндр у верхній частині повітряного циліндра. Встановити кільцеве огороження і затягнути гайки.

24. Перед установкою випускного клапана в кришку циліндра встановити нові ущільнюючі кільця на сідло клапана і покрити їх звичайним змащувальним маслом. Під'єднати стисле повітря до пневматичного поршня, щоб тримати випускний клапан закритим під час монтажу. Затягнути клапан в кришку циліндра. Від'єднати стиснене повітря і встановити трубу ущільнюючого повітря.

Після збірки клапана рекомендується випробувати клапан таким чином:

Підняти клапан краном машинного відділення (при цьому клапан відкриється).

Під'єднати стисле повітря до пневматичного поршня. Клапан повинен закритися.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірити, щоб щуп 10 мм міг бути вставлений приблизно на 15 мм в зазор між зовнішніми частинами посадочних поверхонь корпусу клапана і шпинделя.

При від'єднанні підведеного стислого повітря і вивернутої вентиляційній пробці, розташованій над кульовим краном на повітряному циліндрі, випускний клапан повинен відкритися.

Виконавши це двічі, залишити клапан закритим і перекрити підведення стислого повітря. Клапан повинен залишатися закритим не менше години.

2.6. Розробка технологічного процесу монтажу кришки робочого циліндра

Основні положення та опис монтажу кришки циліндра

Сучасне судно насичене різноманітним і складним механічним обладнанням, яке різниться конструкцією, масою і габаритом, а також вимогами до точності монтажу і надійності при експлуатації.

Монтажні операції відрізняються великою різноманітністю, що обумовлено складністю механічного устаткування - головних двигунів, валопроводів, гвинторулевих комплексів, трубопроводів та ін. Підготовку до монтажу механічного устаткування здійснюють в цеху, основні операції виконують на судні в стапельний період будівлі і при добудові на плаву.

Монтаж обладнання, виготовлення та встановлення трубопроводів, а також випробування суден мають значну питому вагу і в залежності від типу судна становлять 15-35% трудомісткості його споруди. Тривалість циклу монтажних операцій ще велика і складає 70-80% часу побудови судна. Це пояснюється насамперед складністю енергетичних установок сучасних суден. Крім того, при монтажі поки переважають ручні слюсарні операції, які важко повністю механізувати.

Прокладки повинні забезпечити надійне кріплення і мінімальну трудомісткість монтажу механізмів. Ці вимоги для одного і того ж

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

механізму можуть бути задоволені при різних конструкціях і матеріалах прокладок. Остаточний вибір визначається технологічністю конструкції компенсуючої ланки і технічними можливостями заводу - будівельника судна. При виборі матеріалу основне значення має незмінність механічних характеристик і форми прокладок під навантаженням при різних температурних умовах експлуатації. Розміри прокладок вибирають, виходячи з питомої тиску від ваги механізму і зусилля затяжки фундаментних болтів.

Для забезпечення нерухомості обладнання необхідно, щоб експлуатаційні навантаження, зсуваючі механізм у площині кріплення, були в 2 рази менше сили тертя від затягування шпильок і сили опору шпильок на зріз.

При монтажу кришки циліндра проводяться наступні операції:

Встановлюємо на місце нове ущільнювальне кільце у верхній частині гільзи циліндра (рис. 2.7). Далі кришку циліндра розміщену на підтримуючому пристрої, ретельно протираємо по поверхні контакту з гільзою циліндра.

Встановлюємо ущільнювальні кільця для підключення охолоджуючої води та змащуємо їх мастилом. Далі встановлюємо нове ущільнювальне кільце в канавку фланця проміжної труби. Встановлюємо нижню кришку акуратно на місце.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

