

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності роботи дизель-редукторного агрегату при зміні виду палива з удосконаленням конструкції шатуна.
Прототип 6ЧСПН18/22.

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-21

_____ ***Литвиненко М.С.***
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Завданням кваліфікаційної роботи є розробка конструкції суднового дизельного двигуна потужністю 160 кВт для реконструкції теплоходу типу "ОМ" з розробкою конструкції шатуна, що забезпечить надійну та довготривалу роботу дизеля в цілому. За базовий двигун при проектуванні був обраний дизель-редукторний агрегат з наддувом 6ЧСПН18/22, конструкція якого добре відпрацьована і який надійно працює при частоті обертання колінчастого валу $n=750\text{хв}^{-1}$, але його потужність $P=150\text{ кВт}$ є недостатньою. Аналіз конструкцій та параметрів дизельних двигунів вітчизняного та зарубіжного виробництва свідчить про те, що збільшення їх потужності проводиться за рахунок тиску наддуву. При цьому зростає теплове навантаження шатунно-поршневої групи двигуна.

Тому в кваліфікаційній роботі збільшена потужність проектного дизель-редукторного агрегату 6ЧСПН18/22 $P=160\text{ кВт}$ отримана за рахунок підвищення тиску наддуву. Для забезпечення високих ресурсних показників запроектованого двигуна та надійності його роботи, а також для зручності монтажу та демонтажу при ремонті двигуна вдосконалена конструкція шатуна.

Виконано розрахунки шатуна морського типу.

Визначені заходи по охороні праці на електростанції, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

В графічній частині виконано креслення: загальний вигляд дизель-редукторного агрегату з наддувом 6ЧСПН18/22, поперечний розріз двигуна, складальні креслення шатуна двигуна-прототипу та проектного двигуна, робочі креслення деталей шатуна та шатунного болта.

Annotation

The task of the qualification work is to develop the design of the ship's diesel engine with a capacity of 160 kW for the reconstruction of the ship type "OM" with the development of the design of the connecting rod, which will ensure reliable and long-term operation of the diesel engine as a whole. For the basic engine in the design was chosen diesel-reduction unit with supercharged 6ChSPN18/22, the design of which is well worked out and which works reliably at a crankshaft speed $n = 750 \text{ min}^{-1}$, but its power $P = 150 \text{ kW}$ is insufficient. The analysis of designs and parameters of diesel engines of domestic and foreign production shows that the increase in their power is due to the boost pressure. This increases the heat load of the connecting rod-piston group of the engine.

Therefore, in the qualification work increased power of the designed diesel-reduction unit 6ChSPN18/22 $P = 160 \text{ kW}$ is obtained by increasing the boost pressure. To ensure high resource performance of the designed engine and reliability of its operation, as well as for ease of installation and dismantling during engine repair, the design of the connecting rod has been improved.

Calculations of the sea-type connecting rod are performed.

Measures for labor protection at power plants have been determined, measures for labor protection and environment have been developed.

In the graphic part the drawings are made: general view of the diesel-reduction unit with supercharging 6ChSPN18/22, cross section of the engine, assembly drawings of the connecting rod of the prototype engine and the designed engine, working drawings of the connecting rod and connecting rod bolt.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Інформація про об'єкт використання двигуна	6
1.2. Основні системи проектного двигуна	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	13
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	15
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	28
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	42
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	49
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.	51
3.1.1 Конструкція шатуна базового двигуна.	57
3.2. Розрахунок проектного шатуна на міцність.	
3.2.1 Пропозиції щодо удосконалення проектного вузла.	58
3.2.2 Розрахунок на міцність проектного шатуна	59
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном	67
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.	72

					<i>ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ</i>			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив		Литвиненко М.С.			<i>Пояснювальна записка</i>	Літера	Лист	Листів
Перевірив		Нестеренко В.В.				н	3	77
						<i>44-ЕМ-21</i>		
Н. контр		Нестеренко В.В						
Затвердив		Нестеренко В.В						

ВИСНОВКИ

76

ЛІТЕРАТУРА

77

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Загальний вигляд дизель-редукторного агрегату

Додаток 3 Двигун 6ЧСПН18/22 – поперечний переріз

Додаток 4 Шатун

Додаток 5 Стержень шатуна

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Дизельні двигуни і агрегати на їх базі представляють складну техніку, яка може бути виготовлена тільки за участю суміжних галузей промисловості (електротехнічна, приладобудівна, металургійна, турбобудування та ін.).

Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямів, які властиві і вітчизняному дизелебудуванню [1]:

- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;
- підвищення паливної і масляної економічності;
- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;
- зниження питомої маси та ін..

Усе це вимагає вирішення питань організації високоефективного робочого процесу, зниження теплової напруженості циліндрово-поршневої групи, зниженні тертя, забезпечення якісного охолодження, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсів і надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчастого валу, ущільнення газового стику і так далі, підготовки виробництва для виготовлення ліцензійних двигунів, створення спеціалізованих підприємств [1]. Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з проектування чотиритактного дизельного двигуна потужністю 160 кВт на базі двигуна-прототипу 6ЧСПН 18/22. Крім того, в ході роботи на проектом необхідно розглянути питання щодо вдосконалення конструкції шатуна.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 1.1. Інформація про об'єкт використання двигуна

В якості об'єкта для постановки дизель-редукторного агрегату прийнято пасажирський річковий теплохід типу "ОМ" з однодечною надбудовою, призначений для масового перевезення пасажирів на місцевих приміських і міжміських лініях.

Під серійною назвою «ОМ» будувалися судна декількох проектів: 252, 623, 780, 780-03, 935, 950, 1570. Будівництво судів здійснювалося з 1952 по 1970 рік. Всього було побудовано більше трьох сотень одиниць суден. Окрім перевезення пасажирів судна використовувалися як роз'їзні і науково-дослідні, а також учбові. Нині велика частина суден списана і утилізована, але в деяких регіонах вони досі працюють і використовуються по первинному призначенню, а також, після кардинального переобладнання і підвищення комфортабельності, використовуються для приватних і замовлених прогулянок, свят і виїздів за місто.

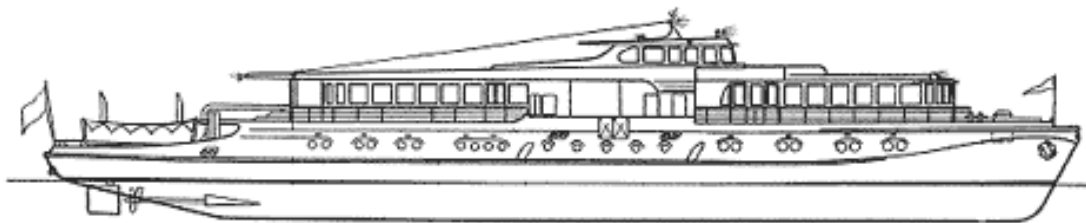


Рисунок 1.1 Стандартний теплохід типу "ОМ"

Проект переобладнання теплохода "ОМ" передбачає перепланування приміщень в корпусі судна для підвищення комфортності, монтаж нової надбудови сучасного дизайну, дообладнання судна новими пристроями і системами, установку двох дизель-редукторних агрегатів.

На борту розміщена каюта "люкс" з санблоком, холлом і спальнею, а також - чотирьох гостьових кают і каюти екіпажу.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

В кормовій частині судна розташована сауна з холом, душовою, туалетом і ванною "джакузі".

Для пасажирів обладнані салон з баром і ресторан.

Передбачений солярій і відкрита палуба.

