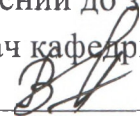


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 7200 кВт з розробкою технологічного процесу обслуговування колінчастого валу. Прототип 8 ЧН 43/61».

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23з

 **Голубенко О.А.**

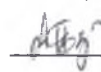
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)



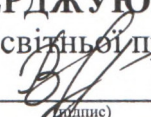
Познанський А.С.

(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Голубенкові Олександрові Анатолійовичу

1. Тема роботи: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 7200 кВт з розробкою технологічного процесу обслуговування колінчастого валу. Прототип 8 ЧН 43/61».

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

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 25.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8 ЧН 43/61 потужністю 7200 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 8 ЧН 43/61. 2. Діаграми динаміки.

3. Колінчастий вал. 4. Креслення технологічної частини.

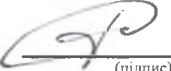
6. Консультанти роботи

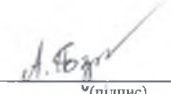
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання при

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	П
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  Голубенко О.А.
(підпис)

Керівник роботи  к.т.н, доцент Познанський А.С.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

В даному дипломному проекті проведено розрахунок робочого циклу 4 - тактного дизельного двигуна 8 ЧН 43/61 потужністю 7200 кВт при 500 хв⁻¹ колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу. Проведено динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки.

В конструкторському розділі виконано розрахунок основних систем, які обслуговують двигун: паливна, змащення, охолодження та газообміну. Розроблено технологічний процес обслуговування колінчастого валу.

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 90 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 4-stroke 8-cylinder diesel engine with supercharging 43/61 with a capacity of 7200 kW at a crankshaft speed of 500 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.

The design section has calculated the main systems that service the engine: fuel, lubrication, cooling, and gas exchange. A technological process for crankshaft maintenance has been developed.

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

The thesis is written in Ukrainian on 90 sheets of calculation and explanatory notes. 10 literary sources were used. The graphic part is presented on 4 drawings of A1 format.

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

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	6
1.1 Технічна характеристика двигуна	6
1.2 Опис конструкції двигуна 8ЧН 43/61	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	16
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	16
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	27
2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу	30
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	31
2.5 Розрахунок систем, які обслуговують двигун	40
2.6 Розробка технологічного процесу обслуговування колінчастого валу	47
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	74
3.1 Розробка заходів з охорони праці	74
3.2 Охорона навколишнього середовища	78
ВИСНОВКИ	84
ЛІТЕРАТУРА	85
ДОДАТКИ	86
1. Поперечний переріз двигуна 8 ЧН 43/61 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Колінчастий вал Ф-А1	
4. Креслення технологічної частини Ф-А1	

					ПННІ НУК 142.44.25.01. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Голубенко О.А.			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Познанський А.С.								4	90
Н. контр.		Познанський А.С.						44-ЕМ-23з			
Затвердив		Нестеренко В.В.									

ВСТУП

Колінчастий вал є найбільш напруженої деталлю, трудомісткою в виготовленні. При роботі вал навантажується змінними силами і моментами, схильний до крутильних, згинальних і поздовжніх коливань, які при несприятливих умовах (резонансні і близькі до них режими роботи) можуть істотно збільшити напруги в валі від основних газових і інерційних зусиль. Шийки валу під дією тертя схильні до зносу. Тому колінчастий вал повинен володіти високою міцністю, жорсткістю і зносостійкістю.

З цих причин колінчастий вал сучасного форсованого двигуна є однією з найбільш часто ушкоджуються деталей [1].

Основні вимоги, що пред'являються до конструкції валу:

- достатні міцність, жорсткість і зносостійкість при відносно невеликій масі; надійність роботи при різних експлуатаційних умовах;
- висока точність виготовлення шатунних і корінних шийок; достатні твердість і ступінь чистоти обробки поверхні шийок;
- динамічна врівноваженість і відсутність вібрацій; для швидкохідних двигунів – розвантаження корінних підшипників від відцентрових сил.

Найбільш частими є поломки колінчастих валів в зонах сполучень шийок і щік. Незважаючи на велику кількість опублікованих експериментальних даних по концентрації напружень в зазначених галтелях, ще немає достатніх узагальнень, що відносяться до двигунів окремих класів.

Пропонована дипломна робота, це спроба систематизованого викладу комплексу питань, пов'язаних з організацією й технологією експлуатації колінчастого валу середньообертового головного двигуна.

Надійна робота, технічні і економічні показники, послужили для вибору дизельного двигуна 8 ЧН 43/61 потужністю 7200 кВт в якості прототипу для дипломного проектування.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Двигун 8 ЧН43/61 (МАК М43, рис. 1.1) поступив в продаж в 1998 році, додавши четверту, найпотужнішу модель до нового покоління середнеобертових двигунів серій М20, М25 і М32. За перші десять років виробництва були продані більше 800 двигунів М43 в конфігураціях з 6, 7, 8, 9, 12 і 16 циліндрами, сукупною вихідною потужністю приблизно 6000 МВт. У 2004 році був представлений модернізований двигун М43С, який також випускається з вихідною потужністю 1000 кВт на циліндр. Сьогодні М 43 є беззастережним лідером ринку для судів місткістю до 1000 контейнерів типу TEU, а також займає міцне положення в інших сегментах ринку, наприклад, на ринках круїзних судів і поромів.

Знаком довіри до двигунів МАК в 2000 році з'явилося те, що власник контейнеровоза "Anke Ehler" (першого судна в серії "Sietas 160A") Хайнц Елер з Оттерндорфа (поблизу Гамбурга) оснастив його новітнім у той час двигуном М43. Після п'яти років і 30000 мотогодин інтенсивної експлуатації в Північному і Балтійському морях компанією Unifeeder перший повний огляд двигуна був вироблений в квітні 2005 року. Результати виявилися чудовими: ущільнення, клапани, поршні мали хороший стан, підшипники не мали ознак кавітації, плями контакту на роliках і кулачках були стабільними. Необхідно було замінити лише звичайні деталі зносу згідно з інструкціями по технічному обслуговуванню двигунів МАК. Поряд з цим багато інших двигунів М43 також виробили 30000 мотогодин до капітального ремонту і показали аналогічні добрі результати, серед них двигуни 9 М43 на перших десяти судах серії Sietas 168. Недавно двигун 8 М 43 на судні "Anke Ehler" виробив 45000 мотогодин до капітального ремонту без яких-небудь проблем і тепер наближається до відмітки 60 000 мотогодин.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Поточні проекти з двигунами M43C в сегменті контейнеровозів включають декілька більш крупних суден, які замовлені на верфях в Китаї, Нідерландах і Германії. Компанія Zhejiang Yangfan Ship Group з Джушаня (Китай) працює над виготовленням серії з 29 контейнеровозів категорії, призначеної для перевезення 700 контейнерів типа TEU, на кожному з яких буде встановлений один двигун МАК 7 М 43 С. Компанія Fujian Mawei Shipbuilding також використовує двигуни М 43. Вона поставить 32 судна на 700 контейнерів типа TEU з двигунами 8 M43C, а також 13 судів на 880 контейнерів типа TEU з двигунами 9 M43C. Компанія The Dutch Damen Shipyards Group оснащує двигунами M43C універсальні вантажні судна водотоннажністю 14 000 тонн дедвейту і пороми на 800 контейнерів типа TEU. Компанія IHDA Europe Feeder володітиме 8 контейнеровозами на 800 контейнерів типа TEU кожен, які будуть побудовані на різних верфях і оснащені двигунами 8 M43C і 9 M43C. На верфях компанії Volharding будують 8 судів на 900 контейнерів типа TEU з тяговими двигунами 8 M43C. Як і на верфях компанії Sietas, інші верфі Німеччини, такі як Detlef Hegemann Rolandwerft, SSW Schichau Seebeck, Cassens and Peters Schiffbau, також встановлюють значну кількість двигунів M43C на контейнеровози, що будуються.

За перші десять років двигуни серії МАК M43 показали чудові експлуатаційні якості і стали користуватися широким визнанням на ринку. Поставка судна "Aidadiva" в 2005 році також ознаменувало вихід компанії Caterpillar Marine Power Systems (CMPS) на ринок великих круїзних суден. Aidadiva і п'ять майбутніх суден цієї серії оснащуються дизель-електричною тяговою системою з чотирма двигунами МАК 9M43C, що розвивають сукупну потужність 36000 кВт. Їх низька токсичність відпрацьованих газів, плавна робота і низька витрата палива високо цінуються як пасажирями, так і судовласниками. В той же час журнал замовлень двигунів для круїзних судів в компанії CMPS вже містить 66 двигунів серії M43C в рядній і V-

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

образній конфігураціях сукупною потужністю приблизно 700 МВт. Отже, коли сьогодні судновласникам і верфям доводиться вирішувати, який двигун встановити на нове судно, будь то контейнеровоз або розкішний лайнер, двигун МАК М43С однозначно входить в їх шорт-лист. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

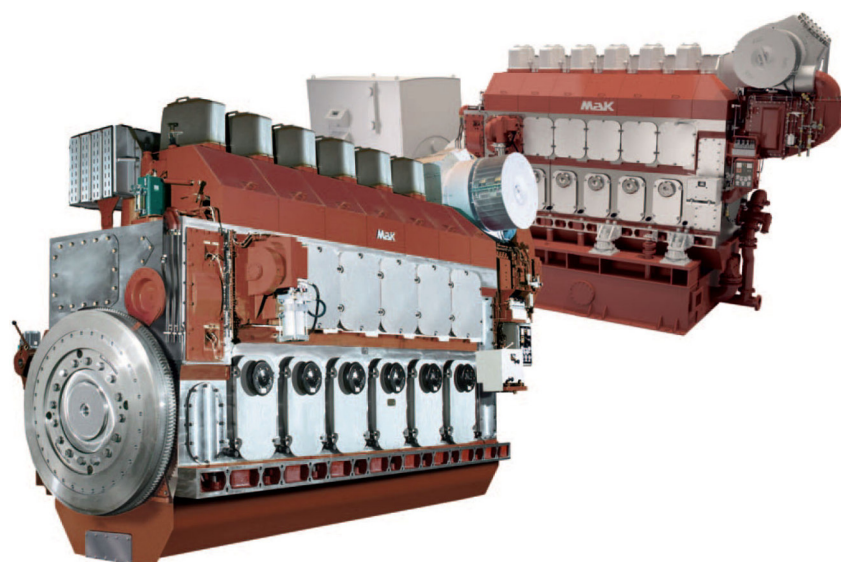


Рис. 1.1 – Загальний вигляд двигуна ЧН 43/61 (МАК М43)

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна

Параметр	Значення
Розмірність двигуна, D/S, мм	430/610
Тип двигуна	4-х тактний
Кількість циліндрів	8
Розміщення циліндрів	рядний
Потужність, кВт	7200
Частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}	500

При створенні двигуна особливе значення надавалося підвищенню ефективності його використання по наступних аспектах:

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- експлуатаційній надійності (завдяки запобіганню корозії, зменшенню механічного зносу, числу з'єднань і, тим самим, зниженню можливості виникнення дефектів);

– низьким експлуатаційним витратам (що досягається унаслідок невеликої витрати палива, можливості використання важкого палива, малої витрати масла на чад, тривалого терміну служби деталей, простоти установки і нескладних штекерних з'єднань, зменшення трудовитрат при обслуговуванні, простих і добре доступних місць з'єднань);

– оптимальному екологічному режиму відповідно до розпоряджень міжнародних стандартів (за рахунок таких конструктивних заходів, як оптимізація камери згорання, наддуву, уприскування палива і великого ходу поршня).

1.2. Опис конструкції двигуна 8ЧН 43/61

Блок-картер (рис.1.2) жорсткої конструкції, виконаний з чавуну з кулевидним графітом. Поперечні з'єднання різьбленням між блоком-картером і кришками підшипників забезпечують додаткову жорсткість. Блок-картер не містить води, що охолоджує, тому корозійні пошкодження виключені.

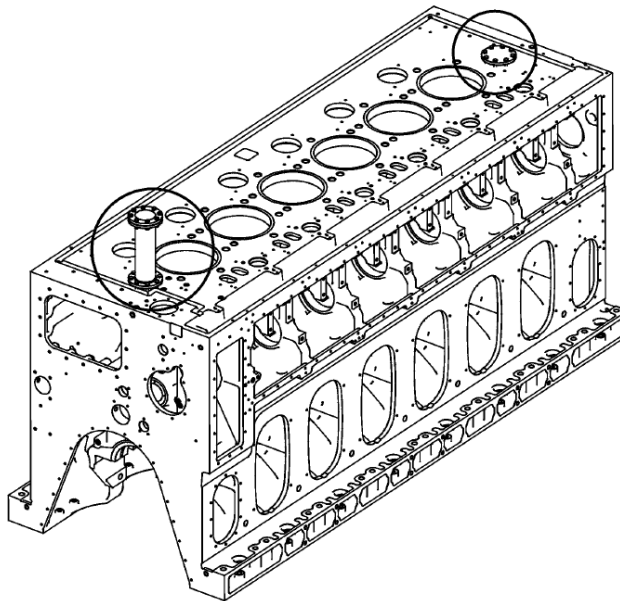


Рис. 1.2 – Блок-картер

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

Втулка циліндра (рис.1.3) охолоджується лише там, де це найбільш необхідно: у верхній частині довкола камери згорання. Канал наддувочного повітря вбудований в блок-картер. Наддувочне повітря поступає по каналах блоку-картера і сорочки водяного охолодження в кришці циліндра до впускних клапанів. При проведенні робіт на кришці циліндра відпадає необхідність в монтажі або демонтажі трубопроводу наддувочного повітря, отже, виключаються яка-небудь нещільність в з'єднанні трубопроводу або його руйнування.

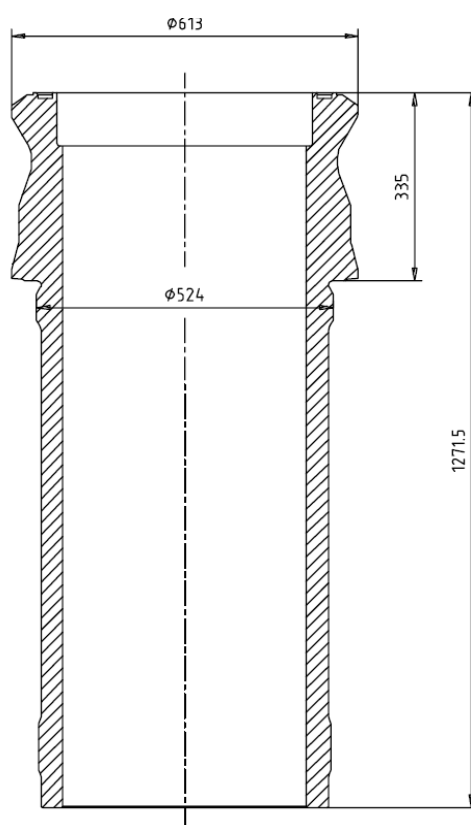


Рис. 1.3 – Втулка циліндра

Розподільний вал (рис.1.4) також вбудований в блок-картер. Для зменшення тертя і зносу штовхальники клапанів і ПНВТ приводяться в дію проміжним важелем. Для зміни за часом відкриття клапанів або зсуву моменту уприскування палива ці важелі легко регулюються шляхом їх установки на валу з ексцентриком (або введенням елементів електронного управління).

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		10

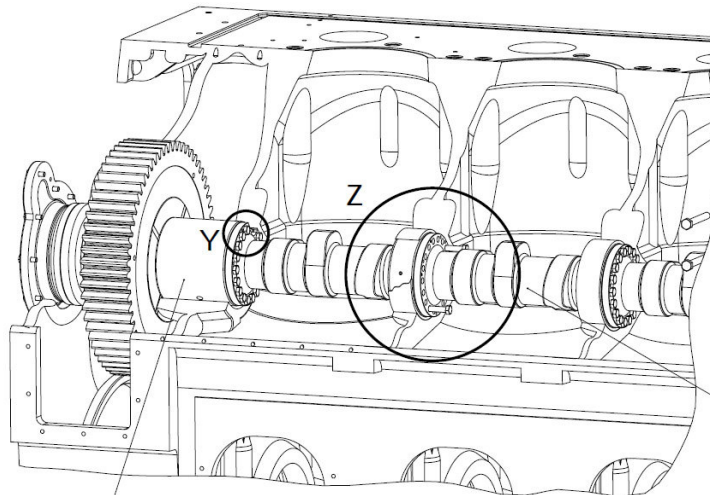


Рис. 1.4 – Розподільний вал

Маховик і привідна шестерня розподільного валу встановлені за допомогою конусної посадки на колінчастому валу методом гарячої запресовки. Шестерня кулачкового валу приводиться в дію проміжною шестернею. Витримані точно міжосьові відстані забезпечують простоту монтажу без установки зазору між зубами. Всі шестерні управляючого приводу загартовані.

Поршень (рис.1.5), складається з частин. Верхня частина сталева, а нижня чавунна з кулевидним графітом, щоб забезпечити надійну передачу сил і тиску газів до 19 МПа і вище (максимальний тиск згорання). Канавки у верхній частині поршня для двох ущільнювачих і одного маслозємного кілець проходять індукційне гартування. Робоча поверхня верхнього кільця покрита спеціальним шаром і має відшліфовану сферичну форму. Таке виконання канавок і кілець забезпечує тривалий термін служби і низьку витрату масла.

Циліндрова втулка завдяки жорсткому буртику стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті,

утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.

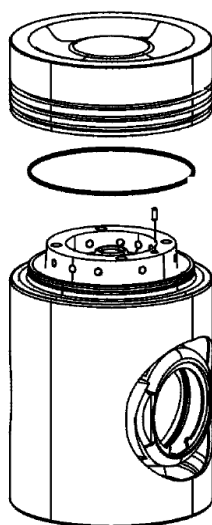


Рис. 1.5 – Поршень

Циліндрова втулка завдяки жорсткому бурту стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.

Оскільки інтеграція дає переваги при монтажі і технічному обслуговуванні, в процесі розробки двигуна М43 пошук вівся не лише у напрямі спрощення або розширення вже реалізованих рішень, але і для здійснення нових ідей. Подальше спрощення було досягнуте, зокрема, на кришці, що замикає порожнину зубчастої передачі, де масляний трубопровід був замінений на канавки в кришці, що дозволило виключити нещільність в масляних трубопроводах і їх руйнування. На панелі навішуються також насоси, які просто вставляються в них і затягуються кріпильними болтами. При цьому контролювати зазор між зубами не потрібно. Двигуни М43 відрізняються простотою і зручністю при монтажі на судні.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Всі робочі середовища: паливо, змащувальне масло і вода – підводяться з боку, де розміщується муфта, і їх трубопроводи досяжні. Паливні і масляні фільтри навішуються прямо на двигун. ПНВТ «знають», в якій фазі чотиритактного циклу знаходиться зараз циліндр. Тому логічно, щоб функцію подачі пускового повітря виконував ПНВТ відповідного циліндра. Це реалізовується геометрично і конструктивно. Вбудовування золотникового розподільника в насос означає відмову від розподільника пускового повітря і повітряних трубопроводів, а отже зменшення об'єму монтажних робіт.