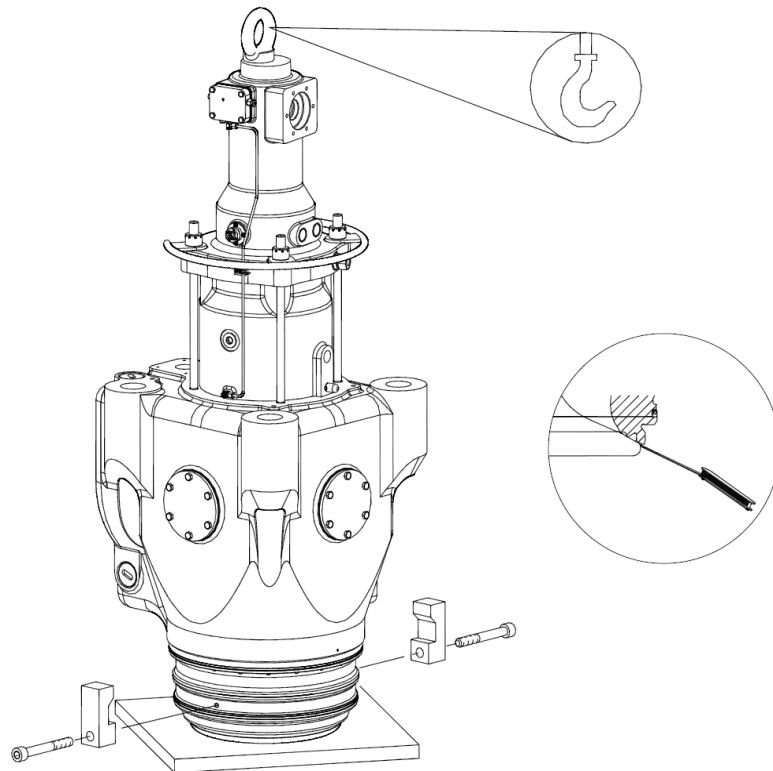


Рис. 2.7 – Встановлення запобіжника на нижню частину кришки циліндра

Під час встановлення кришки на двигун (рис. 2.8), ретельно перевірити, щоб отвори підключення труби охолоджуючої води співпадали з отворами блока циліндрів для охолодження зарубашечного простору. Якщо шпильки кришки циліндра були видалені і перемонтовані, перевірити відстань виступаючої частини шпильки з кришки циліндра. При необхідності вивертаємо шпильки до необхідної висоти виступу з кришки циліндра. Далі встановлюємо всі вісім гайок на шпильки і потім загвинчуємо їх до кришки циліндра.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

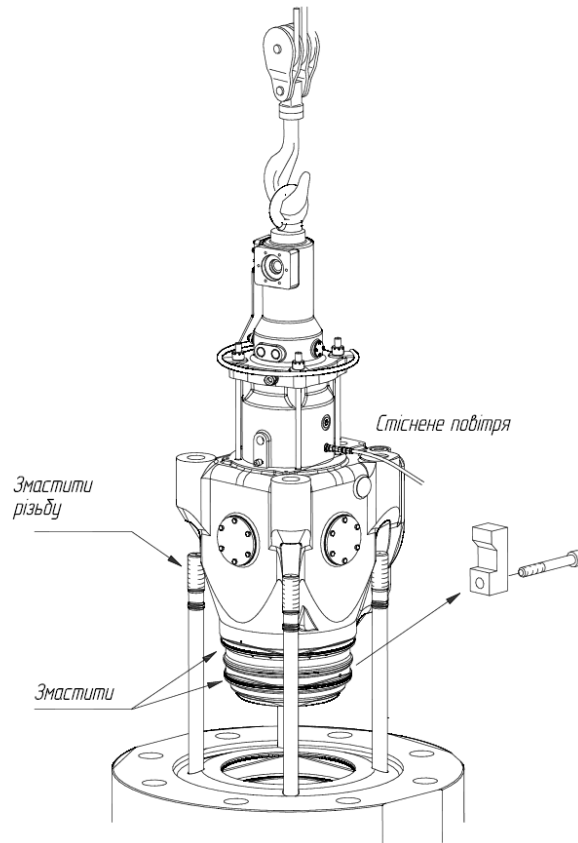


Рис. 2.8 – Встановлення кришки циліндра на двигун

Потім встановлюємо гідравлічний інструмент на кришку циліндра (рис. 2.9). Підключаємо гідравлічні шланги до роз'ємів і підвищуємо тиск до рівня зазначено в технічних даних. Затягуємо гайки з відповідним тиском. Знижуємо тиск. Знімаємо гідравлічний пристрій з кришки циліндра.

Встановлюємо захисні ковпаки на шпильки кришки циліндра. Вирівнюємо проміжну трубу так, щоб отвори в фланці проміжної труби відповідали отворах фланця на вихлопному колекторі. Потім загвинчуємо та затягуємо гвинти на фланці. Встановлюємо ізоляційні кожухи навколо проміжної труби.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

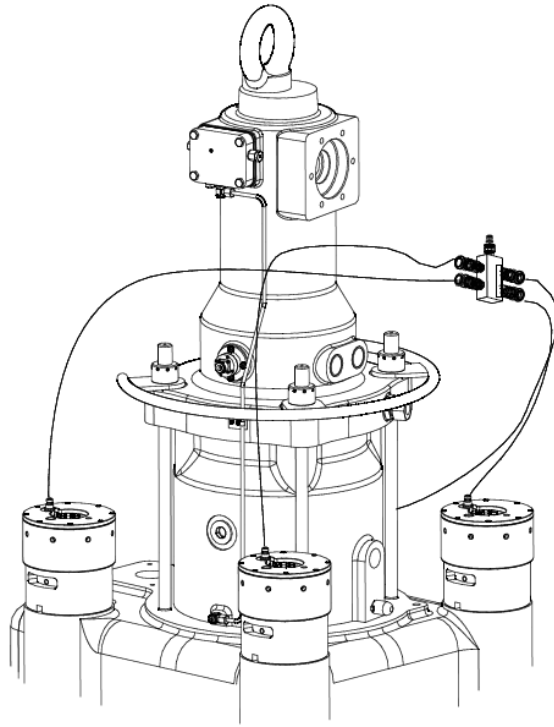


Рис. 2.9 – Встановлення гідравлічного інструменту на кришку циліндра

Далі приєднуємо труби повернення масла та повітря для пневматичного закриття випускного клапана. Також встановлюємо трубу підводу мастила для гідравлічної заслонки в випускний клапан (рис. 2.10). Потім монтуємо трубу високого тиску для гідравлічного управління клапаном.