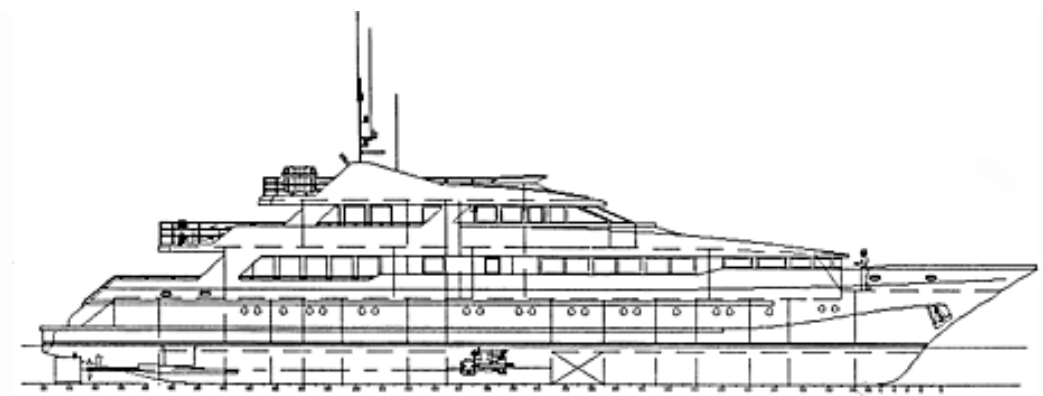


Рисунок 1.2 Переобладнаний теплохід типу "ОМ"

Пасажиromісткість судна при короткочасних виходах тривалістю до 8-ми годинника складає 70 чоловік, а при рейсах тривалістю 5 - 6 діб - 12 чоловік.

Основні характеристики:

- довжина: 42,5 м;
- ширина: 7,12 м;
- висота надводна : 6,05 м;
- осідання: 1,5 м (при повному завантаженні), 1,25 м (середнє);
- надводна висота: 6,7 - 8 м;
- водомісткість без завантаження: 156,5 тонн;
- пасажиромісткість: 242 чоловік (носовий трюм: 86, кормовий трюм: 42, носовий салон верхньої палуби: 50, кормовий салон верхньої палуби : 64)
- швидкість: 20-21 км/год.;
- двигуни: 6ЧСПН 18/22, 2 шт. (по 160 кВт);
- клас реєстра : О.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1.2 Основні системи проектного двигуна

6ЧСПН 18/22 - поширений тип суднових дизельних двигунів, що випускалися з 1950-х років до 2006 року. Застосовуються головним чином в якості основного або допоміжного суднового двигуна.