Найбільш багатфункціональним вузлом двигуна М43 є кришка циліндра (рис.1.6). Вона також виготовляється з чавуну з кулевидним графітом і завдяки подвійному днищу володіє високою жорсткістю, обумовленою формою.

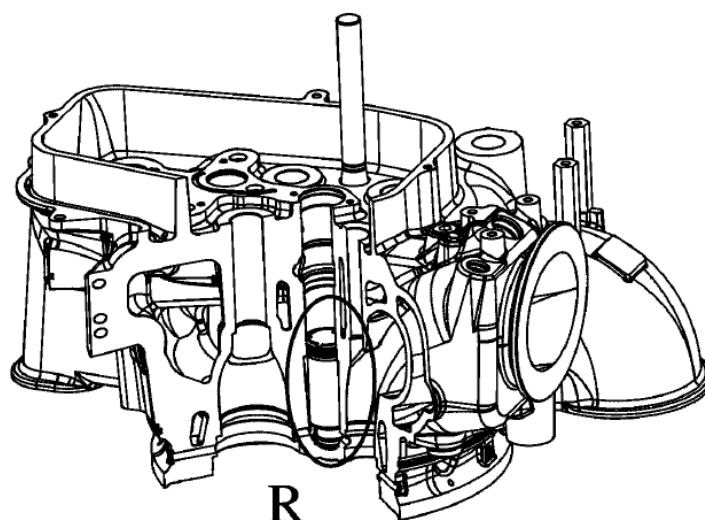


Рис. 1.6 – Кришка циліндра

Камера згорання і випускні клапани піддаються інтенсивному охолодженню. Це профілактична міра проти високотемпературної корозії. Два впускні і два випускні клапани кінетично зв'язані загальним коромислом, що полегшує установку зазору в приводі (рис.1.7).

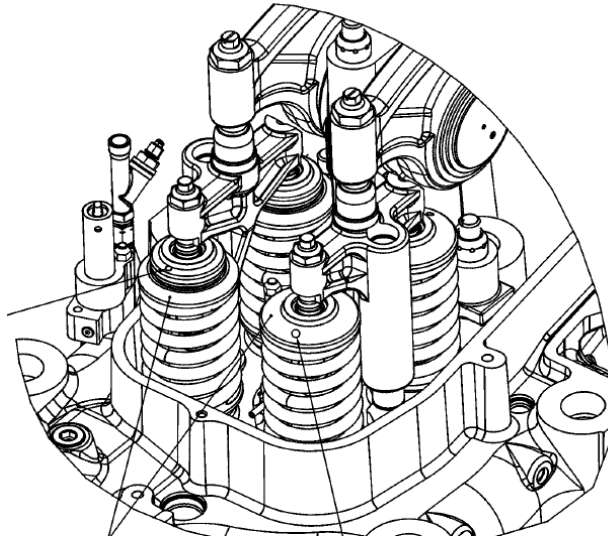


Рис. 1.7 – Механізм газорозподілу

Щоб уникнути зайвих витрат при монтажі трубопроводів, передбачено поєднане підведення масла, води і повернення витоків палива. Прості штекерні з'єднання для підведення цих середовищ значно полегшують монтажні роботи.

Передбачені в достатній кількості радіальні входи для води в штекерні з'єднання, для її виходу і входу наддувочного повітря дозволяють демонтувати кришку циліндра не більше ніж за 30 хв. При монтажі кришка циліндра просто насаджується на сорочку водяного охолодження і центрується нею. Кришку затягують чотирма болтами за допомогою гідравлічного інструменту. Фірма МАК при конструюванні дизеля М43 провела необхідні розрахунки методом кінцевих елементів при різних навантаженнях (по частоті обертання, потужності і температурі) і вважає гарантією міцності і надійності конструкції, починаючи з таких відносно простих вузлів, як коромисло, і кінчаючи складними, як кришка циліндра або блок-картер. Двигун М43 призначений для експлуатації в тропічних умовах і роботи на важкому паливі, тому його піддають спеціальним тропічним випробуванням.

При розробці трибологічної системи «циліндрова втулка - поршень - поршневе кільце» МАК застосовує ізотопний вимір зносу по методу тонких

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		14

плівок. Поблизу ВМТ верхнього поршневого кільця, тобто в місці, де виникає найбільший знос, матеріал циліндрової втулки в машині за рахунок радіоактивного опромінення набуває радіоактивності. За допомогою детектора на працюючому двигуні вимірюють і оцінюють рівень активності. Вже через 100 ч можна отримати достовірні дані по очікуваному зносу. Таким чином, весь комплекс розроблених фірмою МАК конструкторських рішень направлений на реалізацію концепції: надійність і простота.

Термодинамічний підхід. По термодинаміці, як вважає МАК, основними показниками двигуна є уприскування палива, конфігурація камери згорання і наддув. Фірма формулює, як слід розраховувати дані параметри, щоб добитися оптимальних результатів відносно витрати палива, емісії і температурного рівня. На двигуні М43 реалізовано інтенсивне уприскування палива.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 [2].

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [6, 9].

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

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

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

Двигун не повинний бути захаращений 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 [9].

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

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

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

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

На його основі можливо:

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні [4].

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 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 11 \dots 15$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення Π_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,36$.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Показник адіабати повітря $k_e = 1,4$.

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

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,82$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_r = 0,02-0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

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 призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75-0,94$; $\xi_b = 0,86-0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$. Для МОД $\lambda = 1,05-1,35$. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

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 $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

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

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на НФО (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального [5]:

Вуглець – $C = 0,87$ кг;

Водень – $H = 0,126$ кг;

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

Сірка – $S = 0$ кг;

Кисень – $O = 0,004$ кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n^0 . Для дизельного пального приймаємо $Q_n^0 = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

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

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

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна [7].

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,41}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,81} \right] = 470,825$$

Температура повітря перед двигуном, К

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 470,825 - 0,8 \times (470,825 - 293) = 328,565$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{328,565 + 15 + 0,025 \times 800}{1 + 0,025} = 354,698$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,41 - 0,004 = 0,406$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,406 = 0,394$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,394}{0,406} \times \frac{328,565}{354,698} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,939$$

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_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		21

зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_l = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,394 \times 15^{1,361} = 15,702$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l-1} = 354,698 \times 15^{1,361-1} = 942,816$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,36}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,167$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,027$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

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

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,027 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,968 = 1,026$$

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

$$T_z = 1823$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,702 = 18,843$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,2} \times \frac{1823,359}{942,816} = 1,653$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,653} = 9,075$$

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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийемо:

$$n_2 = 1,284$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1823,359 \times \frac{1}{9,075^{1,284-1}} = 974,636$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,843}{9,075^{1,284}} = 1,11$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{15,702}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,653 - 1) + \frac{1,2 \times 1,653}{1,284 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,073^{1,284-1}} \right) - \frac{1}{1,361 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,361-1}} \right) \right] = 2,587$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,587 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,561$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,406 \times 0,939}{2,36 \times 0,495 \times 328,565 \times 2,561} = 0,168$$

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,168 \times 42700} = 0,502$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,561 \times 0,95 = 2,433$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,502 \times 0,95 = 0,477$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,168}{0,95} = 0,177$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,43^2 \times 0,61 \times 0,5 \times 2,433 \times 500 \times 6 = 5403,595$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,43^2 \times 0,61 \times 0,5 \times 2,433 \times 500 \times 8 = 7191,8$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{7191,8 - 7200}{7191,8} = -0,115\%$$

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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,43^2}{4} \right) \times 0,61 \times \left(\frac{0,406 \times 10^6}{287 \times 328,565} \right) \times 0,939 \times 8 \times 0,5 \times \left(\frac{500}{60} \right) \times 1 = 11,941$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 11,941 + 0,177 \times \frac{7191,8}{3600} = 12,294$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,805 \times 0,41 = 0,33$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} = 974,636 \times \left(\frac{0,33}{1,11} \right)^{\frac{1,284 - 1}{1,284}} = 745,332$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,36 \times 0,495) = 1,2$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$
$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,2 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,2 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495}{1,2 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,36 \times 0,495}{1,2 \times 296,8}} = 287,457$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 745,332) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 745,332} = 1,377$$

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,377}{1,377 - 1} \right) \times 287,457 \times 745,332 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,33}{0,101} \right)^{\frac{1,377 - 1}{1,377}}} \right] \times 0,98 \times 0,82 \times 12,29}{11,94 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,81}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 4,059$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 4,059 \times 0,101 = 0,411$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,411 - 0,41}{0,411} = 0,2\%$$

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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 [8].

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.

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,284
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,702
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,843
Ступінь попереднього розширення ρ	1,653
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V _c	p _{ст}	p _{розш}
1,00	18,84	
1,00	15,70	18,84
1,65	7,92	18,84
2,32	4,99	12,19
2,99	3,54	8,81
3,66	2,69	6,80
4,32	2,14	5,48
4,99	1,76	4,56
5,66	1,48	3,88
6,32	1,28	3,36
6,99	1,11	2,96
7,66	0,98	2,63
8,33	0,88	2,36
8,99	0,79	2,14
9,66	0,72	1,95
10,33	0,65	1,79
11,00	0,60	1,65
11,66	0,55	1,53
12,33	0,51	1,43
13,00	0,48	1,33
13,67	0,45	1,25
14,33	0,42	1,18
15,00	0,39	1,11
15,00		0,39

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

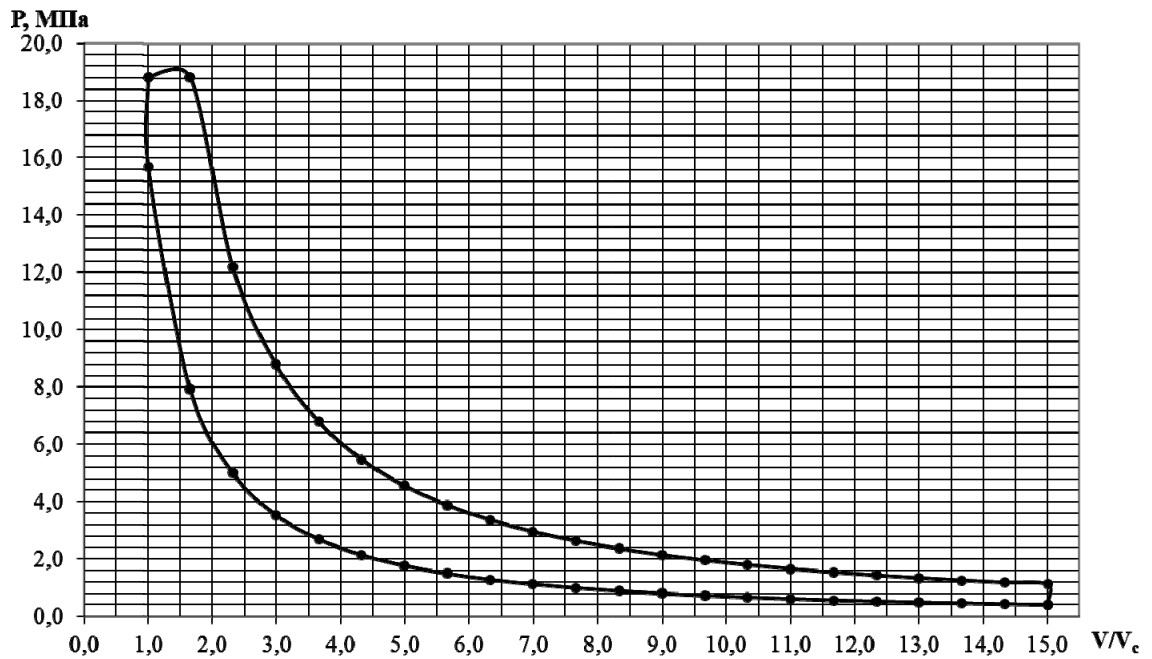


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 8ЧН43/61, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 4,1$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву.

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 2,433$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,477$) двигун відповідає високому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,177$ кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 18,843$ МПа) двигун відповідає високому рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1823 \text{ K}$) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (745 K) 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 8 ЧН 43/61

Ефективна потужність	N_e	кВт	7200
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,433
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	18,843
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,33
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,41
Температура повітря в ресивері	T_s	К	328,57
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1823
Температура газів перед турбіною	T_t	К	745
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,36
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,177
Ефективний ККД	η_e		0,477

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 [2]:

$$P_{\text{руш}} = P_g + P_j.$$

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

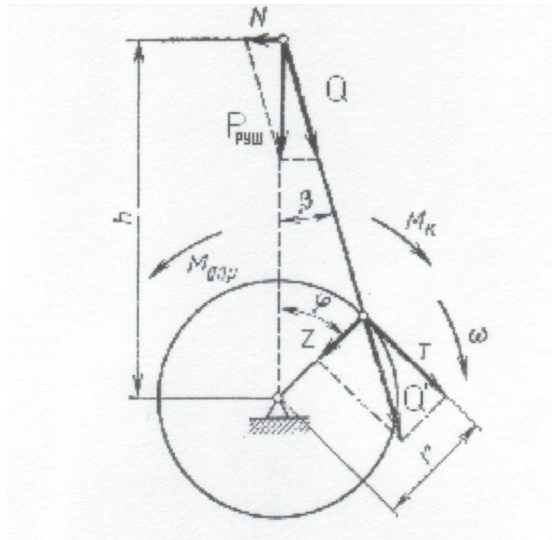


Рис. 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

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

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

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

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

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

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

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

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

Дотична сила визначається формулою:

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

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		32

У табл. 2.4 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

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

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

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

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,43
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,843
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,394
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,41
Тиск залишкових газів	МПа	P_{Γ}	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,236
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	425
Радіус кривошипа	м	r	0,305
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,284
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,653
Кількість циліндрів		i	8

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4100	-3,0231	-2,6131	0,0000	-2,6131	0,0000
10	0,4100	-2,9512	-2,5412	-0,1042	-2,4845	-0,5439
20	0,4100	-2,7406	-2,3306	-0,1885	-2,1256	-0,9743
30	0,4100	-2,4068	-1,9968	-0,2367	-1,6109	-1,2034
40	0,4100	-1,9739	-1,5639	-0,2391	-1,0443	-1,1884
50	0,4100	-1,4720	-1,0620	-0,1941	-0,5339	-0,9383
60	0,4100	-0,9343	-0,5243	-0,1087	-0,1680	-0,5084
70	0,4100	-0,3944	0,0156	0,0035	0,0020	0,0159
80	0,4100	0,1177	0,5277	0,1249	-0,0314	0,5414
90	0,4100	0,5772	0,9872	0,2374	-0,2374	0,9872
100	0,4100	0,9671	1,3771	0,3260	-0,5601	1,2996
110	0,4100	1,2787	1,6887	0,3808	-0,9354	1,4567
120	0,4100	1,5116	1,9216	0,3983	-1,3057	1,4650
130	0,4100	1,6724	2,0824	0,3806	-1,6301	1,3506
140	0,4100	1,7734	2,1834	0,3338	-1,8872	1,1478
150	0,4100	1,8296	2,2396	0,2655	-2,0723	0,8899
160	0,4100	1,8562	2,2662	0,1833	-2,1922	0,6028
170	0,4100	1,8663	2,2763	0,0933	-2,2579	0,3034
180	0,3940	1,8687	2,2627	0,0000	-2,2627	0,0000
190	0,3969	1,8663	2,2633	-0,0928	-2,2450	-0,3016
200	0,4059	1,8562	2,2622	-0,1830	-2,1883	-0,6017
210	0,4217	1,8296	2,2513	-0,2669	-2,0832	-0,8945
220	0,4456	1,7734	2,2190	-0,3392	-1,9179	-1,1665
230	0,4795	1,6724	2,1519	-0,3933	-1,6846	-1,3956
240	0,5267	1,5116	2,0382	-0,4225	-1,3850	-1,5539
250	0,5919	1,2787	1,8706	-0,4218	-1,0361	-1,6135
260	0,6826	0,9671	1,6498	-0,3905	-0,6710	-1,5569
270	0,8109	0,5772	1,3881	-0,3338	-0,3338	-1,3881
280	0,9965	0,1177	1,1142	-0,2637	-0,0662	-1,1431
290	1,2734	-0,3944	0,8790	-0,1982	0,1144	-0,8938
300	1,7018	-0,9343	0,7674	-0,1591	0,2460	-0,7441
310	2,3930	-1,4720	0,9210	-0,1684	0,4631	-0,8138
320	3,5559	-1,9739	1,5820	-0,2418	1,0564	-1,2022
330	5,5625	-2,4068	3,1557	-0,3741	2,5458	-1,9018
340	8,8950	-2,7406	6,1544	-0,4978	5,6129	-2,5727
350	13,2819	-2,9512	10,3308	-0,4236	10,1003	-2,2111
360	15,7093	-3,0231	12,6862	0,0000	12,6862	0,0000
370	18,8430	-2,9512	15,8918	0,6516	15,5372	3,4013
380	18,8430	-2,7406	16,1024	1,3026	14,6858	6,7314
390	13,4907	-2,4068	11,0839	1,3140	8,9420	6,6799