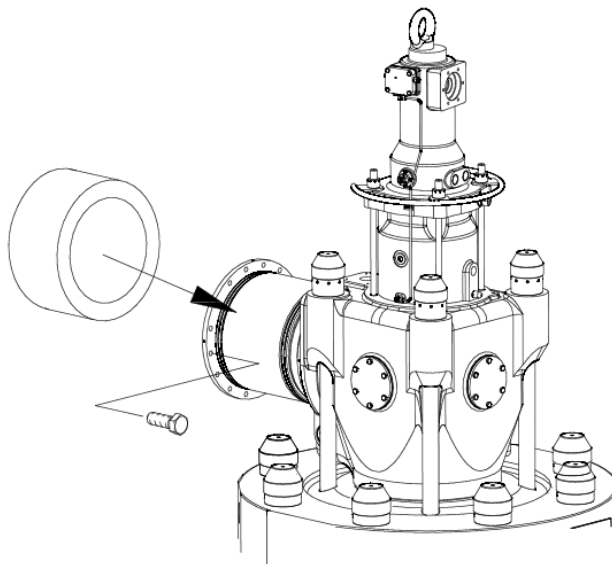


Рис. 2.10 – Встановлення проміжної труби між випускним колектором та кришкою циліндра

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		51

Монтуємо штекер для електронного датчика для випускного клапана.

Починаємо монтаж труб пускового та управляючого повітря для пускового клапана (рис. 2.11).

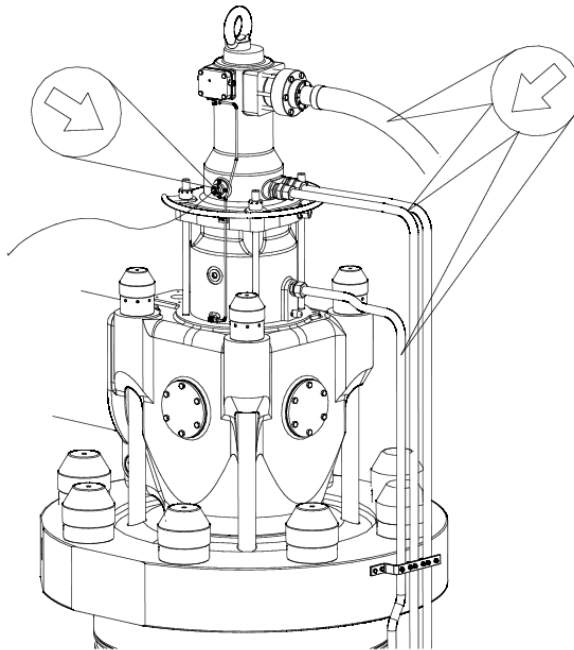


Рис. 2.11 – Встановлення труби стисненого повітря для закриття випускного клапана

Монтуємо труби охолодження на виході води від випускного клапана. Також встановлюємо зливну трубу на проміжній трубі між випускним клапаном і кришкою циліндра. Підключаємо вихідні труби від труби повернення масла на форсунку.

Після завершення встановлення кришки циліндра, закрив випускні крани охолоджуючої води, відкриваємо клапан охолодження води на виході. Відкриваємо клапан подачі повітря на випускний клапан, відкріємо подачу палива та увімкнемо мастильний насос.

Оглянемо шпильки циліндрової кришки візуально, щоб шпильки були затягнуті в повному обсязі. Перевірте калібрувальним щупом 0.05мм, що не існує зазору між нижньою частиною циліндрової кришки гайки шпильки і верхньої поверхні циліндра. кришки.

Техніка безпека при монтажі

Дотримання правил техніки безпеки є головною умовою попередження виробничого травматизму. Найдосконаліші умови праці та новітні технічні заходи з техніки безпеки не зможуть дати бажані результати, якщо працівник не розуміє їх призначення. Знання виробничих трудових процесів, обладнання, що застосовується, пристосувань, інструменту і безпечних способів і прийомів у роботі створюють умови для продуктивної праці без травматизму.

Робітники і службовці монтажних організацій допускаються до виконання робіт тільки після проходження вступного інструктажу та інструктажу на робочому місці по техніці безпеки. Всі монтажники повинні пройти курсове навчання з техніки безпеки і спеціальне технічне навчання. Навчання проводиться адміністрацією за типовими програмами. Відповідальність за своєчасність, повноту та правильність навчання з техніки безпеки несе керівник монтажно-ї дільниці, організації, підприємства.

Щоб уникнути травматичних випадків адміністрація монтажно-ї організації зобов'язана вживати заходів для їх попередження.

До них відносяться:

- своєчасна та належна підготовка фронту робіт;
- забезпечення монтажників справним індивідуальним і бригадним монтажним інструментом, пристроями та обладнанням;
- надання в розпорядження монтажників справних і перевірених засобів механізації та електрифікованого інструменту;
- забезпечення монтажників своєчасно випробуваними та перевіреними засобами захисту та спецодягом, що відповідають характеру їх роботи, умов навколишнього середовища;
- надійне огороження робочих місць;

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- забезпечення об'єкта монтажу відповідними засобами для роботи на висоті (ліси, підмости сходи, драбини, підйомники і т.д.);
- інструктаж електромонтажників на робочому місці;
- перевірка знань персоналом правил техніки безпеки і вимог пожежної безпеки.

Роботи, при виконанні яких електромонтажник знаходиться вище 1,5 м від поверхні робочого настилу або перекриття називаються роботами на висоті. До роботи на висоті допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, навчання вимогам безпеки праці, отримали спеціальне посвідчення.

Особи, допущені до роботи на висоті, проходять медичний огляд щорічно.