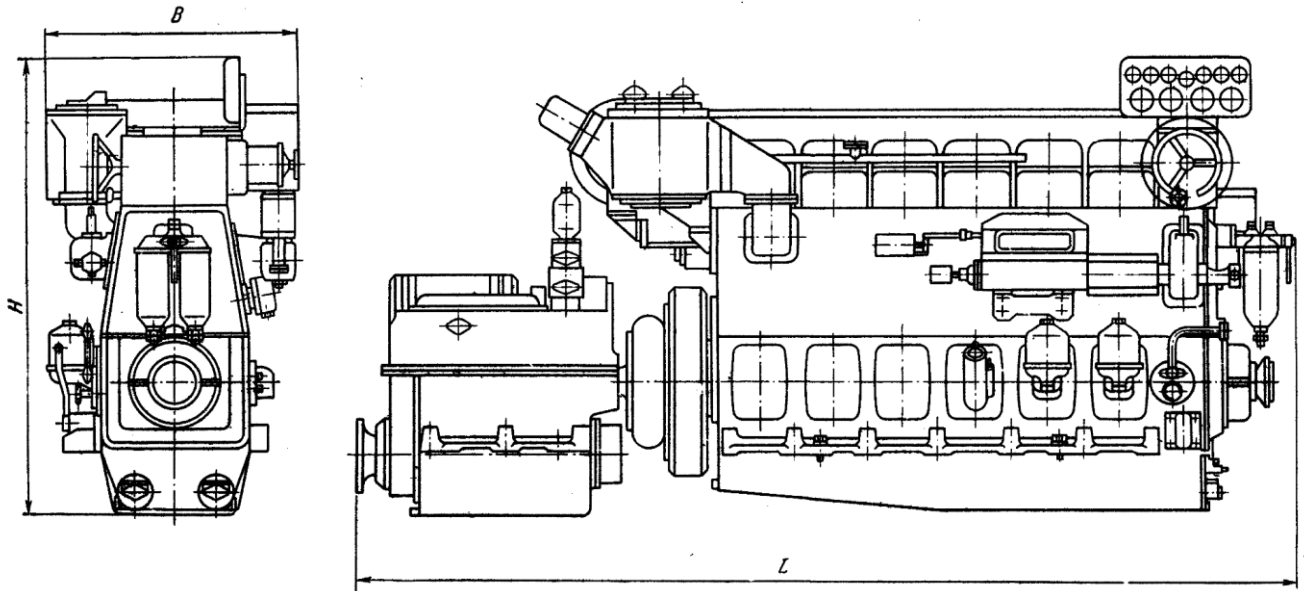


Рисунок 1.3 Загальний вигляд дизеля 6ЧСПН18/22

Дизелі ряду 6Ч 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні випускаються декількох модифікацій. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддування – 6Ч 18/22, з наддуванням – 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт; дизелі з реверс-редукторною передачею.

Особливістю двигуна є його автономність. На ньому установлені всі допоміжні агрегати, необхідні для роботи двигуна й установки в цілому, крім фільтра тонкого очищення масла, пневмонасосу передпускового прокачування масла, охолоджувачів води й масла. Дизель також обладнаний системою захисту, контролю й аварійно-попереджувальної сигналізації, що забезпечує місцевий і

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

дистанційний контроль за режимом роботи дизельної установки.

Дизелі ЧН18/22 — чотиритактні, тронкові, з вертикальним розташуванням циліндрів, нереверсивні, з газотурбінним наддуванням і проміжним охолодженням повітря, правої і лівої моделі, правого і лівого обертання колінчастого валу. Суднові дизелі 6ЧСПН18/22 спільно з РРП є дизель-редукторними агрегатами (ДРА), працюючими на гребний гвинт постійного кроку. ДРА обладнані системою дистанційного автоматизованого керування (ДАУ), а також системою контролю, сигналізації і захисту. ДРА можуть встановлюватися на судновий фундамент або жорстко, або дизель ставиться на амортизаторах, а РРП кріпиться до фундаменту жорстко.

Реверс-редукторна передача 27РРП-230 — зубчаста, механічна, неспівісна, гідравлічного включення, з фрикційною муфтою і однією швидкістю переднього і заднього ходів.

Конструкція

Фундаментна рама лита чавунна. У поперечних перегородках рами розташовані корінні підшипники колінчастого валу. Нижня частина рами є резервуаром для мастила.

Блок циліндрів литий чавунний, симетричний відносно подовжній осі. Одна з бічних порожнин блоку служить ресивером наддувочного повітря, в іншій порожнині розташовані розподільний вал, штовхальники і штанги приводу клапанів. Блок циліндрів сполучений з фундаментною рамою шпильками і болтами, ущільнення здійснене гумовим прокладенням. У передньому відсіку блоку циліндрів розміщений шестерний привід агрегатів і розподільного валу.

Втулка циліндрів лита чавунна, з присадкою хрому і нікелю, ущільнюється у верхній частині притиранням бурту до блоку циліндрів, в нижній частині — гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. У кришці розміщені форсунки, впускні, випускні і пускової клапани. На кришці розташовані коромисла, пружини приводу клапанів і індикаторний кран.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