400	8,8453	-1,9739	6,8714	1,0504	4,5886	5,2215
410	6,0874	-1,4720	4,6155	0,8436	2,3205	4,0779
420	4,4133	-0,9343	3,4790	0,7211	1,1150	3,3734
430	3,3570	-0,3944	2,9626	0,6680	0,3856	3,0124
440	2,6638	0,1177	2,7815	0,6584	-0,1654	2,8536
450	2,1931	0,5772	2,7703	0,6662	-0,6662	2,7703
460	1,8642	0,9671	2,8313	0,6702	-1,1516	2,6719
470	1,6294	1,2787	2,9082	0,6557	-1,6108	2,5085
480	1,4595	1,5116	2,9711	0,6158	-2,0189	2,2651
490	1,3359	1,6724	3,0084	0,5499	-2,3550	1,9511
500	1,2466	1,7734	3,0200	0,4617	-2,6102	1,5876
510	1,1835	1,8296	3,0131	0,3572	-2,7881	1,1972
520	1,1417	1,8562	2,9979	0,2425	-2,9000	0,7975
530	1,1178	1,8663	2,9841	0,1224	-2,9600	0,3977
540	1,1100	1,8687	2,9786	0,0000	-2,9786	0,0000
550	0,6000	1,8663	2,4663	-0,1011	-2,4464	-0,3287
560	0,6000	1,8562	2,4562	-0,1987	-2,3760	-0,6534
570	0,6000	1,8296	2,4296	-0,2880	-2,2481	-0,9654
580	0,6000	1,7734	2,3734	-0,3628	-2,0514	-1,2477
590	0,6000	1,6724	2,2724	-0,4154	-1,7789	-1,4738
600	0,6000	1,5116	2,1116	-0,4377	-1,4348	-1,6098
610	0,6000	1,2787	1,8787	-0,4236	-1,0406	-1,6205
620	0,6000	0,9671	1,5671	-0,3709	-0,6374	-1,4789
630	0,6000	0,5772	1,1772	-0,2831	-0,2831	-1,1772
640	0,6000	0,1177	0,7177	-0,1699	-0,0427	-0,7363
650	0,6000	-0,3944	0,2056	-0,0464	0,0268	-0,2091
660	0,6000	-0,9343	-0,3343	0,0693	-0,1072	0,3242
670	0,6000	-1,4720	-0,8720	0,1594	-0,4384	0,7704
680	0,6000	-1,9739	-1,3739	0,2100	-0,9175	1,0440
690	0,6000	-2,4068	-1,8068	0,2142	-1,4577	1,0889
700	0,6000	-2,7406	-2,1406	0,1732	-1,9523	0,8948
710	0,6000	-2,9512	-2,3512	0,0964	-2,2987	0,5032
720	0,4100	-3,0231	-2,6131	0,0000	-2,6131	0,0000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки		φ_3°	90				
φ°	T_E								T_E	T_{cp}
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	0,987	0,000	-1,388	0,000	2,770	0,000	-1,177	2,369	3,805
10	-0,544	1,300	-0,302	-1,143	3,401	2,672	-0,329	-0,736	5,384	3,805
20	-0,974	1,457	-0,602	-0,894	6,731	2,509	-0,653	-0,209	8,227	3,805
30	-1,203	1,465	-0,895	-0,744	6,680	2,265	-0,965	0,324	7,568	3,805
40	-1,188	1,351	-1,166	-0,814	5,222	1,951	-1,248	0,770	5,355	3,805
50	-0,938	1,148	-1,396	-1,202	4,078	1,588	-1,474	1,044	3,277	3,805
60	-0,508	0,890	-1,554	-1,902	3,373	1,197	-1,610	1,089	1,496	3,805
70	0,016	0,603	-1,614	-2,573	3,012	0,797	-1,621	0,895	0,242	3,805
80	0,541	0,303	-1,557	-2,211	2,854	0,398	-1,479	0,503	0,328	3,805
90	0,987	0,000	-1,388	0,000	2,770	0,000	-1,177	0,000	2,369	3,805
									34,247	

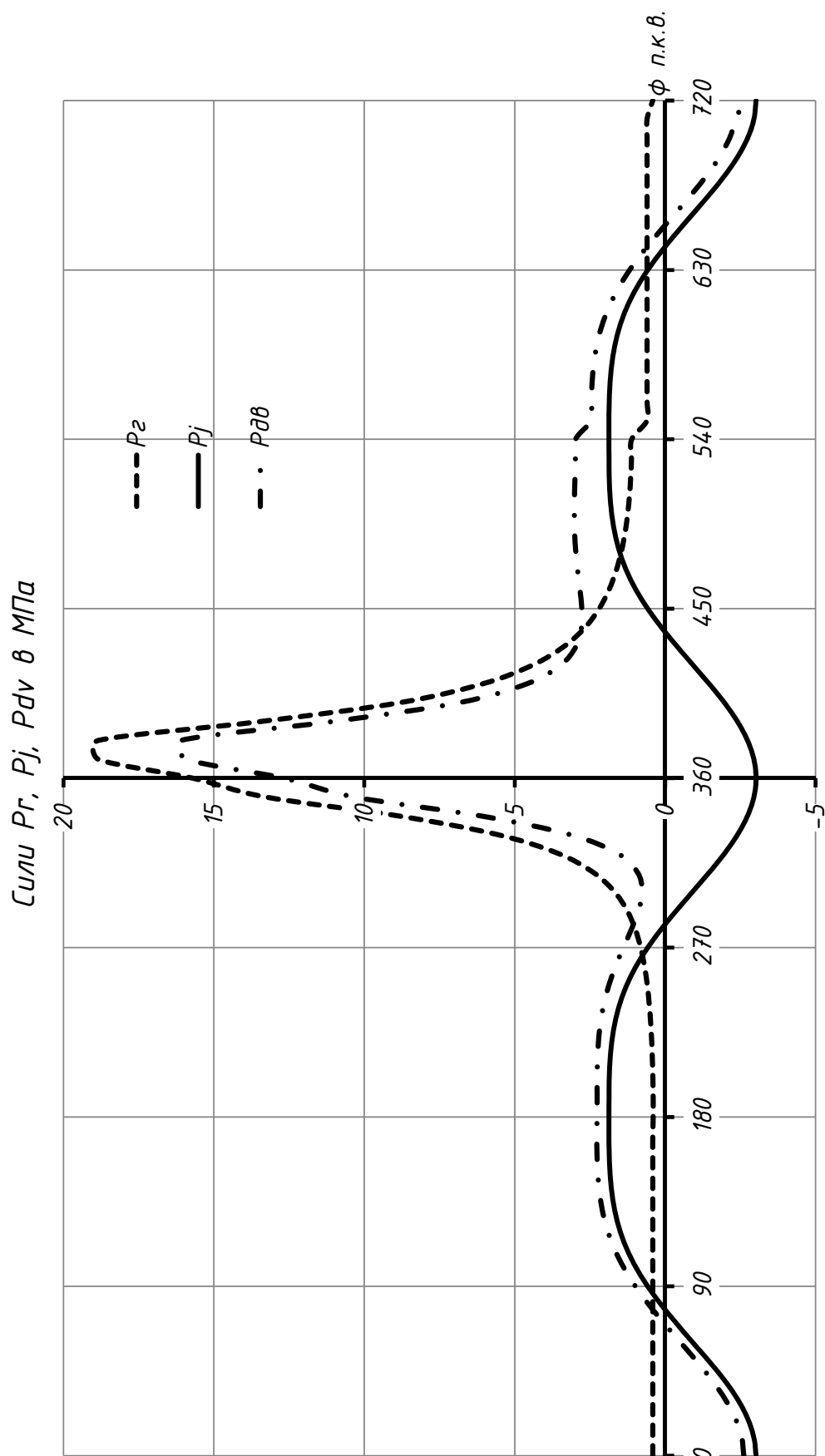


Рис. 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ

Аркуш

37

Сили N , Z , T в МПа.

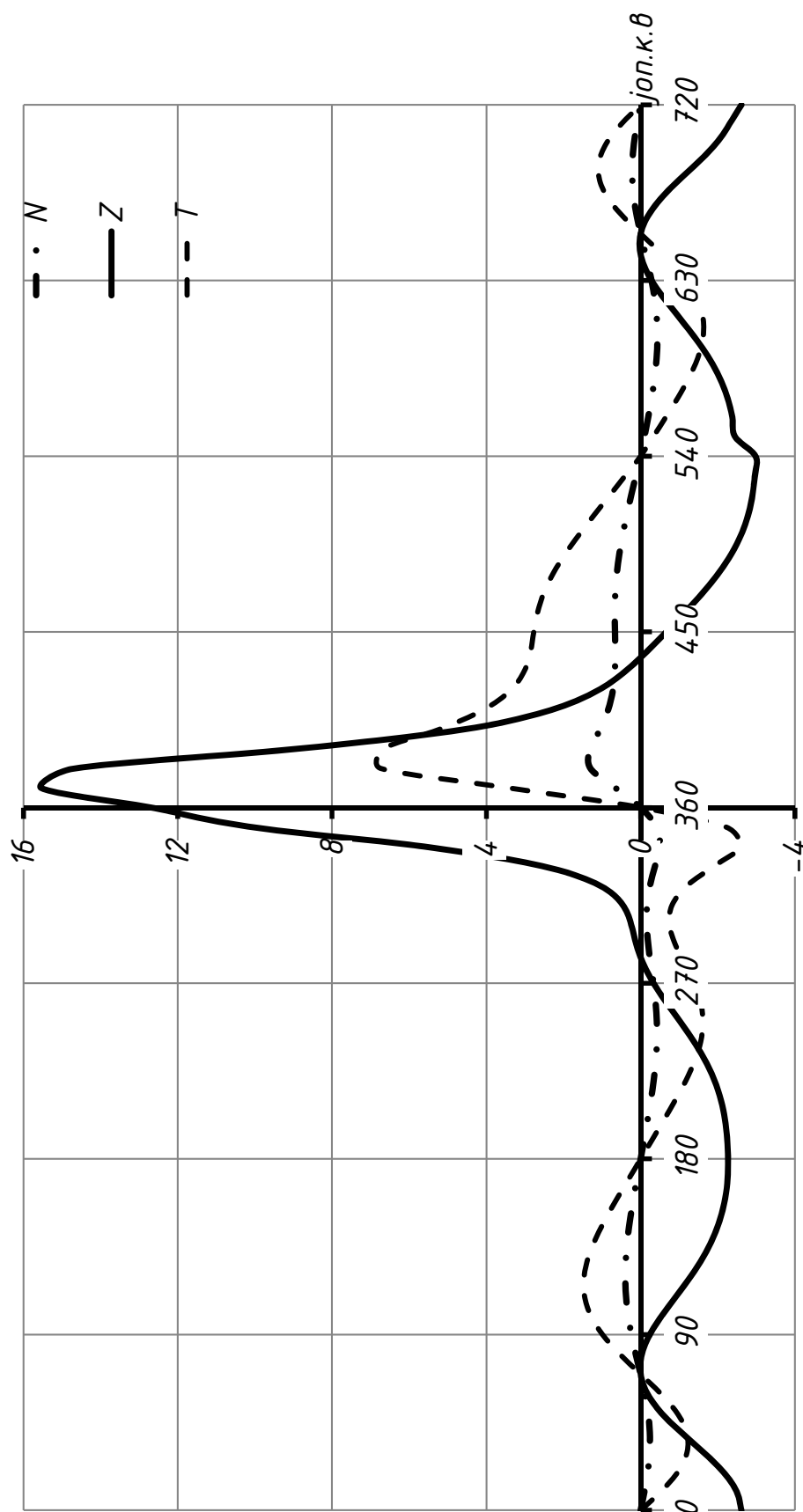


Рис. 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата
----	-------	----------	--------	------

ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ

Аркуш

38

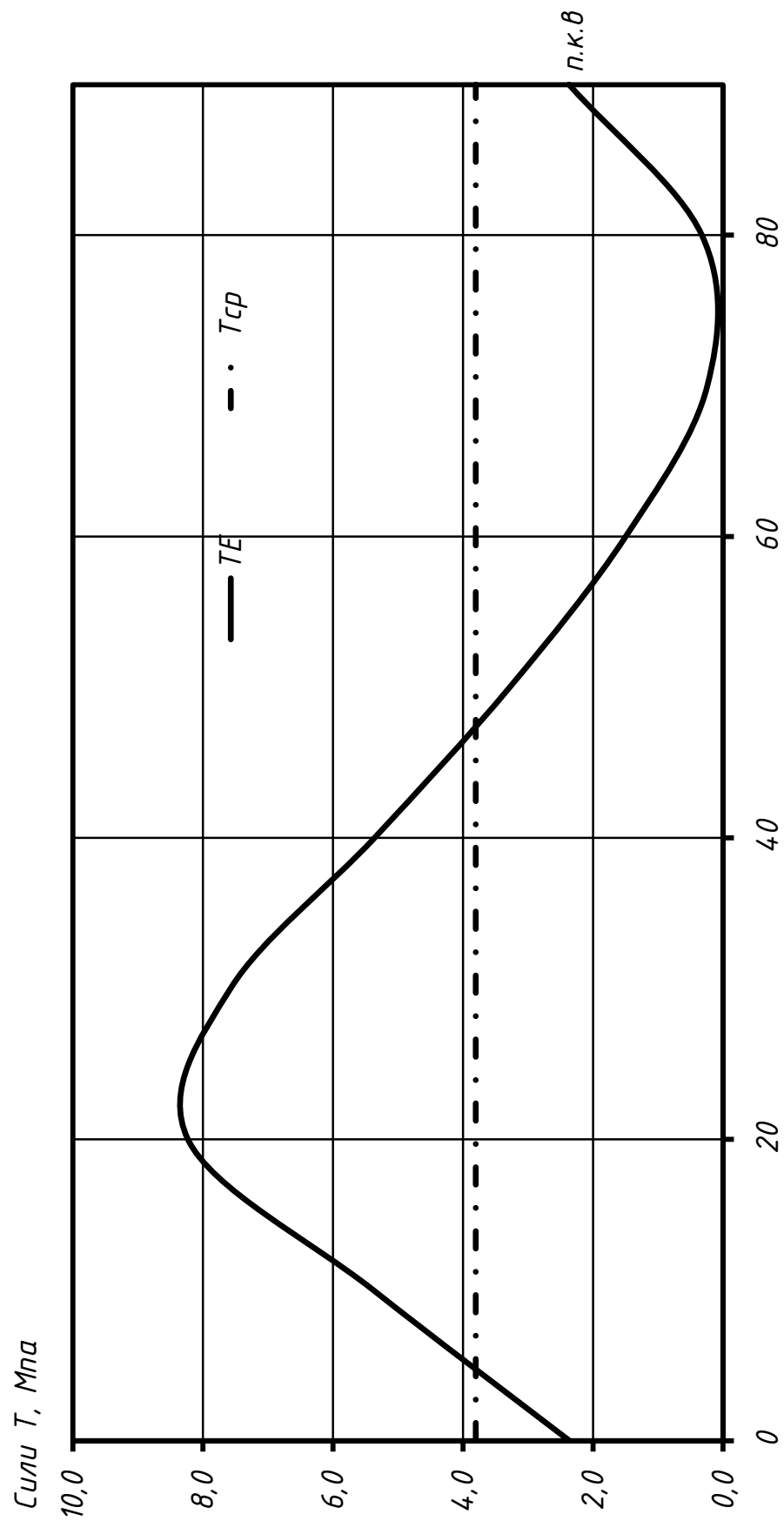


Рис. 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

2.5 Розрахунок систем, які обслуговують двигун

Система охолодження призначена для підтримання оптимального теплового режиму двигуна, регулювання відведення тепла від найбільш гарячих деталей, які нагріваються в результаті тертя або контакту з гарячими газами.

Найвигідніший тепловий стан двигуна в межах 85-95 °С підтримує система охолодження, яка відводить зайве тепло від деталей і передає її навколишньому повітрю.

На двигунах МАК зазвичай використовують два закритих контури водяного охолодження (рис. 2.6).

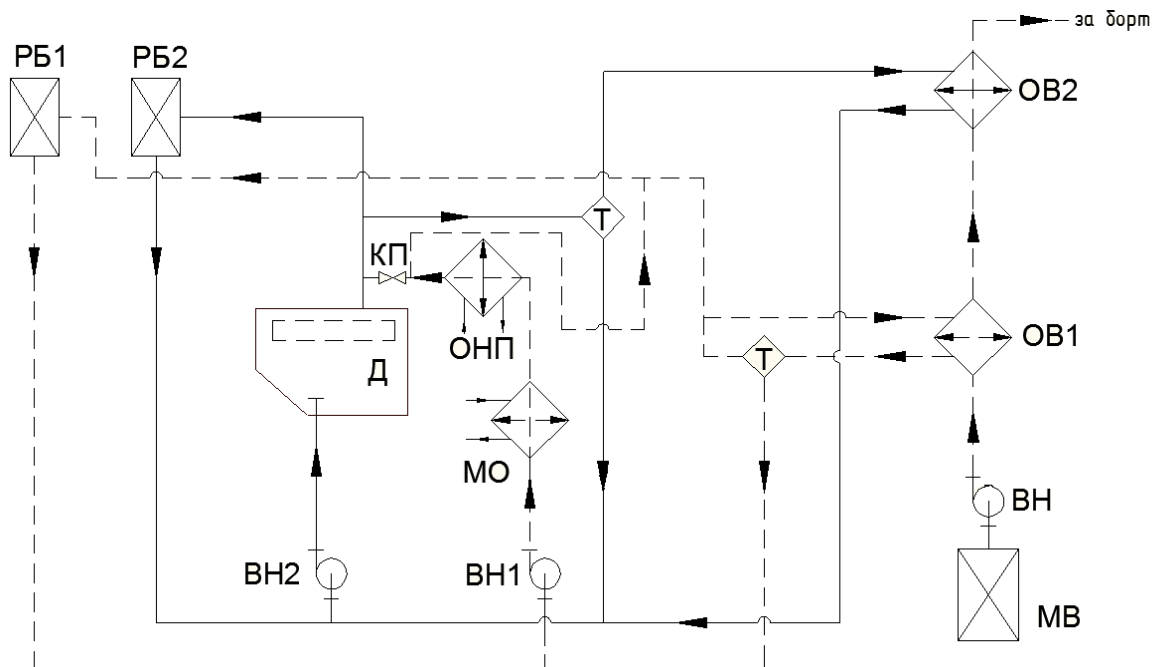


Рис. 2.6 – Двухконтурна система охолодження:

РБ1,РБ2 – розширювальні бачки низькотемпературного і високо-температурного контурів, відповідно; Д – двигун; ВН,ВН1,ВН2 – водяні насоси відцентрового типу; ОВ1,ОВ2 – охолоджувачі охолоджуючої рідини; МО – масляний охолоджувач; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; Т – термостат; КП – клапан прохідний; МВ – морська вода

Контур високої температури охолоджуючої води використовується для охолодження двигуна. Контур низької температури охолоджує наддувочне повітря. Крім того, контур низької температури охолоджуючої води може бути використаний для охолодження додаткового обладнання, наприклад, генератора або коробки передач. Розрахунок системи охолодження наведено в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку системи охолодження двигуна

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{\text{вк}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{c_{\text{не}} \cdot \rho_{\text{не}} \cdot \Delta t_{\text{вк}}}$	194,810
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{не}}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{\text{не}}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_{\text{вк}} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{\text{вк}} = \alpha_{\text{в}} \cdot g_{\text{в}} \cdot N_{\text{е}} \cdot Q_{\text{нр}}$	8162532,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_{\text{в}}$	0,177
	Номинальна потужність двигуна, кВт	$N_{\text{е}}$	7200,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\text{в}} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{\text{нр}}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{\text{вк}} = 0,272 \frac{W_{\text{вк}} \cdot H \cdot \rho_{\text{не}}}{\eta}$	28,260
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{\text{вк}}}{k \cdot \Delta t}$	40,81
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{\text{нз}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{c_{\text{зв}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{зв}}}$	241,281
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{зв}}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{\text{в}}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{\text{зв}} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{\text{рб}} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_{\text{е}}}{1000}$	1,08

Паливна система дизельних двигунів МАК призначена для спалювання широкого спектру палив. Вона складається з первинного фільтру палива, фільтру грубої очистки палива, підігрівача дизельного палива, електричного підігрівача для дизельного палива (сепаратор), паливно-масляного радіатору для роботи, живильного насосу дизельного палива, резервного живильного насосу дизельного палива, насосу для перекачування дизельного палива, насосу для перекачування дизельного палива, клапана регулювання тиску палива, сепаратора дизельного палива, бака дизельного палива, бака дизельного палива, індикаторного паливного фільтру, паливного насосу. Схема паливної системи зображена на рис.2.7.