У необхідних випадках працювати на висоті можна з неогороджених поверхонь або з постійно укріплених сходів, але з обов'язковим застосуванням перевірених і випробуваних запобіжних поясів. Користуватися поясами, на які немає паспортів, забороняється. Для перенесення і зберігання інструментів, особи, які працюють на висоті, повинні бути забезпечені індивідуальними сумками або інструментальними ящиками.

Забороняється підкидання будь-яких предметів для подачі працюючим нагору. Інструменти, матеріали та інші предмети необхідно подавати за допомогою мотузки, до середини якої їх прив'язують. Другий кінець мотузки повинен знаходитися в руках у вартого внизу працівника, який утримує піднімаються предмети від розгойдування.

При виконанні монтажних робіт дозволяється застосовувати тільки справний інструмент. Інструмент не повинен мати пошкоджень (тріщин, сколів, вибоїн) робочих крайок, задирок і зазубрин в місці захоплення інструменту рукою працюючого, тріщин і задирок на потиличній частині рукояток.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимірювання переносними приладами повинні проводитися двома особами, причому одна з них повинне мати кваліфікаційну групу не нижче четвертої, інша - не нижче третьої.

Деталі і складальні одиниці дизеля масою 50 кг і більше, підлягають переміщенню в процесі розбирання та ремонту, повинні бути пристосовані для стропування.

На деталях і складальних одиницях масою від 20 до 50 кг повинні бути передбачені пристрої, що забезпечують зручність їх переміщення.

В експлуатаційній документації при необхідності повинні бути зазначені схеми стропування для монтажу і демонтажу деталей складальних одиниць масою понад 100 кг.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1 Розробка заходів з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

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

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/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

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

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		56

оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

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

Пожежна безпека

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

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). 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

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Шум

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

Вібрація

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 пояса, 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 [6].

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

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва [9].

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,

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		60

витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

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

У третю групу входять 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 слизових 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		61

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі ($y\%$) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизуватих; 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, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

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

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, 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

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

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 сірчисту кислоту. Вплив SO_2 па 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 (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й 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

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		63

нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид 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 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 (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного 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

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- *смог крижани (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;
- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;
- *смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

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. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. 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.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В дипломному проєкті було виконано розрахунок робочого циклу 2 - тактного дизельного двигуна 12 ДКРН 96/250 потужністю 80000 кВт при 102 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі проведена розробка конструкції випускного клапана. Розроблено технологічний процес монтажу кришки робочого циліндра.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