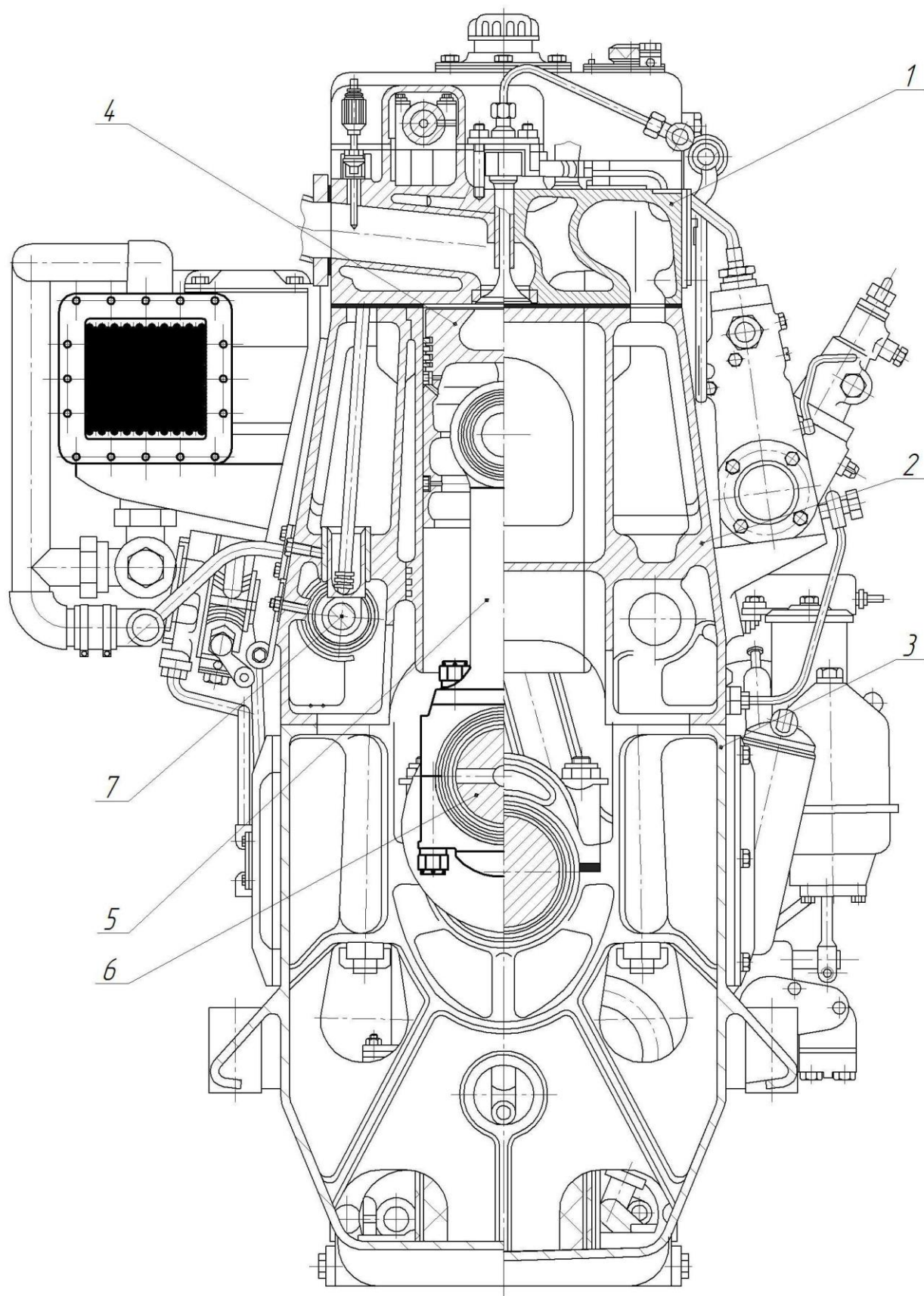


Рисунок 1.4 Поперечний переріз дизеля 6ЧСПН 18/22

					ПІННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Колінчастий вал сталевий, виготовлений методом гнучкі з висадкою, шийки валу загартовані ТВЧ. На передньому кінці валу закріплена шестерня приводу агрегатів, а у дизелів, працюючих на гребний гвинт, встановлена муфта додаткового відбору потужності. На іншому кінці валу закріплений шків.

Поршень литий чавунний, з присадкою хрому і нікелю, з відкритою камерою згоряння, охолоджуваний. Палець поршня плаваючого типу, порожнистий, сталевий, зацементований і загартований. Поршневі кільця чавунні хромовані.

Шатун сталевий штампований, стержень шатуна двотаврового перерізу. У верхній голівці шатуна запресована бронзова втулка, в нижній роз'ємній голівці розміщені шатунові вкладиші.