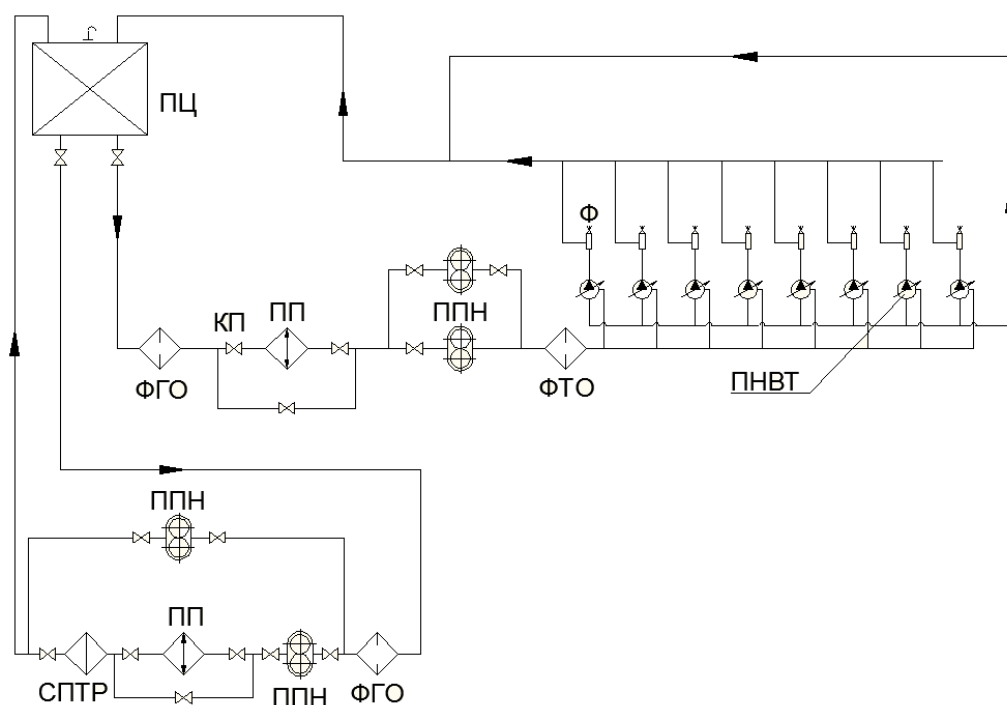


Рис. 2.7 – Схема паливної системи двигуна:

ПЦ – паливна цистерна; КП – клапан пропуску; ПП – підігрівач палива; ППН – паливопідкачувальний насос; ПНВТ – паливний насос високого тиску; СПТР – сепаратор; ФГО – фільтр грубої очистки; ФТО – фільтр тонкої очистки; Ф – форсунка

Розрахунок паливної системи наведено в табл. 2.8.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		42

Таблиця 2.8 – Результати розрахунку паливної системи двигуна

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	33644,16
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,177
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	7200
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	42,40
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт зарахування цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	3,00
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,77
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{\text{жст}}}$	0,0694
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{\text{жст}} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{\text{дооб}}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	1,80
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{\text{дооб}} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	30585,60
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	5,53
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	193,07
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	51,80
		приймаємо	52,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	37,00
		приймаємо	37,00
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	13,28
	Кількість циліндрів	i	8,00
	Частота обертання, об/хв	n	500,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50

11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	6,71
		приймаємо	7,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + $0,0012(D - 250)$ при $D > 250$ мм	0,62
		приймаємо	0,70
	Діаметр циліндра, мм	D	430,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	4,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	2,80

Система змащення двигуна закладається з датчика температури дуплексного масляного фільтра, самоочисного масляного фільтра, захисного фільтру, фільтра, охолоджувача мастила, підігрівача мастила, масляного насосу, предлубрикаторного насосу, насоса для перекачки (сепаратор), клапана, регулюючого температуру мастила $LR1$, клапана для регулювання тиску нафти. Схема масляної системи зображена на рис. 2.8. Мастила в двигуні виконує кілька основних функцій: перевезення бруду і частинок зносу в фільтрах, охолодження біляшовної частини, таких як поршневі кільця, гільзи циліндрів, клапани і головки блоку циліндрів, захист підшипників від ударів, змащування металевих поверхонь/зменшення зносу і тертя, нейтралізація агресивних продуктів згоряння, захист від корозії металевих поверхонь.

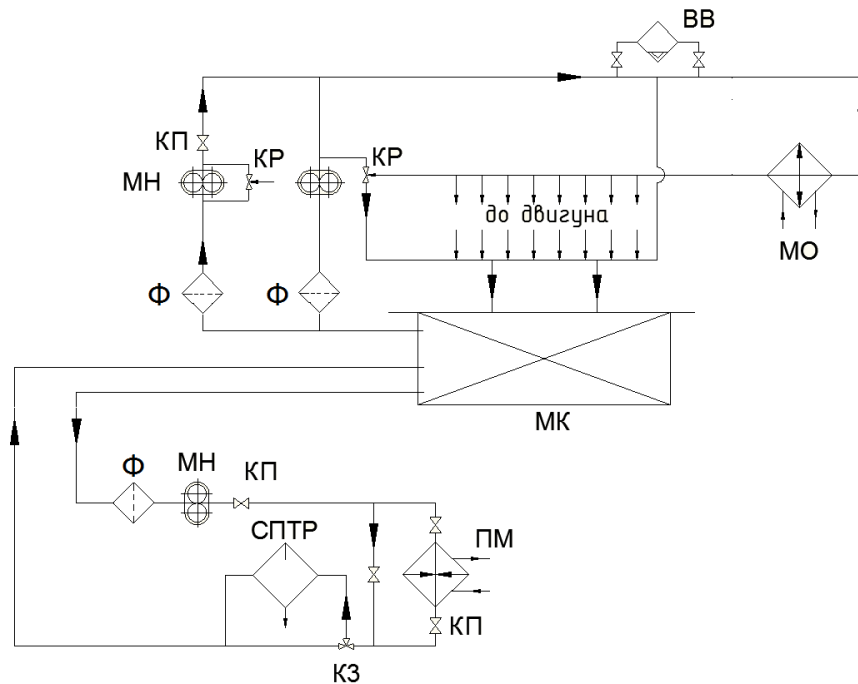


Рис. 2.8 – Схема системи змащення двигуна:

МН – масляний насос; МО – масляний охолоджувач; МК – масляний картер; ПМ – підігрівач масла; КЗ – клапан трьохходовий; КП – клапан прохідний; КР – клапан регулюючий; ВВ – водовіддільник з автоматичним запуском конденсату; СПТР – сепаратор; Ф – фільтр на всмоктувальній лінії

Розрахунок системи змащення наведено в табл. 2.9.

Таблиця 2.9 – Результати розрахунку системи змащення двигуна

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	125,096
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	2720844,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,177
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	7200,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MO} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	156,370

3	Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{мц} = K_c \frac{W_{ме}}{z}$	6,78
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $= 40 \dots 60$ - ВОД	30
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{см} = 0,6 \cdot V_{мц}$	4,066
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{в} = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{мц}$	8,131
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	107,543
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{мс} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	2,54
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива і продувки циліндра; в певній кількості та заданими параметрами.

Система газовідводу (газовипускна) забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих в циліндрі газів. Під раціональним відводом розуміють таку організацію газовипускна, яка забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла як в циліндрі двигуна, так і ззовні, а також якісного очищення і наповнення циліндрів. Крім цього потрібно забезпечити мінімальний за шкідливістю вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів.

Класифікація системи повітропостачання

- 1) За числом ступенів стискання повітря:
 - одноступенева;
- 2) За числом компресорів:
 - однокompресорна;
- 3) За призначенням і числом теплообмінників:
 - з охолоджувачами наддувочного повітря (два ОНП 2-х ступеневі);
- 4) За способом підтримання параметрів повітря:
 - регульована.

Класифікація системи газовипуску

- 1) За глибиною утилізації теплоти:
 - із помірною утилізацією;
- 2) За способом руху газу в колекторі:
 - ізобарна;

Розрахунок системи газовипуску наведено в табл. 2.10.

Таблиця 2.10 – Результати розрахунку системи газовипуску двигуна

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{ez} \cdot p_2}$	1,124
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,360
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,177
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	7200,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згорання 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	1,196

2.6. Розробка технологічного процесу обслуговування колінчастого валу

Колінчастий вал (рис. 2.9) викуваний монолітно і забезпечений противагами, закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів.

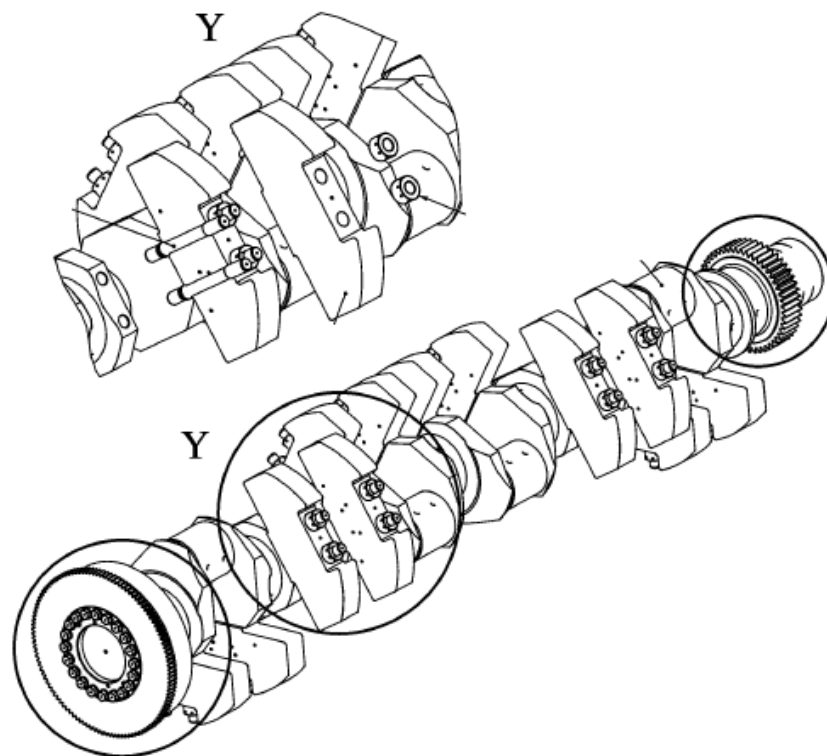


Рис. 2.9 – Колінчастий вал двигуна МАК 8М43С

З передньої сторони колінчастий вал забезпечений кільцем V-подібного перетину для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика і опорно-упорним корінним підшипником, а також різною шестернею приводу розподільного валу.

На вільному кінці є шестерня для приводу насосів, а також гаситель вібрації.

Колінчастий вал передає крутний момент споживачу енергії і сприймає навантаження, створювані силами тиску газів та інерції поступально рухомих і обертових мас. Ці сили визначають наявність в валах циклічно діючих стискаючих і розтягуючих навантажень і змінних скручуючих і згинальних моментів.

Одночасно з деформацією виникають відповідні їм напруги. Крутний момент, що передається від сусідніх циліндрів M_v скручує ліву рамову і мотильову шийки розглянутого циліндра. Права рамова шийка скручується

сумарним моментом M_v ", що представляє собою суму відповідного моменту M_v і моменту, створюваного дотичній силою розглянутого циліндра.

Згинальні напруги в валу виникають також при порушенні осі вала внаслідок його неправильного укладання на рамові підшипники або просідання підшипників при їх великому зносі.

Концентраторами напружень можуть бути також глибокі подряпини і надрізи на шийках валу, а також дефекти матеріалу, наявність в ньому сторонніх включень, порушення технології кування і термічної обробки.

З огляду на циклічний характер всіх розглянутих сил і моментів, поломки вала зазвичай носять втомний характер.

Контроль раскєпів колінчастого валу

Свого часу на світовому флоті почали систематично виникати поломки колінчастих валів судових дизелів. Аналіз показав, що причиною стали періодичні розбіжності і сходження щік кривошипів при обертанні колінчастого валу, тобто відстані між ними то зменшувалися, то збільшувалися в порівнянні з номінальним значенням. Цю різницю відстаней між щоками колінчастого вала при діаметрально протилежних положеннях кривошипа домовилися називати *раскєпом*: l_1 - l_2 (рис. 2.10).

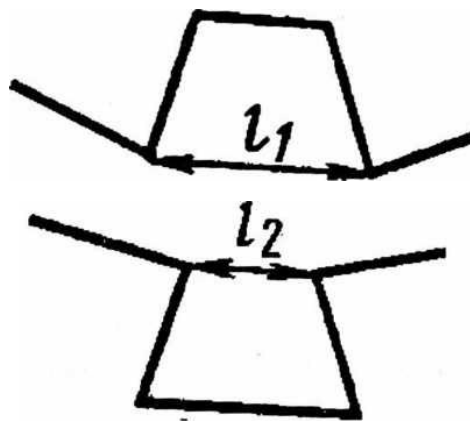


Рис. 2.10 – Раскєп колінчастого валу

Було з'ясовано, що причиною виникнення раскєпів колінчастого валу є несоосність корінних підшипників. Незважаючи на масивність кривошипів

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

колінчастого вала, вони під дією сил тиску газів можуть пружно згинатися, прагнучи притиснутися корінними шийками до вкладишів.

Тому корінні шийки колінчастого вала також стають неспівосними, копіюючи всі несоосності корінних підшипників. При обертанні такого колінчастого вала і виникає періодичний вигин кривошипа. Спрощено, але наочно, пояснення виникнення раскепів (і зв'язок між раскепами і неспіввісністю корінних підшипників) показано за допомогою рис. 2.11. У верхній частині рисунка корінні шийки показані співісними. Але, середній корінний підшипник (загальний для двох сусідніх кривошипів) занижений по відношенню до лівого і правого корінних підшипників. При роботі сили тиску газів будуть сприйматися шатунними шийками і далі передаватися всім трьом корінним.

Вони будуть притискатися до своїх опор. Припустимо, що крайні корінні шийки залишаться на своїх місцях. Але середня шийка буде прогинатися вниз, притискаючись до своєї заниженої опори. В результаті неминуче щоби розійдуться.

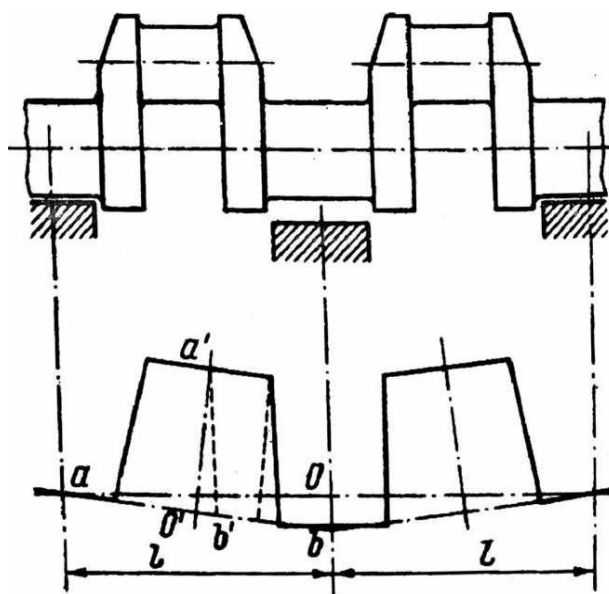


Рис. 2.11 – Зв'язок між раскепом і прогином кривошипа

Залежність між стрілою прогину осі середньої корінної шийки і величиною раскепа може бути встановлена з подібності прямокутних трикутників Oab і $O'a'b'$. У трикутнику Oab катет $Oa = l$ є відстанню між центрами сусідніх корінних шийок, а катет $Ob = f$ - стрілою прогину осі шийки (або неспіввісність корінного підшипника щодо теоретичної осі колінчастого вала). У трикутнику $O'a'b'$ катет $O'a'$ дорівнює радіусу кривошипа (тобто половині ходу поршня $S/2$), а катет $O'b'$ становить $1/4$ раскепа ($T/4$).

З подоби трикутників Oab і $O'a'b'$ слід:

$$\frac{O'b'}{Ob} = \frac{O'a'}{Oa}, \text{ чи } \frac{T/4}{f} = \frac{S/2}{l}$$

$$\text{Звідки } f = \frac{(T/4)l}{S/2} = \frac{Tl}{2S}$$

$$\text{чи } T = \frac{f2S}{l}$$

Як видно, раскеп колінчастого вала конкретного двигуна прямо пропорційний неспіввісності корінних підшипників.

Причинами підвищених раскепів можуть бути:

- знос нижніх вкладишів корінних підшипників. В результаті збільшується просадка шийки і її неспіввісність з сусідніми;
- деформація корпусу судна (через несприятливий розміщення вантажу, після виконання на ньому зварювальних робіт, після посадки на мілину, зіткнення). Вона передається на фундамент двигуна і, далі, на фундаментну раму і викликає її вигин і неспіввісність ліжок;
- знос фундаментних клинів. Підтяжка ослаблених фундаментних болтів призводить до прогину фундаментної рами в цьому місці і неспіввісність ліжок;
- нерівномірне затягування анкерних зв'язків через перетяжку або ослаблення деяких з них в результаті зносу в з'єднаннях деталей остова і анкерного зв'язку;

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		51

- порушення центрування дизеля з валопроводом або генератором.

Підвищені раскепів небезпечні з двох причин. При виготовленні колінчастого вала корінні і шатунні шийки зі щоками з'єднують під кутом 90° . При раскепі цей кут, наприклад, в з'єднанні шатунної шийки з щокою, то зменшується (на рис. 2.10 - внизу), то збільшується (на рис. 2.10 - зверху). Відповідно поперемінно виникають то стискаючі, то розтягуючі напруження в галтелях кривошипа, тобто знакозмінні напруги. Вони викликають втому матеріалу, накопичення в ньому пошкоджень і, в кінцевому підсумку, його руйнування.

Крім того, при ступенчатості корінних підшипників сила тиску газів розподіляється по ним нерівномірно: перевантажується завищена опора кривошипа, а занижена недогружається, тому що частина цієї сили витрачається на пружну деформацію колінчастого вала. В результаті виникає небезпека руйнування антифрикційного шару завищеного і перевантаженого підшипника.