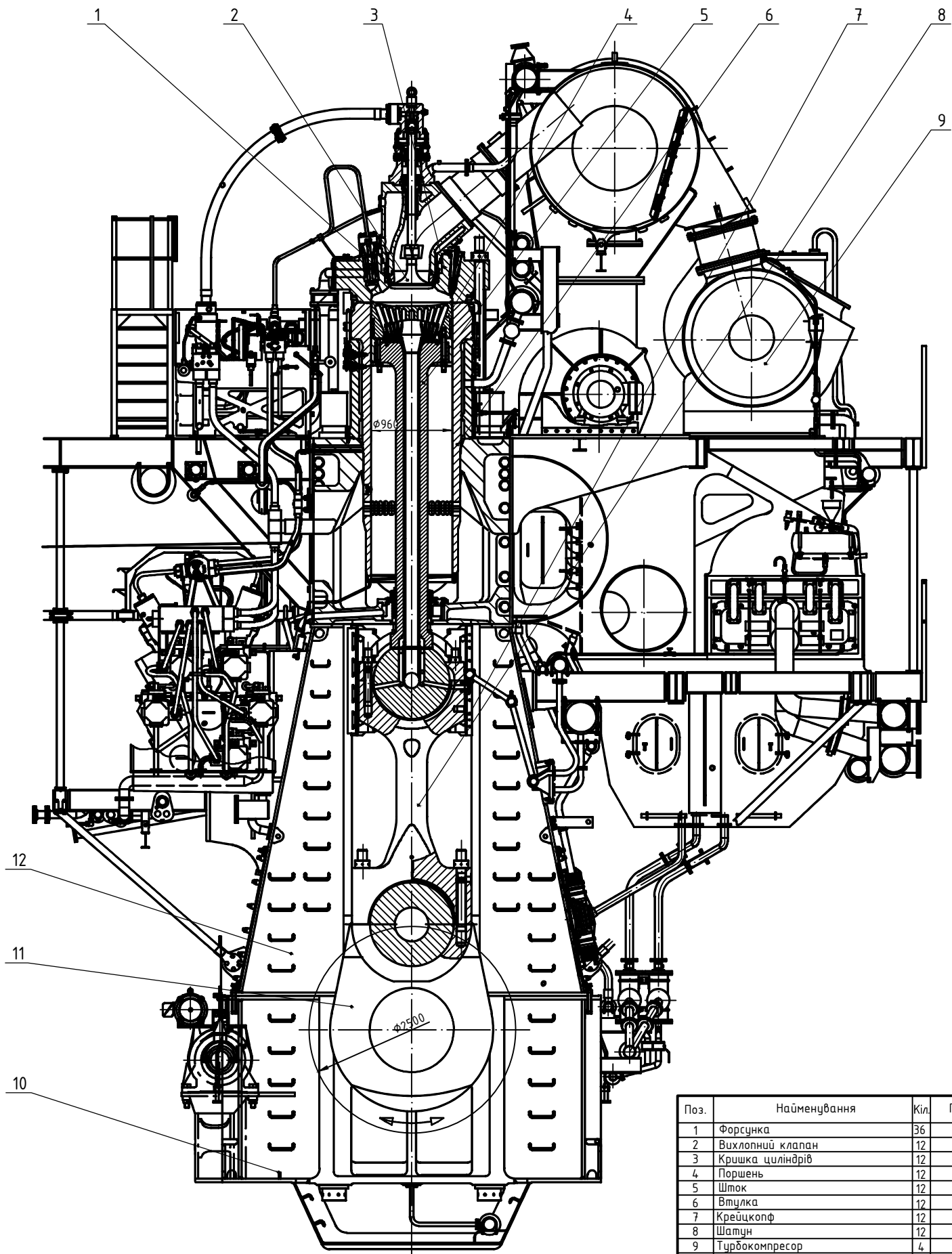
ЛІТЕРАТУРА

1. Шапко В. Ф. Теоретичні основи підвищення потужності та зниження витрат палива двигунів внутрішнього згорання. Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. Наукові праці. – Кременчук: КДУ, 2010. Вип. 1/2010 (60). С. 160–164.
2. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
3. Долганов К. Є., Лісовал А. А., Мержиєвська Л. П. Тепловий розрахунок поршневих двигунів внутрішнього згорання на ПЕОМ: навчальний посібник. 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 згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. Київ: Арістей, 2006. 292 с.
7. Двигуни внутрішнього згорання [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Шапко В. Ф. Основи теорії та характеристики поршневих ДВЗ: навчальний посібник. Харків: Точка. 2014, 148 с.
9. 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.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 142.44.25.28.ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Потужність, кВт

80000

Частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹

102

Середній ефективний тиск, МПа

1,86

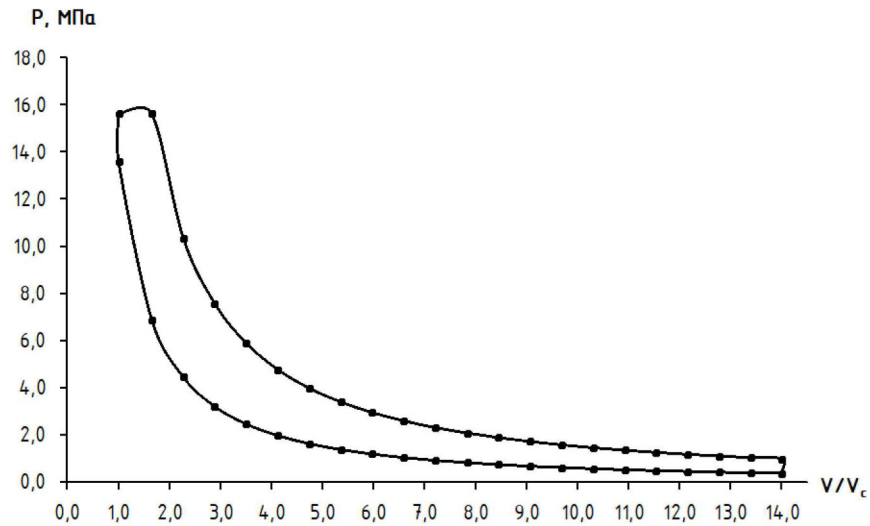
Питома ефективна витрата важкого палива, кг/(кВтхгод)

0,174

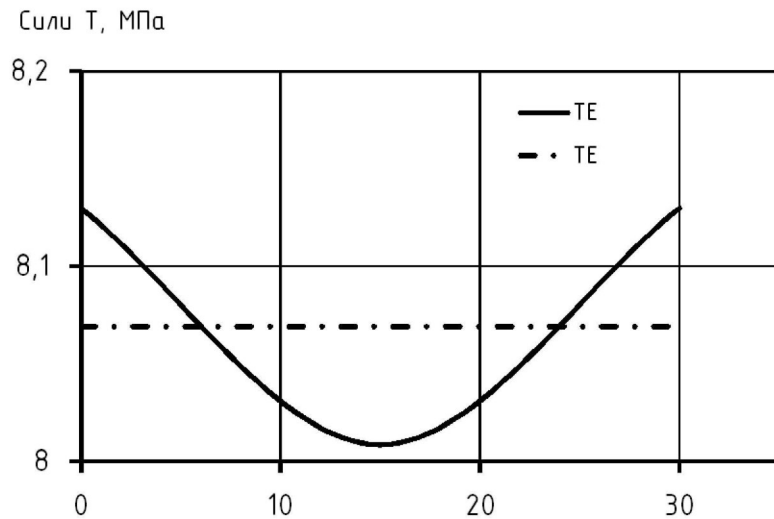
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Форсунка	36	
2	Вихлопний клапан	12	
3	Кришка циліндрів	12	
4	Поршень	12	
5	Шток	12	
6	Втулка	12	
7	Крейцкопф	12	
8	Шатун	12	
9	Турбокомпресор	4	
10	Фундаментна рама	1	
11	Колінчастий вал	1	
12	Станина	1	

				ПННІ НУК 142.44.25.28.01			
				Поперечний переріз двигуна 12DKRN 96/250			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Висновок	Лист	Маса	Масштаб
Розробка	Виробництво	Затвердження	Відомо	Відомо	Лист	Листів	
Лист	Листів	Лист	Листів	Лист	Листів	Лист	Листів
Лист	Листів	Лист	Листів	Лист	Листів	Лист	Листів