Розподільний вал розташований у бічній частині блоку циліндрів, сталевий, впускні і випускні куркульки виконані у згоді з валом, цементовані і загартовані. Привід розподільного валу здійснюється від колінчастого валу через систему шестерень.

Головні суднові дизелі обладнані всережимним регулятором швидкості непрямої дії.

Паливна система складається з насосу, що підкачує паливо, насосу високого тиску, насосу гідрозамку, форсунок з гідравлічним замиканням голок, фільтр очищення палива і трубопроводів високого і низького тиску. Трубопроводи високого тиску обладнані захисними кожухами і дренажними пристроєм, що запобігають попаданню палива на можливі джерела займання у разі обриву або порушення ущільнення в трубопроводах високого тиску.

Система мащення дизеля циркуляційна під тиском з «мокрим» картером. Очищення мастила відбувається в повно потоковому фільтрі тонкого очищення, що встановлюється поза дизелем, і в реактивній центрифугі. Масло охолоджується забортною водою в охолоджувачі, вмонтованому в загальний корпус водоводяного охолодження. Автоматичне регулювання температури масла виконується терморегулятором.

Система охолодження двоконтурна: внутрішній контур — прісна вода.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втулки циліндрів, кришки циліндрів і турбокомпресор охолоджуються прісною водою. Прісна вода охолоджується у водо-водяному охолоджувачі забортною водою при автоматичному регулюванні температури прісної води терморегулятором. Забортною водою також охолоджуються наддувочне повітря і масло. Насоси водяні внутрішнього і зовнішнього контурів змонтовані на загальному корпусі приводу і мають загальний приводний вал.

Пуск дизеля виконується стислим повітрям. Наддування дизеля здійснюється турбокомпресором, на вході повітря в турбокомпресор встановлений глушник шуму, на виході - охолоджувач наддувочного повітря, перед охолоджувачем повітря встановлюється граничний регулятор з повітряною заслінкою.

Блок-картер литий з чавуну. У нижній частині блок-картер має перегородки з ліжками для верхніх вкладишів корінних підшипників колінчастого валу. Нижні вкладиші встановлюються в підвісках, які кріпляться до гнізд блок-картера за допомогою шпильок, гайок і стяжних болтів.

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна.

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

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

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

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.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні параметри двигуна прототипу та двигунів інших марок.

Двигун проектується на базі дизеля 6ЧСП 18/22 (заводська марка ДД01, ДД02), його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведені в таблиці 2.1.

Технічна характеристика двигунів ряду 18/22 Таблиця 2.1

Найменування	Головний судовий дизель		Допоміжний дизель	
1	2	3	4	5
Позначення	6ЧСП 18/22	6ЧНСП 18/22	6Ч 18/22	6ЧН 18/22
Заводська марка	ДД01, ДД02	ДД101, ДД102	ДД202, ДД203	ДД205, ДД206
Номінальна потужність на валу дизеля, кВт	150	225	155	225
Частота обертання, об/хв, номінальна	750	750	750	750
Число циліндрів	6	6	6	6
Порядок роботи циліндрів:				
- для правої моделі	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4		
- для лівої моделі	1-4-2-6-3-5	1-4-2-6-3-5	1-4-2-6-3-5	1-4-2-6-3-5
Діаметр циліндра, мм	180	180	180	180
Хід поршня, мм	220	220	220	220
Дійсний ступінь стиску	13,4	12,1	13,4	12,1
Максимальний тиск згоряння при номінальній потужності, кгс/см ² , не більше	60	75	60	75
Середній ефективний тиск при номінальній потужності, кгс/див ²	5,4	8,1	5,4	8,1
Кут упорскування палива до ВМТ, град.	21±2	21±2	21±2	21±2
Паливо	Дизельне по ГОСТ 4749-73, ГОСТ 305-73 с температурою спалаху не нижче 60°C			
Питома витрата Палива з теплотворною здатністю 10200 ккал/кг при номінальній потужності, віднесеної до вала двигуна, г/к.с. г.	162+8	158+8	162+8	162+8
Масило	моторне М10В ₂ , М10В, М12Б, М14Б			
Питома витрата масла (при номінальному навантаженні), г/л.с. ч.	1,6	1,5	1,5	1,65
Вихлопний колектор	неохолоджуваний			