Несприятлива також виникаюча непаралельність корінних і шатунних шийок щодо осей своїх підшипників. Шийки починають контактувати з крайками вкладиша (на краях) через менший тиск спливання, перевантажують їх і викликають руйнування.

Очевидно, що наступ втомного руйнування залежить від двох чинників - величини знакозмінних напружень (або пропорційної їй амплітуди розбіжності щік, тобто раскепів) і кількості циклів знакозмінних напружень. Але ця залежність не лінійна і показана на кривій втоми матеріалу (рис. 2.12) в координатах числа циклів N і напруги R_p , одержуваної експериментальним шляхом. Кожному зруйнованому зразку на діаграмі відповідає одна точка з координатами N (число циклів до руйнування) і напруги R_p .

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

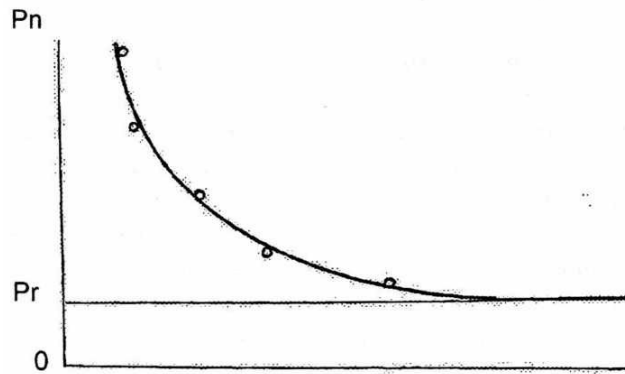


Рис. 2.12 – Крива втоми матеріалу

Як видно, у міру зниження напружень крутизна кривої зменшується і вона асимптотично наближається до деякої горизонтальної прямої на осі ординат. Ця горизонтальна пряма відсікає на осі ординат О-Рп відрізок, величина якого Рг визначає межу витривалості (або втоми) матеріалу. Його фізичний зміст - при цій напрузі втомні руйнування в матеріалі не виникають при будь-якому числі циклів.

Очевидно, що колінчаті вали не повинні раптово руйнуватися через накопичення втомних напружень. Тому величину раскепів, тобто амплітуду знакозмінних напружень, обмежують. Виникаючі при цьому раскепі напруги не повинні перевищувати межі витривалості матеріалу. Раскепи обов'язково контролюють при щорічних оглядах. Його контроль може бути частіше - на вимогу заводу-виготовлювача або при роботах, які могли б привести до його зміни.

Домовилися заміряти раскепи в двох взаємно перпендикулярних площинах кривошипа.

Раскеп, заміряний у вертикальній площині (вертикальний раскеп), визначають як різницю відстаней між щоками при положенні кривошипа в ВМТ і НМТ.

Раскеп вважають позитивним, якщо відстань між щоками в ВМТ більше, ніж в НМТ ($l_1 - l_2 > 0$, рис. 2.13, а). Наочно видно, що при

позитивному раскепі виникає увігнутий прогин осі вала (увігнутість вниз) і шуканий кривошип як би просідає щодо сусідніх кривошипів.

Раскеп вважають негативним, якщо відстань між щоками в ВМТ менше, ніж в НМТ ($l_1 - l_2 < 0$, рис. 2.13, б). Як видно, при негативному раскепі виникає опуклий прогин осі вала (опуклістю вгору) і шуканий кривошип виглядає вище щодо сусідніх кривошипів

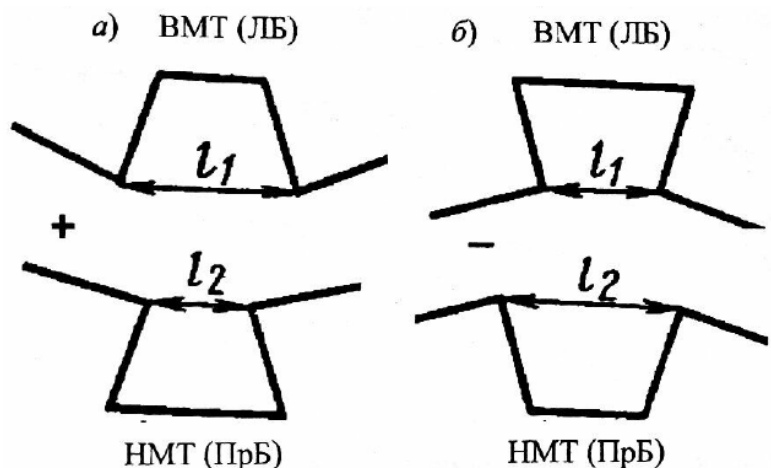


Рис. 2.13 – Позитивний (а) та негативний (б) раскепи колінчастого вала

Для виміру раскепів застосовують спеціальний прилад - раскепницю. Вона являє собою індикатор раскепів колінчастих валів годинного типу, вимірювальний стрижень якого з'єднаний з рухомим з підпружиненим упором, а протилежний упор нерухомий (рис. 2.14).

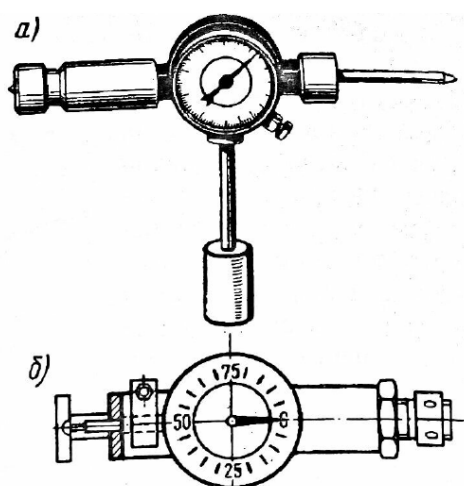


Рис. 2.14 – Прилади для заміру раскепів колінчастих валів:

а – які встановлюються у лунки; б – з плоскими упорами

Індикатор раскепів встановлюють в спеціально вибиті на щоках лунки (керни). Зазвичай вони розміщуються на відстані $0,5d$ від осі, що проходить через корінні шийки (де d - діаметр корінної шийки), на лінії верхньої твірної циліндричної поверхні корінної шийки при положенні кривошипа в НМТ (рис. 2.15, *а*). Але при наявності масивних противаг для полегшення установки індикатору раскепів можуть бути рекомендовані інші місця (рис. 2.15, *б*).

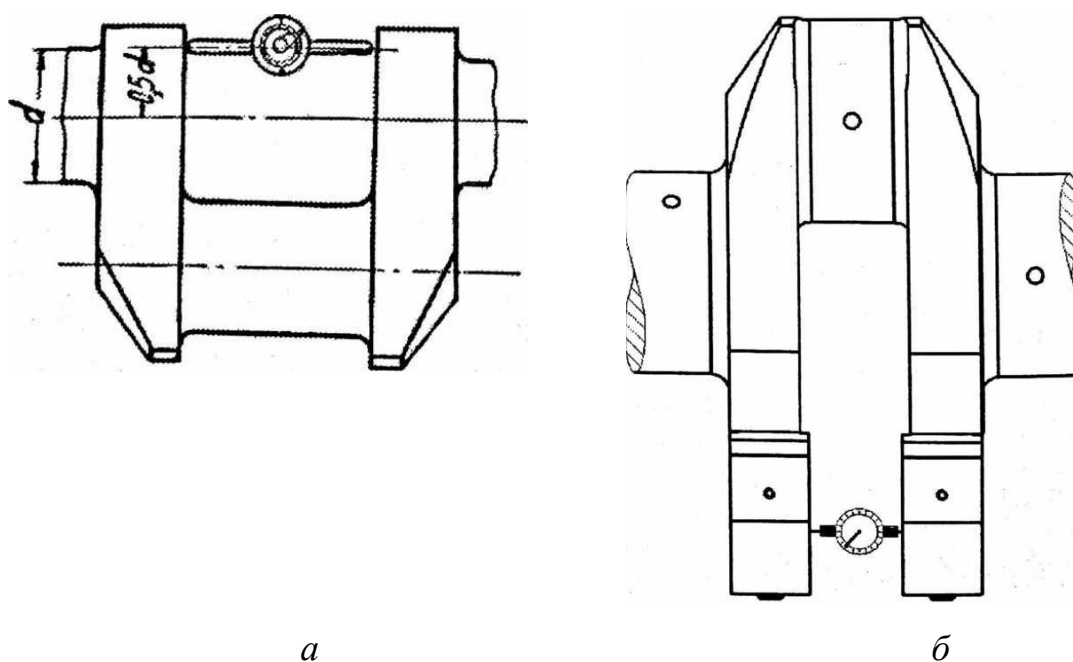


Рис. 2.15 - Типові місця установки індикаторів раскепів:
а – без противаг; *б* – з противагами

Технологія проведення контролю раскепів

Раскепи заміряють при знаходженні судна на плаву, при схожих температурах і загрузках, щоб виключити вплив деформації корпусу і порівняти з раніше отриманими значеннями:

- 1) заміряємий кривошип встановлюють максимально близько до НМТ₁, поки не почне заважати шатун (рис. 2.16);
- 2) ретельно очищають лунки в щоках, заводять в них раскепницю, поєднують зі стрілкою нульову позначку циферблата і кілька разів

обертають її за протизагу або за корпус. Після кожного обороту стрілка індикатора повинна залишатися на нульовій позначці. В іншому випадку знову ретельно очищають лунки і повторюють установку раскепниці;

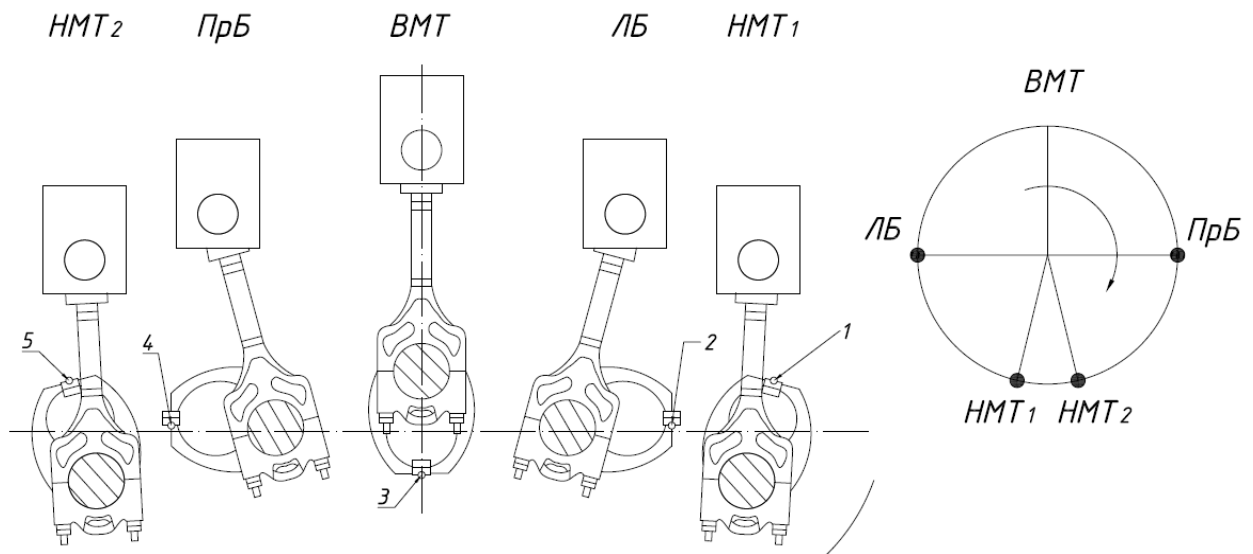


Рис. 2.16 – Положення кривошипа і індикаторів при вимірі раскепів

3) обертають колінчастий вал і через кожні 90° визначають відхилення стрілки від початкової нульової позначки НМТ1: лівий борт (ЛБ) - ВМТ-правий борт (ПрБ) - НМТ2. Якщо при вимірі стрілка індикатора відхиляється вліво (вимірювальний стрижень висувається, відстань між щоками збільшується, значить, вони розходяться), значення раскепів буде зі знаком «плюс»; якщо стрілка індикатора відхиляється вправо (щоки сходяться) - зі знаком «мінус»;

4) в районі НМТ2 обертання зупиняють, тому що заважає шатун. При цьому стрілка індикатора повинна збігтися з початковою нульовою відміткою в НМТ1 або бути близькою до неї. Якщо розбіжність більше 0,01...0,02 мм, значить було порушено положення раскепниці в лунках. Необхідно повторити замір раскепів спочатку.

Під час виміру раскепів не можна повертати індикатор за корпус, тому що це може порушити його посадку в лунках. Для спостереження за показаннями циферблата слід користуватися дзеркалом і підсвічуванням.

Показання індикатора зводять в таблицю. Рекомендована її форма і приклад заповнення для шестициліндрового дизеля показані в табл. 2.10.

Таблиця 2.10 – Результати замірів раскепів

Положення кривошипа	Показання індикатора і раскеп на кривошипах, мм					
	1	2	3	4	5	6
НМТ1	0	0	0	0	0	0
ЛБ	-0,01	0	+0,03	-0,01	+0,03	-0,01
ВМТ	-0,02	+0,04	+0,08	-0,03	+0,02	-0,01
ПрБ	-0,02	+0,01	+0,02	-0,01	+0,01	-0,02
НМТ2	0	0	0	0	0	0
Верт. площ: ВМТ-НМТ1,2	-0,02	+0,04	+0,08	-0,03	+0,02	-0,01
Гориз. площ: ВМТ-НМТ1,2	-0,01	-0,01	+0,01	0	+0,02	+0,01

На підставі даних таблиці підраховують раскепи:

- у вертикальній площині - як різниця показань індикатора при положеннях кривошипа в ВМТ і НМТ (середнє з показань в точках НМТ1 і НМТ2;

- в горизонтальній площині - як різниця показань індикатора при положеннях кривошипа на лівому (ЛБ) і правому борту (ПрБ).

Вертикальний і горизонтальний раскеп підраховують як алгебраїчну різницю показань індикатора в відповідних протилежних положеннях кривошипа. наприклад:

- якщо при положенні кривошипа на лівому борту показання раскепниці = -0,06 мм, а на правому борту = -0,03 мм, то раскеп буде дорівнювати: $-0,06 - (-0,03) = -0,03$ (мм);

- якщо при положенні кривошипа на лівому борту показання раскепниці = -0,06 мм, а на правому борту = +0,03 мм, то раскеп буде дорівнює: $-0,06 - (+0,03) = -0,09$ (мм).

Обчислені раскепи не повинні перевищувати значень, допустимих заводом-виробником.

При відсутності даних заводу-виготовлювача, можна скористатися типовими рекомендаціями, наочно представленими у вигляді номограми на рис. 2.17. Січними лініями 0Б, 0В і 0Г обмежені області раскепів (на осі абсцис) в залежності від ходу поршня S (на осі ординат):

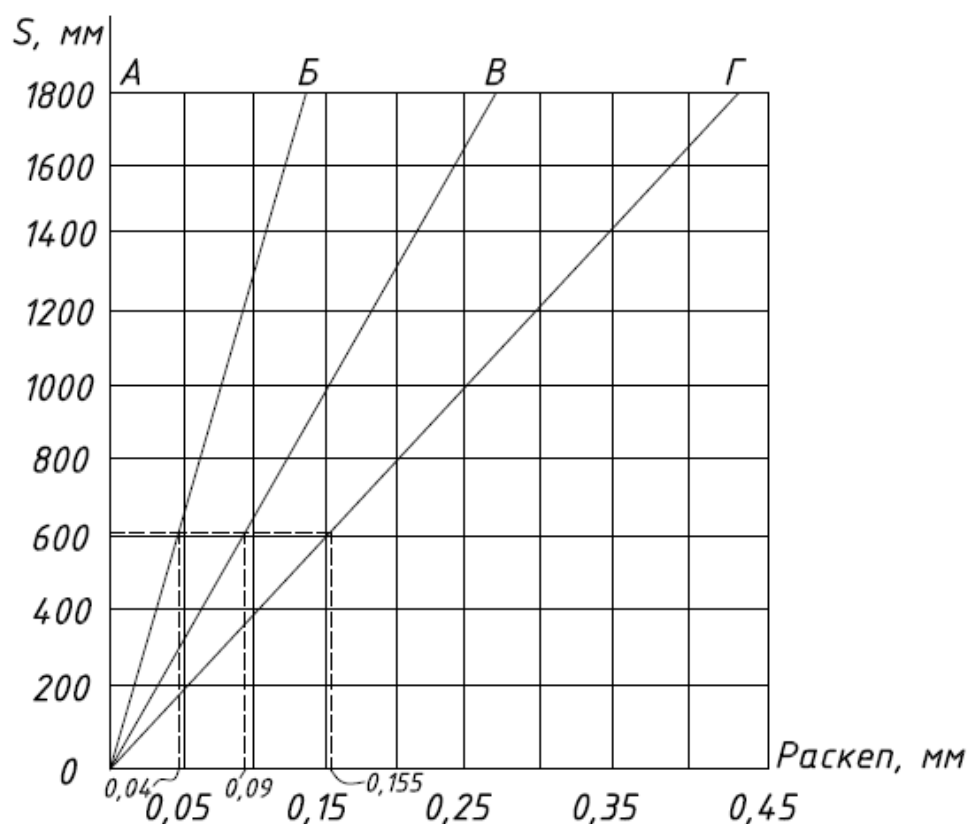


Рис. 2.17 – Норми раскепів колінчастого валу

- в області 0АБ0 укладені будівелі раскепи, які повинні бути на новому двигуні. При цих значеннях раскепів знакозмінні напрути в галтелях кривошипів значно нижче межі витривалості матеріалу колінчастого валу;

- в області 0BВ0 укладені значення раскепів, гранично допустимі в експлуатації. Виникаючі при них знакозмінні напруги знаходяться нижче межі витривалості матеріалу колінчастого вала;

- в області 0ВГ0 укладені значення раскепів, при яких знакозмінні напруги в галтелях вже наблизилися до межі витривалості матеріалу колінчастого вала. Тому при першій можливості повинна бути проведена переукладання колінчастого вала;

- в області правіше 0Г раскепи викликають знакозмінні напруги в галтелях колінчастого вала, що перевищують межу витривалості його матеріалу. Експлуатація такого двигуна неприпустима.

Побудова зламаної осі колінчастого вала і виправлення підвищених раскепів

Перш ніж вибрати спосіб виправлення підвищених раскепів, необхідно побудувати ламану вісь колінчастого вала.