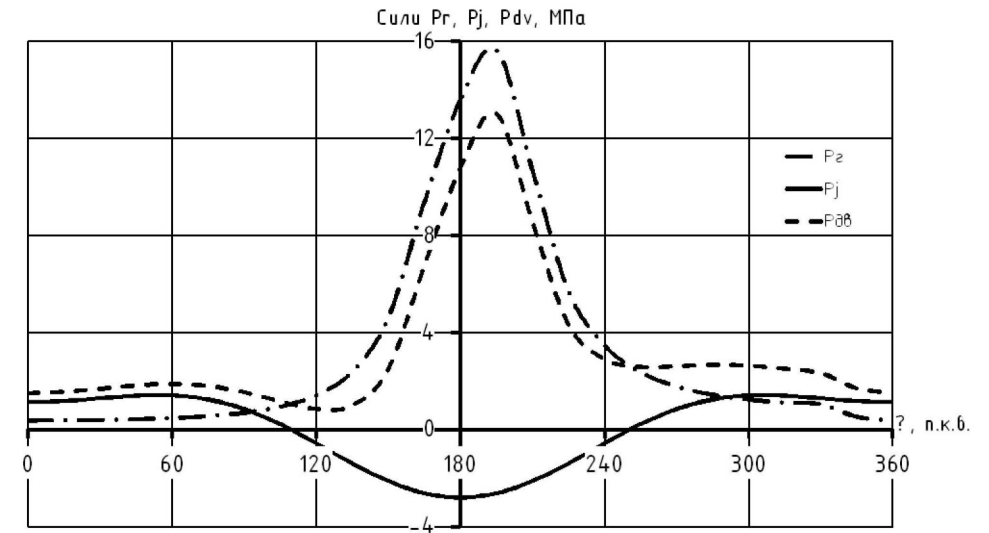
Індикаторна діаграма



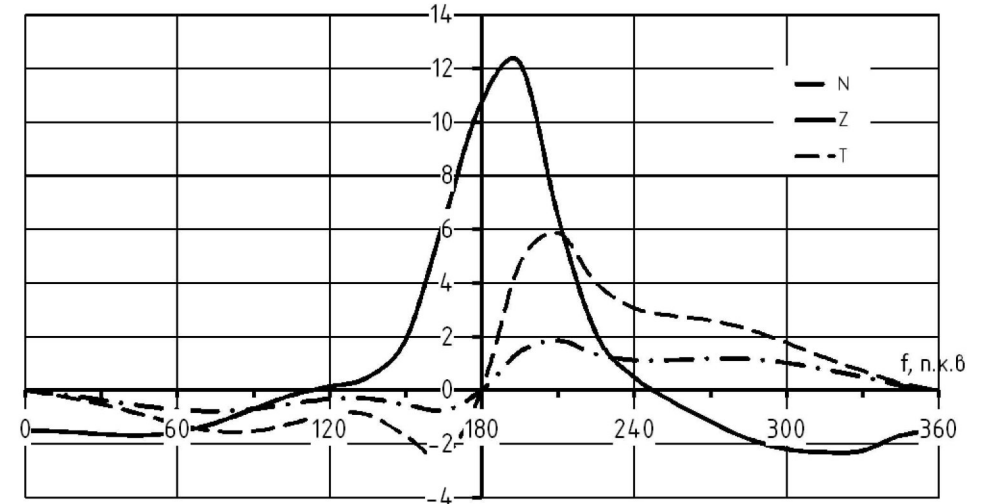
Зміна сумарних дотичних сил Т від кута заклинки колінчастого валу