Спрощений спосіб її побудови у вертикальній площині, прийнятний для практичного використання, полягає в наступному (рис. 2.18 за даними табл. 2.10):

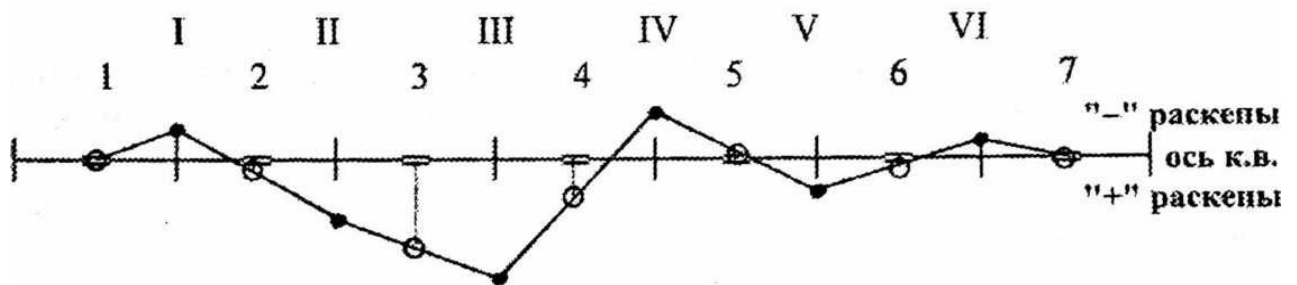


Рис. 2.18 – Приклад побудови зламаним осі колінчастого вала:

1, 2 і т. д. – номери корінних підшипників; I, II і т.д. – номери кривошипів;

⊗ – корінний підшипник; + – середина кривошипа; • – величини раскепів;

° – фактичні положення корінних підшипників

- проводять пряму лінію, яка імітує теоретичну вісь колінчастого вала з нульовими раскепами;

- в певному масштабі наносять на неї становище корінних підшипників, позначаючи їх знаками "=" і нумеруючи арабськими цифрами: 1, 2 і т.д.;

- наносять на цю лінію положення середин кривошипів, позначаючи їх знаками і нумеруючи римськими цифрами: I, II і т.д.;

- наносять в певному масштабі на вертикальних лініях від середин кривошипів величини заміряних раскепов, позначаючи їх жирною крапкою. Якщо раскеп позитивний, його відкладають вниз від теоретичної осі колінчастого вала, якщо він негативний - вгору. Це впливає з правил знаків раскепів - якщо прогин колінвалу опуклий (спрямований вгору), раскеп вважають негативним, якщо прогин увігнутий (спрямований вниз) - раскеп вважають позитивним. У літературі і на практиці зустрічаються схеми, коли над теоретичною віссю колінвалу раскепи вважають позитивними, а під нею - негативними. Очевидно, що в цьому випадку висновки про становище корінних підшипників щодо теоретичної осі виходять абсолютно протилежними - замість завищеного положення підшипника його вважають заниженими і навпаки;

- з'єднують ламаною лінією точки величин раскепів;

- на цю ламану лінію проектують у вертикальній площині фактичні положення корінних підшипників, позначаючи їх кружечками "о".

Крайні підшипники залишаються на теоретичної осі колінчастого вала.

Аналіз їх положення є предметом окремого розгляду. Як видно, позитивні раскепи характеризують занижене положення корінних підшипників, а негативні - завищене. Таке зображення є умовним, показує тільки напрямок зміщення осей корінних шийок від теоретичної осі колінчастого вала, а не абсолютних величин цих відхилень. Тому не можна однозначно вирішити, які з підшипників необхідно опустити або підняти. Для цього слід використовувати результати вимірів просадки колінчастого вала.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Проте, для початку можна виходити, що:

- кривошипи I, IV і VI мають прогин вгору (опуклий), а кривошипи II, III і V - прогин вниз (увігнутий);
- корінні підшипники №3 і №4 значно занижені, а підшипник №5 - завищений по відношенню до теоретичної осі колінчастого вала.

Решта підшипників незначно відхилені від теоретичної осі колінчастого вала.

При необхідності аналогічно будують зламани вісь колінчастого вала в горизонтальній площині.

Виправлення підвищених раскепів має перш за все зводитися до виявлення та усунення причини, що викликала їх збільшення. Для з'ясування, як згодом змінюється взаємне положення осей корінних підшипників, слід результати кожної серії вимірів раскепів порівнювати з попередніми вимірами, а також з вимірами, зробленими після монтажу дизеля при будівництві судна.

Як уже зазначалося, періодична розбіжність і сходження щік виникає при несоосності корінних підшипників або корінних шийок. Очевидною причиною їх несоосності є знос вкладишів і шийок корінних підшипників. Цей знос можна оцінити по збільшенню масляних зазорів і просідання шийок колінчастого вала. Однак, при нормальній експлуатації знос вкладишів і шийок корінних підшипників незначний. Тому вертикальні раскепи змінюються також повільно і мало, а горизонтальні раскепи практично не змінюються.

Істотна зміна раскепов найчастіше є результатом деформації кістяка дизеля (фундаментної рами і блоку циліндрів). Однією з її причин є деформація корпусу судна через несприятливий розміщення вантажу. Вона передається на фундамент двигуна і далі - його фундаментну раму і викликає несоосність ліжок. Для приведення підвищених раскепів в норму необхідно перерозподілити вантаж рівномірно.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Деформація корпусу судна виникає також після виконання на ньому зварювальних робіт, після посадки на мілину, зіткнення. У цьому випадку необхідна переустановка дизеля на фундаменті.

Деформація фундаментної рами і ступінчастість її ліжок може виникати через зношування фундаментних клинів. Його виявляють по ослабленню затягування фундаментних болтів. Після обтягування такого ослабленого з'єднання фундаментна рама прогинається вниз і виникає несоосність ліжок. Для приведення підвищених раскепів в норму слід замінити зношені фундаментні клини.

Істотна зміна вертикальних раскепів може виникнути в результаті нерівномірного затягування анкерних зв'язків. Зазвичай вони послаблюються через зношування різьблення, сполучених поверхонь гайок зв'язків і блоку, сполучених опорних поверхонь фундаментної рами і блоку. Необхідно проконтролювати затягування анкерних зв'язків, одночасно приводячи її в норму.

Зміна раскепів на крайньому кривошипі часто свідчить про порушення центрування дизеля з валопроводом (для головного) або генератором (для допоміжного) через ослаблення затяжки болтів кріплення підшипників валопровода або генератора з фундаментом, зносу клинів. Необхідно перецентрувати дизель за методом, рекомендованим заводом-виробником.

Якщо перераховані вище причини виключені, тоді усувають підвищені раскепи вирівнюванням зламанної осі колінчастого вала, в тому числі ремонтом вкладишів підшипників.

Для підшипників з **бабітовою заливкою** загальні правила зводяться до наступного:

- спочатку слід переконатися у відсутності підвищених зносів занижених корінних підшипників. Повинні бути оцінені масляні зазори (в тому числі за характером витікаючого масла), при можливості заміряна просадка колінчастого валу;

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- якщо виявлено підвищений знос вкладишів, необхідно їх замінити. При цьому корінні шийки піднімуться, зменшиться позитивний раскеп і, одночасно, негативний раскеп;

- якщо підвищені зноси відсутні, слід спробувати зменшити негативні раскепи шабруванням нижніх вкладишів завищених корінних підшипників в межах масляного зазору. З досвіду, шабрування на величину 0,10 мм зменшує негативний раскеп на 0,01 мм. Одночасно, практично на ту ж величину, зменшиться позитивний раскеп;

- якщо цього недостатньо, необхідно зменшити позитивні раскепи заміною нижніх вкладишів занижених корінних підшипників на більш повні. Колінчастий вал підніметься, зменшиться позитивний раскеп і, одночасно, зменшиться негативний раскеп.

Для підшипників з **тонкостінними вкладишами** (з гладким гальванічним антифрикційним шаром або канавкового типу) через малу товщину робочого шару шабрування нижніх вкладишів неприпустимо. Необхідно зменшувати позитивні раскепи, піднімаючи занижені корінні підшипники, що викличе також зменшення негативних раскепів. Загальні правила зводяться до наступного:

- спочатку також слід переконатися у відсутності підвищеного зносу занижених корінних підшипників;

- при його виявленні необхідно замінити нижні вкладиші - корінні шийки піднімуться, зменшиться позитивний раскеп і, одночасно, негативний раскеп;

- якщо вкладиші не зношені і їх заміна не зменшить позитивний раскеп, слід підняти корінні підшипники шляхом додаткового обтиску в їхньому районі анкерних зв'язків (на 10-15% більше номінального зусилля). Як правило, заводи-виробники це не рекомендують. Ослаблення анкерних зв'язків дійсно неприпустимо, тому що зменшує загальну жорсткість кістяка дизеля, викликає підвищену вібрацію, яка порушує надійну роботу всіх

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

вузлів, в тому числі підшипників. При додатковому обтисненні остов дизеля разом з фундаментною рамою вигинається догори, підвищуючи розташування ліжок і зменшуючи позитивний раскеп відповідного кривошипа.

У розглянутому прикладі зламана вісь колінчастого вала за вищевказаними правилами можна вирівняти наступним чином.

Як видно, підвищений раскеп кривошипа III викликаний просіданням корінних підшипників №3 і №4. Необхідно або зменшити негативні раскепи на кривошип I і IV, що призведе одночасно до зменшення позитивних раскепів кривошипів III і I, або зменшити позитивні раскепи на кривошип III і I, що також одночасно зменшить і негативні раскепи на кривошип I і IV.

Якщо підшипники з бабітовою заливкою, підвищені раскепи можна зменшити в такій черговості:

- виключити відсутність підвищених зносів занижених корінних підшипників №3 і №4 контролем масляних зазорів (в тому числі за характером витіку масла), виміром просадки колінчастого валу;

- при їх наявності замінити нижні вкладиші корінних підшипників №3 і №4 на більш повні. Колінчастий вал підніметься, позитивний раскеп кривошипів III і II зменшиться, одночасно зменшиться і негативний раскеп кривошипа IV;

- при відсутності підвищеного зносу вкладишів спочатку спробувати зменшити негативний раскеп кривошипа IV шабруванням нижніх вкладишів корінних підшипників №2 і №5 в межах масляного зазору. Одночасно зменшиться і позитивний раскеп кривошипа III;

- якщо цього буде недостатньо, замінити нижні вкладиші корінних підшипників №3 і №4 на більш повні. Як зазначено вище, колінчастий вал підніметься, позитивний раскепо кривошипів III і II зменшиться, одночасно зменшиться і негативний раскеп кривошипа IV.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо підшипники з тонкостінними вкладишами, підвищені раскепи можна зменшити в такій черговості:

- спочатку також оцінити відсутність підвищених зносів занижених корінних підшипників №3 і №4 (див. вище);
- при їх наявності дефектні вкладиші замінити. Колінчастий вал підніметься, позитивний раскеп кривошипів III і II зменшиться, одночасно зменшиться і негативний раскеп кривошипа IV;
- якщо вкладиші не зношені і їх заміна не зменшить позитивні раскепи, підняти корінні підшипники №3 і №4 шляхом додаткового обтиску в їхньому районі анкерних зв'язків.

Значення виправлених раскепів занести в звітну документацію.

Практика показує, що знос підшипників для окремих типів дизелів на конкретних типах суден відбувається по певній закономірності. Вона полягає в тому, що з часом вісь колінчастого вала в цілому може ставати або увігнутою, або опуклою. Окремі підшипники також можуть бути схильні до більш інтенсивного зносу. У цих випадках вісь колінчастого вала при його укладанні спеціально вигинають в протилежну сторону. При зносі корінних підшипників вона з часом вирівнюється і тільки після цього вигинається в бік характерного зносу. Тим самим збільшується ресурс підшипників і терміни переукладання колінчастого валу.

Типовим прикладом є рекомендація по центрівці допоміжного дизеля з генератором. Корінні підшипники кривошипа, найближчого до генератора, крім сил тиску газів, сприймають також вагу якоря генератора. Їх більш інтенсивний знос призводить до збільшення позитивного раскепу на першому кривошипі, згодом вимагає виправлення в першу чергу. Тому при центруванні дизеля з генератором рекомендують на першому кривошипі виставляти невеликий, свідомо негативний раскеп. У міру зношування підшипників цього кривошипа негативний раскеп буде зменшуватися до нуля і тільки потім почне збільшуватися позитивний раскеп. При цьому

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

інтенсивність їх зносу також зменшиться, тому що частина загального навантаження на підшипники буде розподілятися на пружний вигин кривошипа і підшипники генератора.

Огляд і відновлення корінних і шатунних шийок

В процесі експлуатації колінчасті вали судових дизелів піддаються різним впливам - механічним, корозійним, тепловим і ін., що призводить до підвищення шорсткості, утворення інших дефектів на корінних і шатунних шийках. В кінцевому підсумку це знижує несучу здатність масляного клина і викликає підвищений знос вкладишів і шийок. Шийки колінчастих валів оглядають при підозрі на несправність підшипників, а також через 4-7 тис. годин роботи дизеля при вибіркового розтині корінних підшипників і циліндрів.

Шейки оглядають при 5...10 кратному збільшенні. Виявляють наявність підвищеної шорсткості, віспинами, рисок, забоїн, корозійних пошкоджень (при обводнюванні масла), натирів і задирів, кольорів мінливості (при виплавлення антифрикционного металу), тріщин.

Підвищену шорсткість і інші незначні дефекти усувають шліфуванням шийки вручну за допомогою ремня і наждачного паперу (рис. 2.19) або за допомогою дерев'яного хомута і наждачного паперу (рис. 2.20). Шийку змащують тонким шаром масла, обгортають наждачним папером (краще полотном), поверх якої надягають хомут або накладають в два витка ремінь. Під кінець шийку шліфують сухий дрібним наждачним папером, зменшуючи її зернистість. Після шліфування з маслом шийка стає матовою, а після сухої шліфовки вона набуває дзеркальний вигляд.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

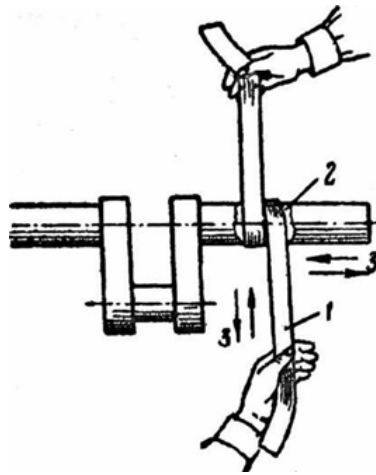


Рис. 2.18 – Шліфування шийки валу за допомогою ремня:

1 – ремінь; 2 – наждачний папір; 3 – напрямки переміщення ремня

При виявленні тріщин, сколів, випинання металу особливу увагу звертають на район галтелів шийок, район отворів підведення масла. Причиною їх утворення можуть бути порушення правил викочування вкладишів (використання нештатного повідця, зіткнення його з торцем ліжка), дефекти виготовлення, порушення правил експлуатації дизеля (перевантаження, підвищені раскепи і т.п.). В окремих випадках допускається вибірка тріщин на спеціалізованому підприємстві. Зазвичай колінчастий вал з тріщинами замінюють.

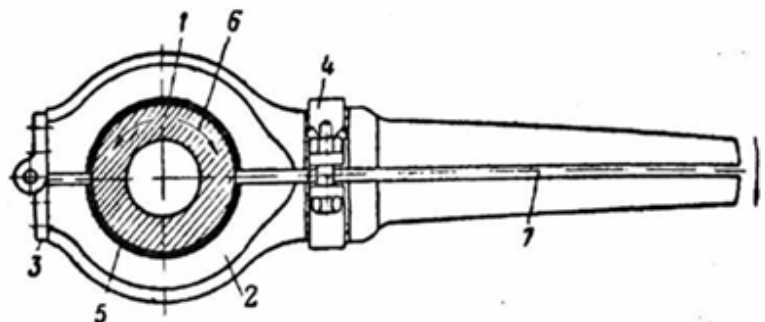


Рис. 2.20 – Дерев'яний хомут для ручної шліфовки шийок валів:

1 – шийка валу; 2 – хомут; 3 – шарнір; 4 – бугель з болтом і баранчиком (гайкою) для затиску хомута на шийці; 5 – наждачний папір або полотно; 6 – напрямок руху хомута при шліфуванні; 7 – зазор

Контроль биття корінних шийок колінчастих валів

Якщо прилади для обмірів корінних шийок відсутні, їх геометрію можна оцінити по радіальному биттю. Їм називають різницю ECR найбільшої і найменшої відстані від точок реального профілю поверхні обертання до базової осі в перерізі площиною, перпендикулярної базової осі (рис. 2.21).

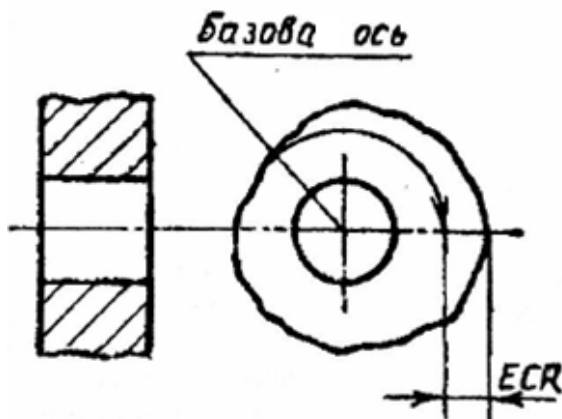


Рис. 2.21 – Радіальне биття

Радіальне биття корінних шийок колінчастого валу заміряють індикатором по схемі, представленій на рис. 2.22.

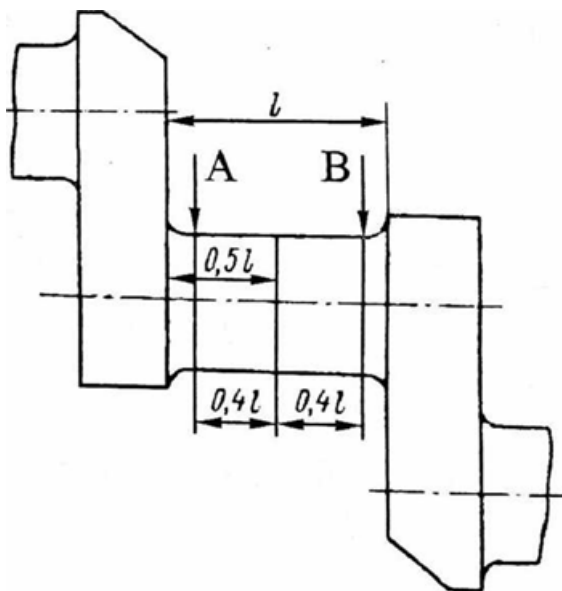


Рисунок 2.22 – Схема заміру биття корінної шейки колінчатого валу

Індикатор встановлюють на стійці, яку, в свою чергу, закріплюють на рамі або блоці (рисунок 2.23).

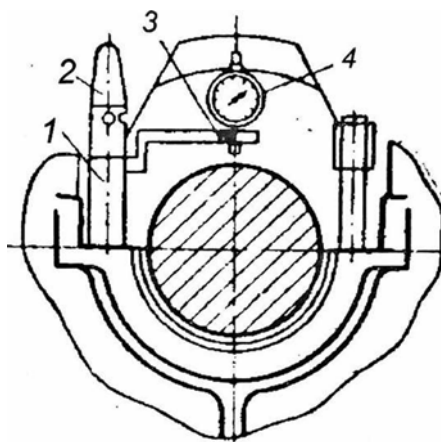


Рис. 2.23 – Установка індикатора:

1 – стойка індикатора; 2 – нажимна гайка; 3 – зажим; 4 – індикатор

Вимірювальний стрижень індикатора встановлюють з невеликим натягом вертикально до обмірювальної поверхні (або перпендикулярно до осі обмірювальної шийки). Нульовий розподіл циферблата поєднують зі стрілкою. Обмірювальна шийка може бути без нижнього вкладиша або лежати на ньому, що встановлює завод-виготовлювач. Обертають колінчастий вал на повний оборот і знімають показання індикатора через кожні 90° . Після повного обороту колінчастого валу стрілка індикатора повинна повернутися на нульову відмітку.

Результати виміру биття корінних шийок зводять в таблицю. Величину биття визначають як максимальну різницю відхилень стрілки індикатора в діаметрально-протилежних точках перетину.

Наочно відхилення профілю корінний шийки від осі обертання можна уявити за допомогою круглої діаграми. Її будують у такій послідовності (рис. 2.24): викреслюють коло; через відповідні кути проставляють над або під окружністю величини биття; з'єднують отримані точки кривої. Якщо вісь шийки збігається з віссю обертання, то кругова діаграма покаже її реальний профіль в перерізі.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		69

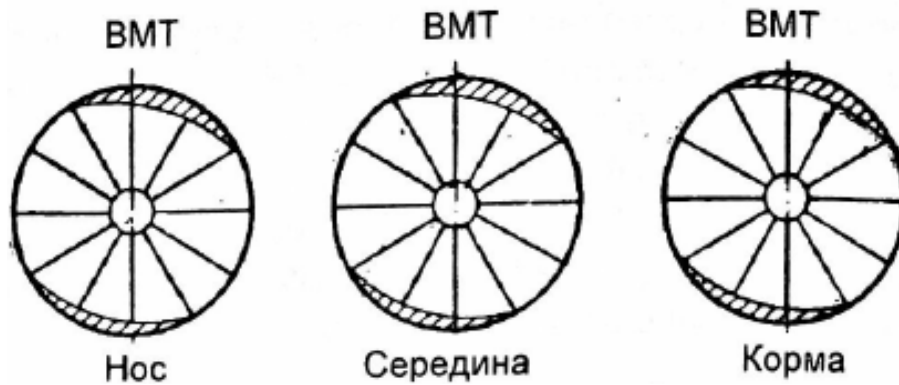


Рис. 2.24 – Побудова кругової діаграми по биттю корінний шийки

Відновлення шатунних шийок без демонтажу колінчастого валу

В експлуатації дизелів нерідкі задири шатунних (мотильових) шийок колінчастого валу через провертання вкладишів. Причинами можуть бути порушення умов змащення (через погіршення якості олії, "масляного голодування", підвищеного або зниженого масляного зазору і т.п.), дефекти антифрикційного шару вкладишів підшипників. Поширеною причиною є також деформація розточення нижньої головки шатуна з косим зубчастим роз'ємом з шатунними болтами, які вкручуються в тіло стержня шатуна, що призводить до порушення умов змащення.

Найбільші ушкодження шийки виникають в її вертикальній площині, де діють максимальні сили. Вони являють собою задири, наволакування металу, збільшення овальності за гранично допустиме значення.

Геометрію і шорсткість пошкодженої шийки відновлюють її шліфуванням в найближчий ремонтний розмір видалення дефектів з установкою вкладишів ремонтного розміру. Ремонтні розміри шийок зазвичай слідують через 0,5 мм в сторону зменшення діаметра. Мінімальний ремонтний розмір шийки обмежений залишкової міцністю колінчастого валу. Вкладиші ремонтного розміру мають збільшену товщину в сторону робочої поверхні. По тильній поверхні (спинок) їх розміри відповідають розміру ліжку за кресленням.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		70

Залежно від характеру пошкодження шатунні шийки відновлюють різними способами.

В даний час для шліфування шийок без демонтажу колінчастого валу широко використовують спеціальні пристосування у вигляді обертового супорта.

Однак можливості цього механізму обмежені. При відновленні геометрії і шорсткості шатунної шийки її вісь повинна залишитися паралельною осі колінчастого валу. В іншому випадку виникає перекіс поршня у втулці, небезпека задиру втулки і поршня, пошкодження шатунних вкладишів та шийки. Для цього при монтажі пристосування за базу приймають галтелі, навколо яких воно буде обкатуватися.

На практиці повернув вкладиш часто переміщується вздовж осі шатунної шийки і пошкоджує її жолобник. При обкатуванні навколо такої галтелі вісь обертання пристосування буде не збігатися з віссю шатунної шийки. Якщо пошкодження значні і ремонт галтелі неможливий в суднових умовах, пристосування не може бути використано.

У суднових умовах, як тимчасовий захід, можливе ручне обпилювання шийки в найближчий ремонтний розмір. Пропонована принципова технологія була неодноразово успішно випробувана на практиці.

Демонтують шатунно-поршневу групу. Глушать масляні отвори дефектної шийки дрантям з солідолом. Всю обробку виконують через картерів люки.

Як правило, при задірі шийка нагрівається і її робоча поверхня гартується до такої твердості, що драчовий напилок ковзає по ній. Для обдирання загартованого шару використовують старі наждакові кола, надавши їм попередньо увігнутість за формою шийки.

Після цього шийку обробляють напилками з припуском на діаметр 0,15-0,20 мм. Необхідно надати їй необхідний діаметр, не виходячи за межі допустимої овальності. Складність полягає в тому, щоб зберегти

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

паралельність шатунної шийки осі корінних шийок. В іншому випадку виникає неприпустимий перекис поршня у втулці, небезпека його заклинювання або прилягання верхнього вкладиша не по всій довжині, його перевантаження і руйнування.

Для цього шийку обпилюють смужками по всій довжині шийки, поступово поширюючи їх на всю окружність. Прямолінійність шийки контролюють по лінійці, на просвіт, приклавши її до утворюючої шийки. Одночасно обробляють галтелі за шаблоном, виготовивши його за розмірами неушкодженою шийки.

Геометрію шийки постійно контролюють мікрометрів. Обробку закінчують після досягнення припуску на діаметр для остаточного шліфування.

Остаточне доведення шийки в ремонтний розмір і надання їй дзеркальної поверхні забезпечують шліфуванням і поліруванням.

Контроль і промивка масляних каналів колінчастого валу

В процесі експлуатації в масляних порожнинах колінчастого валу скупчуються грязьові відкладення і маслянисті опади, що перешкоджають нормальному току масла, що викликають небезпеку порушення змащення підшипників. Тому при кожній зміні масла, а також після 4000...7000 годин експлуатації (раз на рік) контролюють чистоту масляних каналів і при необхідності - очищають.

Чистоту масляних каналів перевіряють вибіркоvim оглядом через що віддаються технологічні заглушки на щоках.

Для очищення масляних каналів у корінних шийках демонтують трубопроводи підведення масла до корінних підшипників, розбирають корінні підшипники, залишаючи на місці нижні вкладиші крайніх підшипників, а також нижній вкладиш середнього підшипника. Віддають технологічні заглушки на масляних каналах. Відкладення та опади видаляють продуванням масляних каналів стисненим повітрям. Якщо вони

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

затверділи, їх розпушують дротом і видаляють промиванням каналів дизельним паливом.

Очищення масляних каналів в щоках і шатунних шийках виконують при демонтажі шатуно-поршневих груп.

Після закінчення монтажу масляну систему двигуна прокачують маслом для видалення грязьових скупчень. При цьому контролюють надходження масла до підшипників за характером випливаючого з них масла.

Після очищення масляних каналів при найближчому огляді всередині картера слід звернути увагу на герметичність заглушок. Відомі випадки, коли вони відкручувалися. Масло, витікаючи з отворів, менше надходило до підшипників, що викликало їх інтенсивний знос.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						73
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.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Пожежна безпека

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, 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; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
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 невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						76
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з проб-ками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

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.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						77
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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.

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

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

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини [10].

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 .

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		78

До другої групи відноситься СО – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до задушення). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють СО 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, то самотійно випаровується з приміщень дуже погано.

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

У третю групу входять окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO₂. Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO₂. Діоксид азоту NO₂ - газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окиси азоту значно токсичніші, ніж СО. 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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		79

захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні нитроолефіни. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі ($y\%$) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення метабемоглобіна; 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 слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		80

містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

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

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й 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 окиси азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Для бензинових двигунів такими є окис вуглецю, вуглеводні, окиси 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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						81
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 CO₂. Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

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

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 (O₃). 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						83
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даному дипломному проєкті проведено розрахунок робочого циклу 4 - тактного дизельного двигуна 8ЧН43/61 потужністю 7200 кВт при 500 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі виконано розрахунок основних систем, які обслуговують двигун: паливна, змащення, охолодження та газообміну. Розроблено технологічний процес обслуговування колінчастого валу.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						84
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

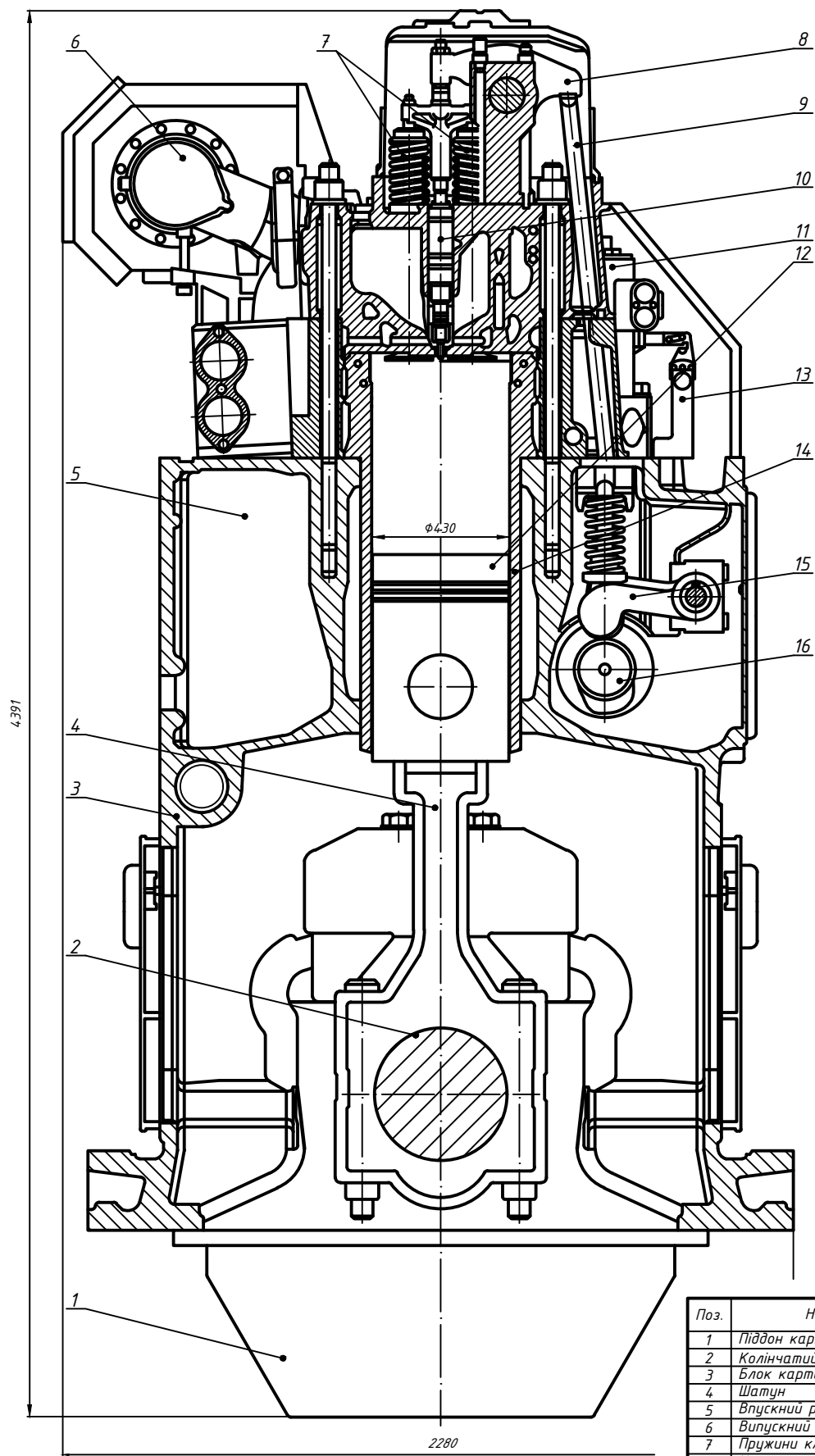
ЛІТЕРАТУРА

1. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
2. Шапко В. Ф. Основи теорії та характеристики поршневих ДВЗ: навчальний посібник. Харків: Точка. 2014, 148 с.
3. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
4. Долганов К. Є., Лісовал А. А., Мержиєвська Л. П. Тепловий розрахунок поршневих двигунів внутрішнього згоряння на ПЕОМ: навчальний посібник. Київ: УТУ, 1999. 76 с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. Київ: Арістей, 2006. 292 с.
7. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
8. Шапко В. Ф. Теоретичні основи підвищення потужності та зниження витрат палива двигунів внутрішнього згоряння. Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. Наукові праці. – Кременчук: КДУ, 2010. Вип. 1/2010 (60). С. 160–164.
9. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.
10. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		85

ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 142.44.25.01.ПЗ	Аркуш
						86
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Піддон картеру	1	
2	Колінчастий вал	1	
3	Блок картеру	1	
4	Шатун	8	
5	Впускний ресивер	1	
6	Випускний ресивер	1	
7	Пружини клапанів	32	
8	Коромисло приводу клапанів	32	
9	Штанга приводу клапанів	32	
10	Форсунка	8	
11	ПНВТ	8	
12	Поршень	8	
13	Привід рейок ПНВТ	8	
14	Втулка циліндру	8	
15	Штовхач клапану	32	
16	Розподільчий вал	1	

				ПННІ НУК 142.44.25.01.01		
Знак	Лінійний	№ докум.	Підпис	Лист	Маса	Листів
Розробка	Складання	В.В.		Поперечний переріз двигуна 8ЧН 43/61		
Перевірка	Попередній	В.С.		1:5		
Н. м.	Підписаний	В.Г.		Лист		
Затверджено	Наказом	В.В.		44-ЕМ-23з		