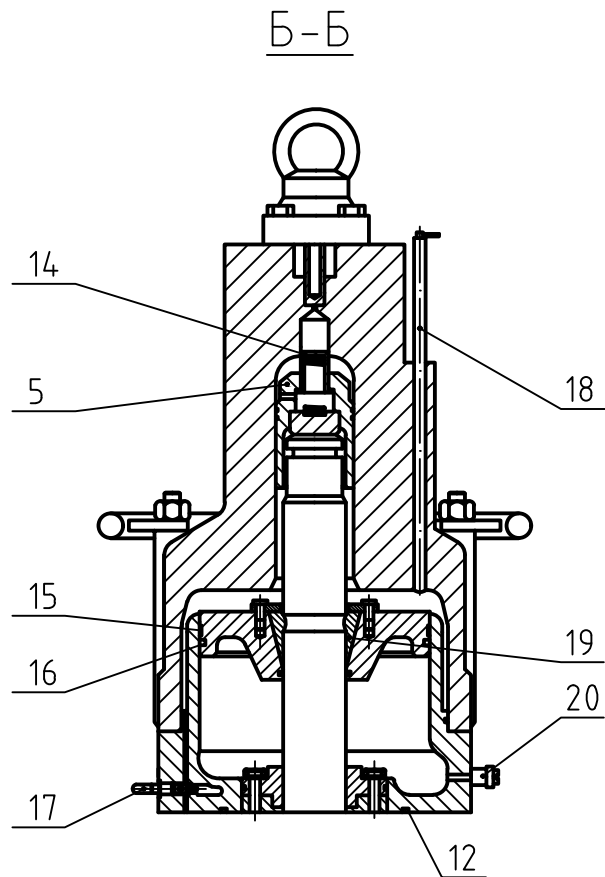
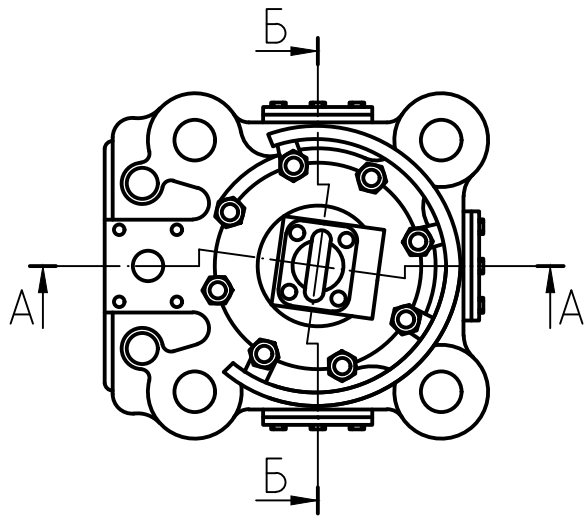
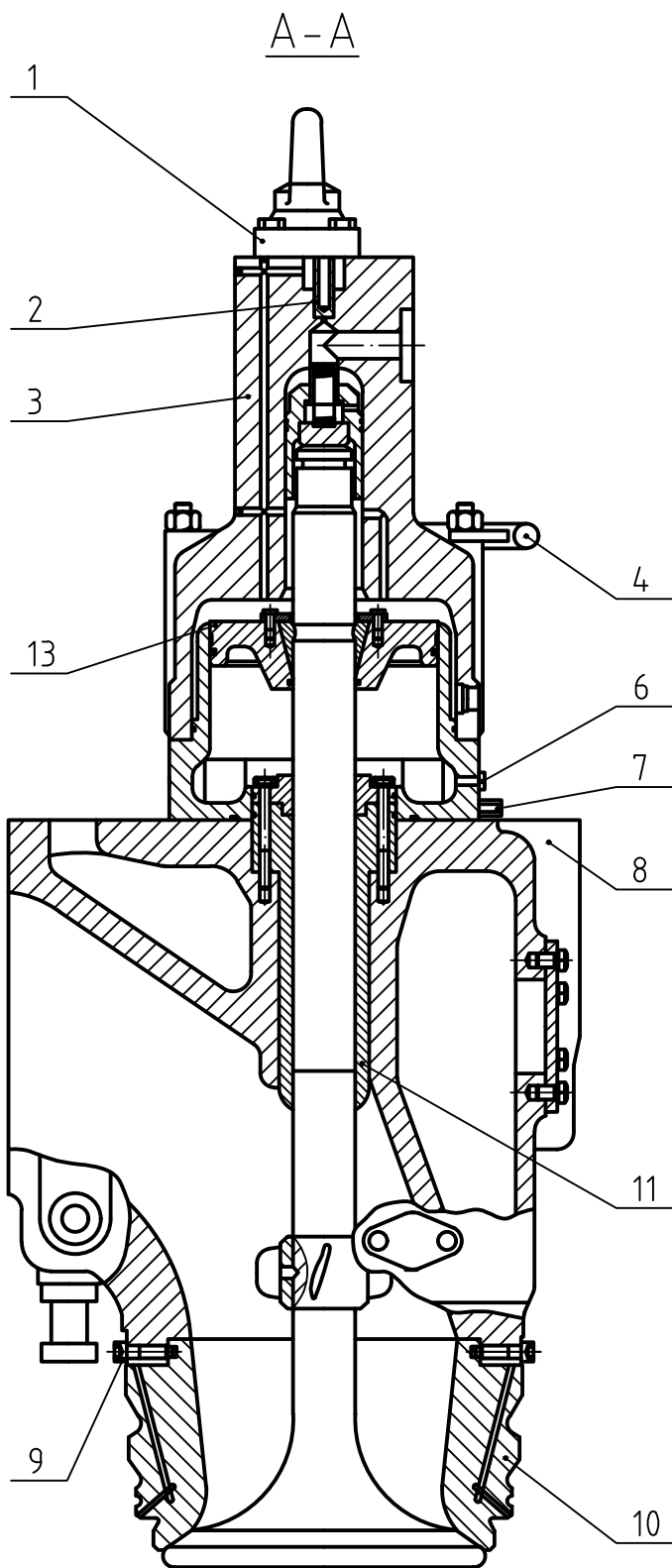


Зміна сил від кута повороту колінчастого валу



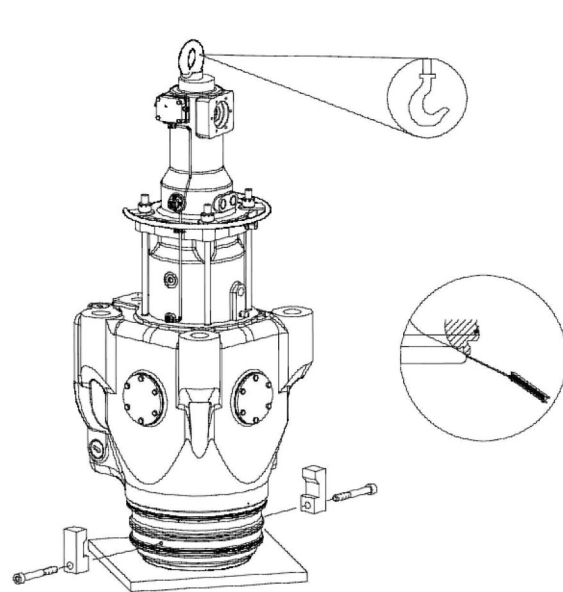
Сили N, Z, T, МПа.



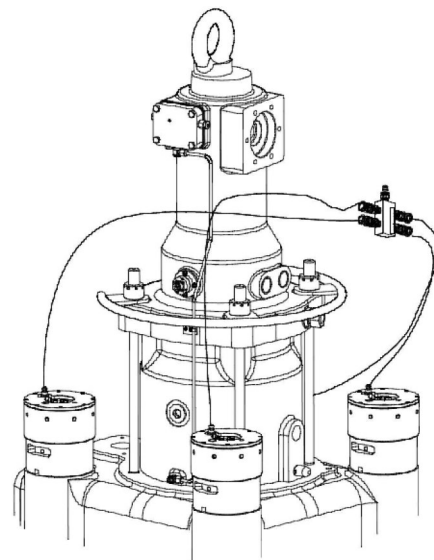


					ПННН НУК 142.44.25.28.03				
№	Лист	№ докум.	Підпис	Волод	Випускний клапан				
Розробл.	Корисин	В.В.			двигуна 12ДКРН 96/250				
Перевірл.	Ткач	М.Р.							
11. класиф.	Ткач	М.Р.							
Заствердл.	Корисин	В.В.							
					Лист	Листів			
					44-ЕМ-23				

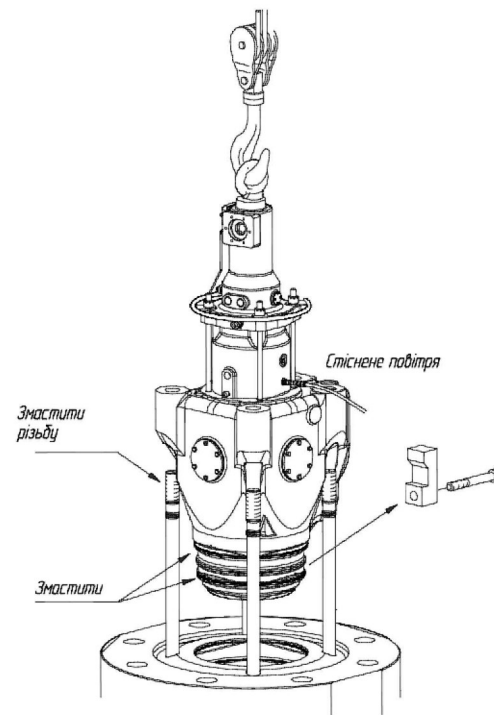
[illegible]



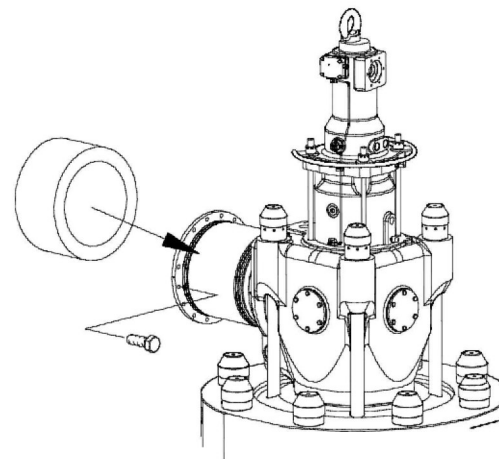
Встановлення запобіжника на нижню частину кришки циліндра



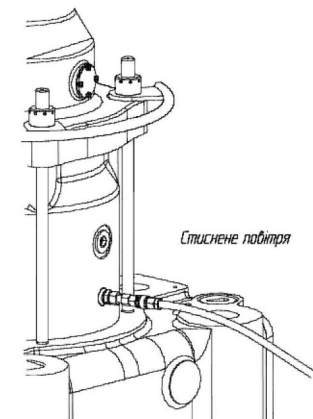
Встановлення гідралічного пристрою та затягування гаїлок



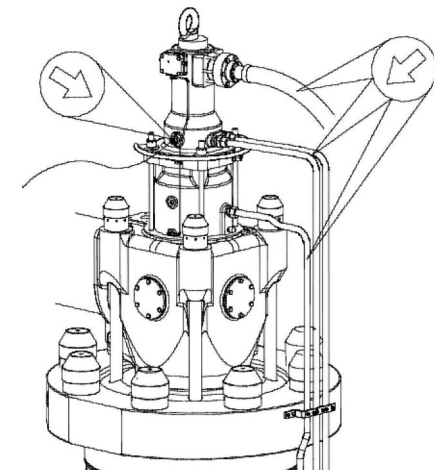
Встановлення кришки циліндра на двигун



Встановлення проміжної труби між випускним колектором та кришкою циліндра



Встановлення труби стисненого повітря для закриття випускного клапана



1. Підключення труби пускового та керуючого повітря
2. Підключення труби охолодження
3. Підключення труби повернення мастила

Технічні вимоги:

1. Гідралічний тиск при монтажі 2200 бар

ПННІ НУК 142.44.25.28.04				Лист		
Технологія монтажу кришки робочого циліндра				Лист		
44-ЕМ-23				Лист		
Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Печат	Лист	Маса
Розробив	Виконав	А.В.				
Перевірив	Технік	М.Р.				
Н. Копер	Технік	М.Р.				
Затвердив	Інженер	В.В.				