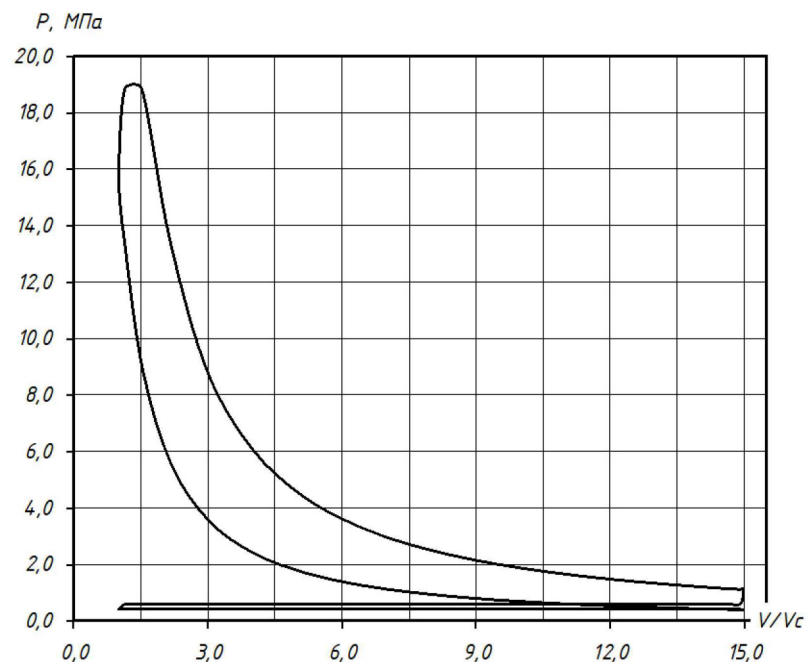
Потужність, кВт 7200

Частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹ 500

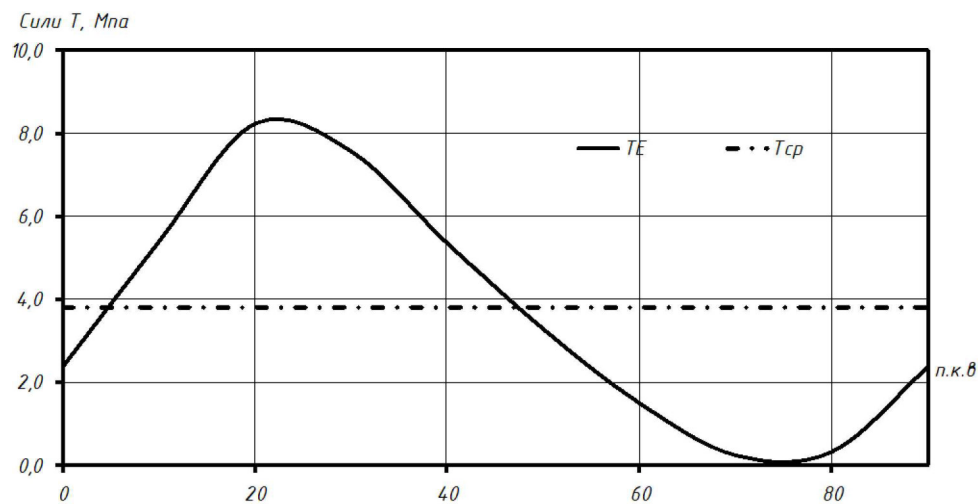
Середній ефективний тиск, МПа 2,44

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВтхгод) 0,177

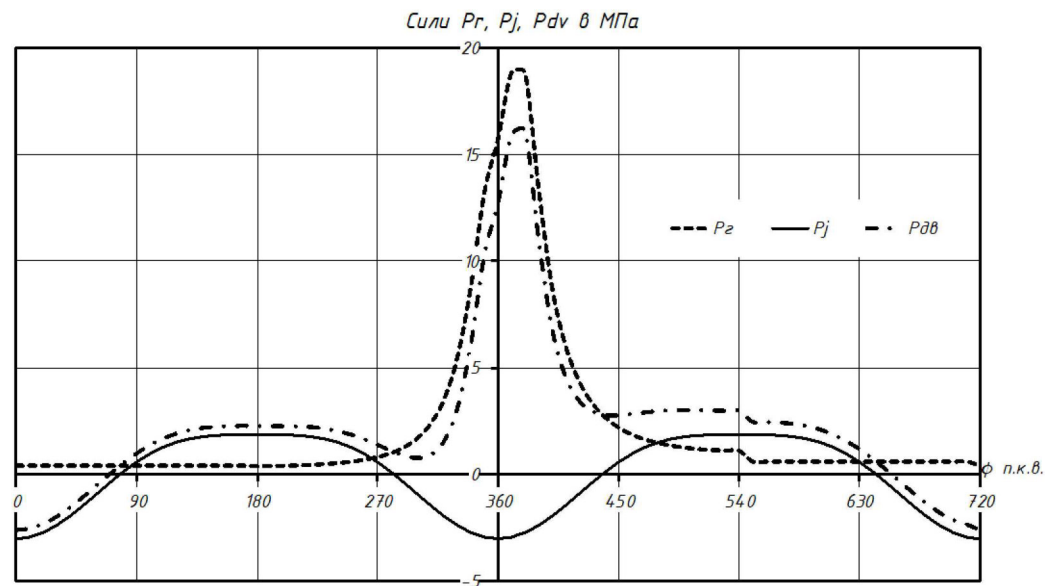
Індикаторна діаграма



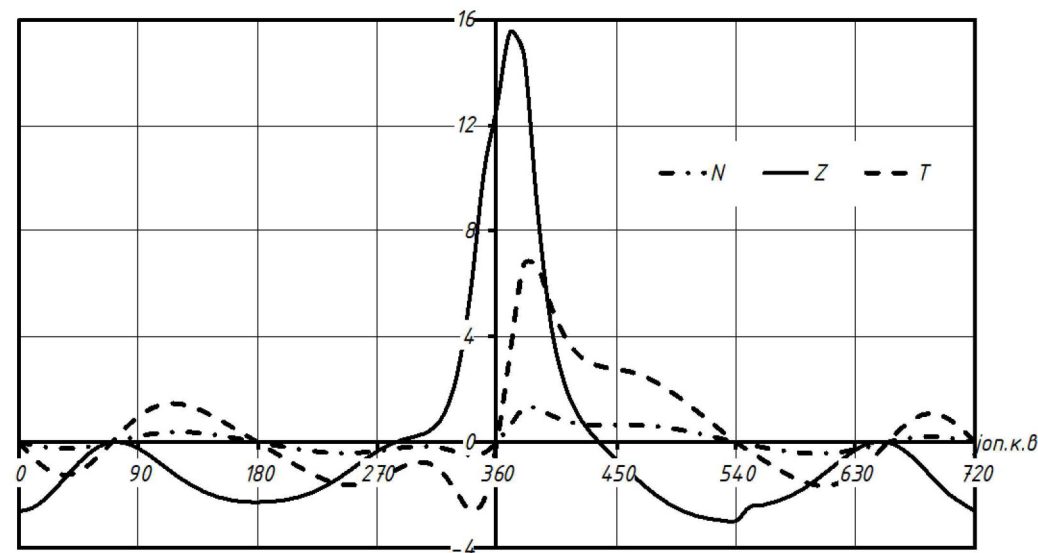
Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

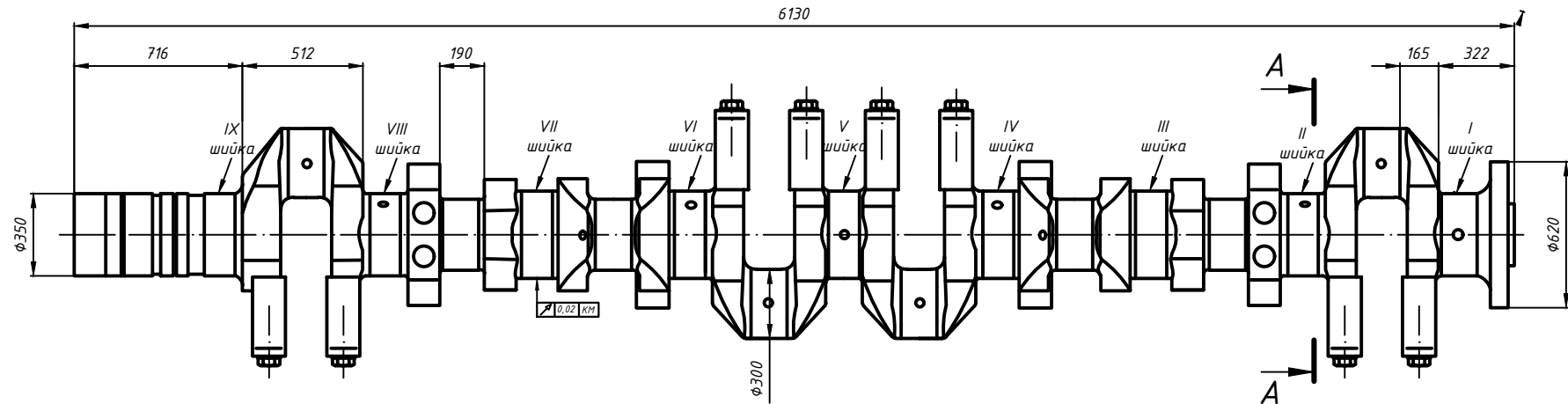


Зміна сил від кута повороту колінчастого валу

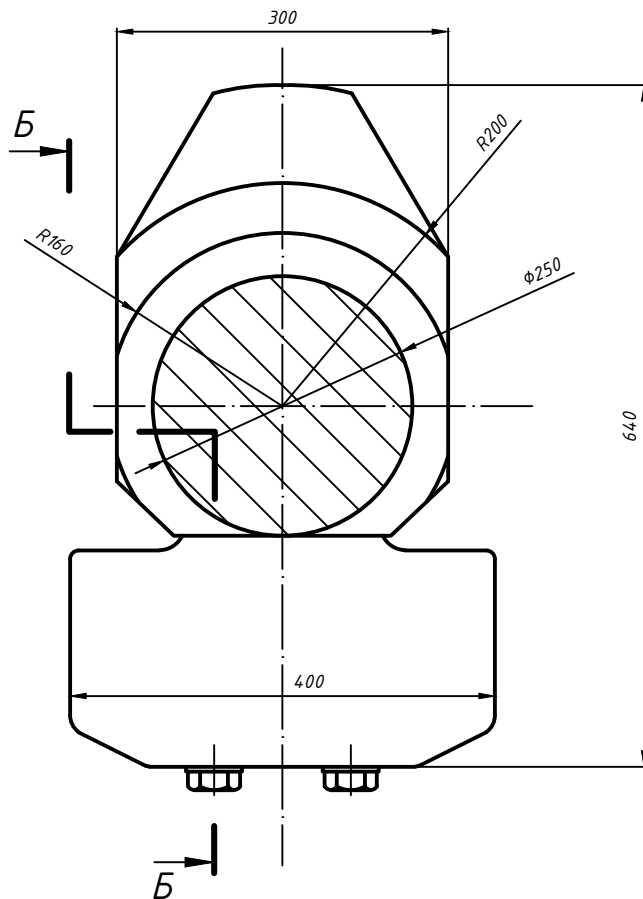


Сили N, Z, T в МПа.

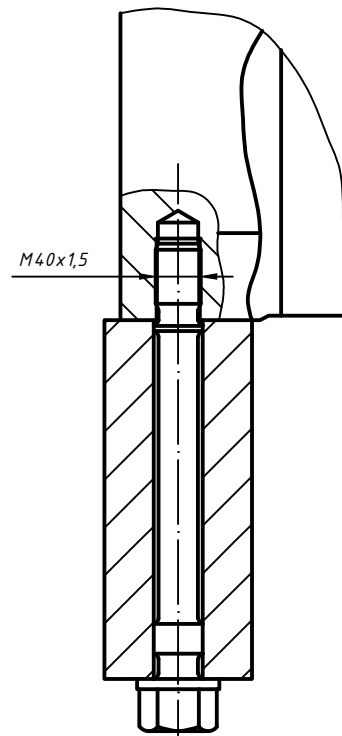




A-A
1:2,5



B-B
1:2



Технічні вимоги

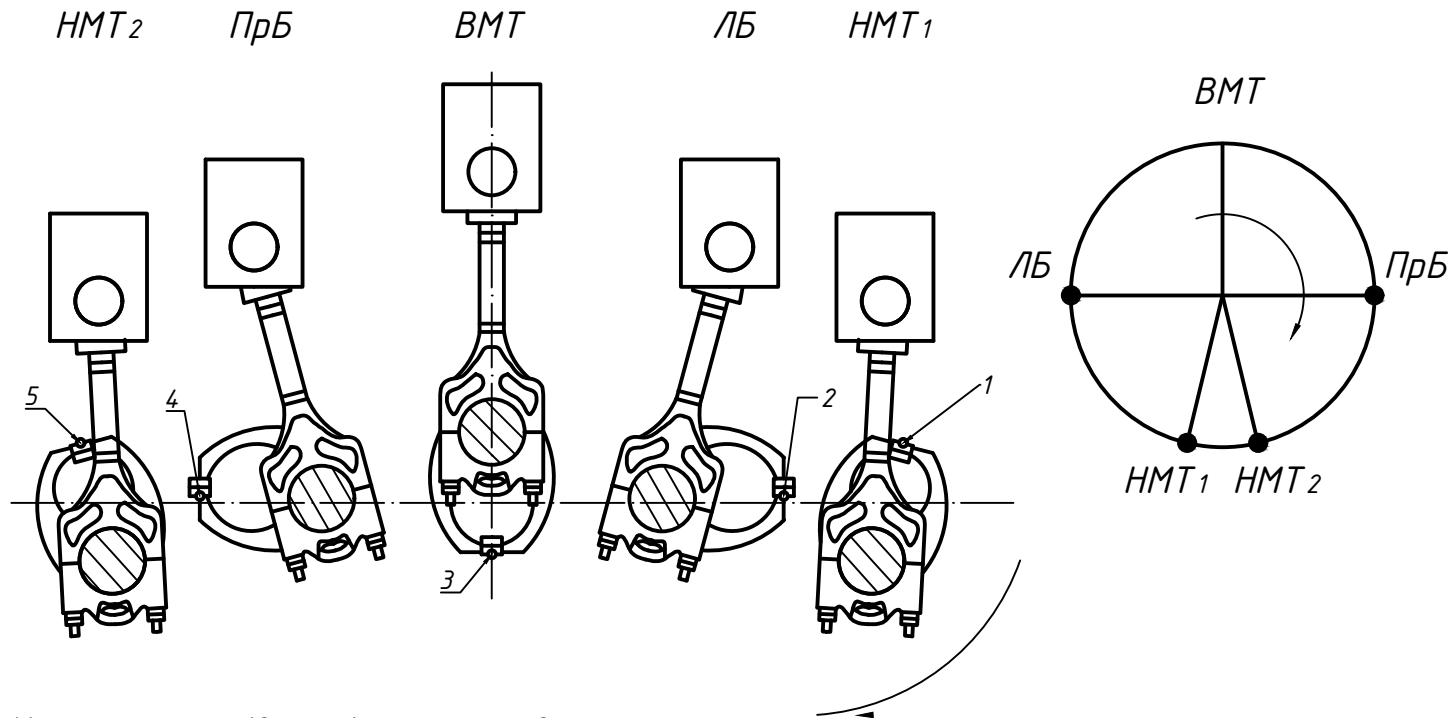
1. Незазначені кувальні радіуси 7.9 мм.
2. Незазначені штамповані ухили 7°.
3. На валу не допускаються тріщини, флок, заходи, закови, полон, розшарування, усадочні раковини, скупчення розкутих і розкатаних дубльдашок і забруднень, відбитки і окалина.
4. Допускаються наступні дефекти: шлакові вклучення довжиною не більше 2 мм, шириною не більше 0,3 мм. Максимально допустима кількість врахованих дефектів матеріалу на всьому валу не повинно перевищувати десяти, загальною довжиною не більше 15 мм.
5. На кожній шатунній, корінній шийці і щоці допускається не більше двох дефектів. На галтелях (переходах від шийок в щоки) ніякі дефекти і їх усунення не допускаються. На першій корінній шийці (за винятком галтелі) загальне число металургійних дефектів не повинно перевищувати чотирьох.
6. Відсутність тріщин перевіряти на магнітному дефектоскопі. При виявленні дефектів завдовжки 2 мм, останні можуть бути видалені місцевою сошлифовкою з подальшою зачисткою і заполіровкою. Після зачистки лунка не повинна мати гострих кутів, різких переходів.

Глибина лунки не повинна перевищувати 0,3 мм найбільшим виміром до 10мм. Розташування лунки має бути не ближче 10 мм від дуртов шатунних і корінних шийок. Місця зачистки повторно перевіряють на відсутність дефектів на магнітному дефектоскопі або травленням 10% розчином азотної кислоти в спирті.

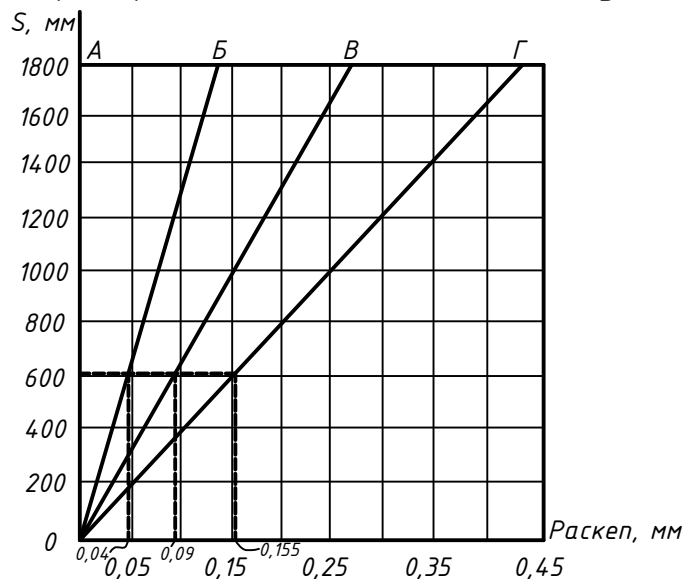
7. Виправлення дефектів заваркою і зачечаненням не допускається.
8. Необроблені поверхні вала повинні бути чистими: без окалини, заходів, полон, розшарувань, відбитків і тріщин.
9. Механічні ушкодження - забоїни, вм'ятини і раковини від окалини допускаються глибиною не більше 2 мм з пологою зачистки гострих кромок.
10. Допуск овальності і допуск конусо- і бочкоподібності корінних шийок 0,001 мм, шатунних шийок 0,005 мм (полурізниця діаметрів).
11. Допуск паралельності утворюючої поверхні шатунних шийок щодо осі вала разом з відхиленням від геометричної форми 0,017 мм.
12. Допуск кутів між поздовжніми осьовими площинами симетрії кривошипів і кривошипом першого циліндру $\pm 30^\circ$.
13. Зміщення осі симетрії щоки щодо поздовжньої осі площини симетрії кривошипа не більше 1 мм.
14. Забоїни і подрипини на поверхнях корінних і шатунних шийок не допускаються.
15. Колінчастий вал балансувати динамічно спільно з маховиком.
16. Після перевірки на магнітному дефектоскопі вал розмагнітити.
17. При контролі биття корінних шийок вала допускається установка додаткової підтримуючої опори (однієї або двох). Додаткова опора повинна бути рухливою в горизонтальній площині, при цьому биття має перевірятися в горизонтальній осьовій площині вала.

ПНН НУК 142.44.25.01.03				Колінчастий вал двигуна ВЧН43/61			Лист	Маса	Масшт.
Вс	Лист	№ докум.	Підпис	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист
Розроб	Виконано	В.А.							
Перевір	Відп.	В.А.							
Н. м.	Відп.	В.А.							
Зав.пр.	Відп.	В.А.							

Положення кривошипа і раскєпниці при вимірі раскєпів



Норми раскєпів колінчастого вала



- в області 0АБ0 укладені будівелі раскєпи, які повинні бути на новому двигуні. При цих значеннях раскєпів знакозмінні напруги в галтелях кривошипів значно нижче межі витривалості матеріалу колінчастого вала;

- в області 0БВ0 укладені значення раскєпів, гранично допустимі в експлуатації. Виникаючі при них знакозмінні напруги знаходяться нижче межі витривалості матеріалу колінчастого вала;

- в області 0ВГ0 укладені значення раскєпів, при яких знакозмінні напруги в галтелях вже наблизилися до межі витривалості матеріалу колінчастого вала. Тому при першій можливості повинна бути проведена переукладання колінчастого вала;

- в області правіше 0Г раскєпи викликають знакозмінні напруги в галтелях колінчастого вала, що перевищують межу витривалості його матеріалу. Експлуатація такого двигуна неприпустима.

Технічні вимоги

Раскєпи заміряють при знаходженні судна на плаву, при схожих температурах і загрузках, щоб виключити вплив деформації корпусу і порівняти з раніше отриманими значеннями:

1) заміряємиї кривошип встановлюють максимально близько до НМТ₁, поки не почне заважати шатун;

2) ретельно очищають лунки в щоках, заводять в них раскєпницю, поєднують зі стрілкою нульову позначку циферблата і кілька разів обертають її за противагу або за корпус. Після кожного обороту стрілка індикатора повинна залишатися на нульовій позначці. В іншому випадку знову ретельно очищають лунки і повторюють установку раскєпниці;

3) обертають колінчастий вал і через кожні 90° визначають відхилення стрілки від початкової нульової позначки НМТ₁: лівий дорт (ЛБ) - ВМТ- правий дорт (ПрБ) - НМТ₂. Якщо при вимірі стрілка індикатора відхиляється вліво (вимірювальний стрижень висувається, відстань між щоками збільшується, значить, вони розходяться), значення раскєпів буде зі знаком «плюс»; якщо стрілка індикатора відхиляється вправо (щоки сходяться) - зі знаком «мінус»;

4) в районі НМТ₂ обертання зупиняють, тому що заважає шатун. При цьому стрілка індикатора повинна збігтися з початковою нульовою відміткою в НМТ₁ або бути близькою до неї. Якщо розбіжність більше 0,01-0,02 мм, значить було порушено положення раскєпниці в лунках. Необхідно повторити замір раскєпов спочатку.

Під час виміру раскєпів не можна повертати індикатор за корпус, тому що це може порушити його посадку в лунках. Для спостереження за показаннями циферблата слід користуватися дзеркалом і підсвічуванням.

				ПННІ НУК 14.2.44.25.01.04			