2.2 Розрахунок 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 скрита 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 проєкті 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:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність

$$P_e = 160 \text{ кВт}$$

Частота обертання колінчастого валу

$$n = 750 \text{ хв}^{-1}$$

Ступінь стиску

$$\varepsilon_{\text{ww}} = 14$$

Число циліндрів

$$i = 6$$

2.2.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = 2 \quad [1, \text{ст. 8}]$$

Тиск наддуву

$$p_B = 140 \text{ кПа}$$

Тиск навколишнього середовища

$$p_a = 101.3 \text{ кПа}$$

Температура навколишнього середовища

$$T_a = 293 \text{ К}$$

Підігрів свіжого заряду

$$\Delta T = 15 \text{ К} \quad [1, \text{ст. 9}]$$

Тиск залишкових газів

$$p_r = 140 \text{ кПа} \quad [1, \text{ст. 9}]$$

Температура залишкових газів

$$T_r = 700 \text{ К} \quad [1, \text{ст. 9}]$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = 1.5 \quad [1, \text{ст. 9}]$$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"

$$\xi_Z = 0.82 \quad [1, \text{ст. 10}]$$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

$$\xi = 0.96 \quad [1, \text{ст. 10}]$$

Паливо:

Дизельне пальне Л-0.2-40 ДСТУ 305-82

Середній елементарний склад палива

$$\text{C}_{\text{ww}} = 0.86 \quad \text{H}_{\text{ww}} = 0.13 \quad \text{O} = 0.01$$

Найнижча теплота згоряння рідкого палива

$$Q_{H.p} = 42500 \text{ кДж / кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

2.2.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0.495 \text{ кмоль / кг}$$

або у кг повітря / 1 кг палива:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0$$

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \cdot L_0$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 0.989 \text{ кмоль / кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO₂

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = 0.072 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість H₂O

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = 0.065 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість O₂

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.104 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість N₂

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.781 \text{ кмоль / кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1.022 \text{ кмоль / кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 330.8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 50 \text{ K}$ - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70 \text{ K}$)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 280.8 \text{ K}$$

Тиск повітря після охолоджувача.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3 \text{ кПа}$ - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 137 \text{ кПа}$$

Тиск в кінці впуску

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 128.8 \text{ кПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = 0.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 322 \quad \text{K}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (320...400)$ K, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = 0.833$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску:

$$\rho_a = \frac{p_B}{R_{II} \cdot T_a}$$

де $R_{II} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_B \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_a} = 1.665 \quad \text{кг} / \text{м}^3$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.363$$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1}$$

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 4699.897 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (3000...6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 839.3 \text{ К}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700...900)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c$$

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 22.094$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1.033$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,035...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1.032$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,036...1,042)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

для O_2 : $mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z$;

для N_2 : $mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z$;

для CO_2 : $mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z$;

для H_2O : $mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z$;

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \left(M_{O_2} \cdot 23.3 + M_{N_2} \cdot 21.554 + M_{CO_2} \cdot 38.609 \dots + M_{H_2O} \cdot 25.459 \right) = 23.176$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \left(M_{O_2} \cdot 0.0015 + M_{N_2} \cdot 0.001457 + M_{CO_2} \cdot 0.003349 \dots + M_{H_2O} \cdot 0.004438 \right) = 0.00178$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 31.49$$

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c$$

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 7049.846 \quad \text{кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальна температура циклу

$$\xi_Z \cdot Q_{H.p} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_Z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_Z^2 + B \cdot T_Z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00184$$

$$B = a' \cdot \beta = 32.497$$

$$C' = \frac{\xi_Z \cdot Q_{H.p}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = 62985.395$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C'}}{2 \cdot A} = 1762.3 \quad \text{К}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_Z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c}$$

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = 1.445$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,2 \dots 1,5)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

2.2.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 9.691$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.26$$

Тиск в кінці розширення

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}$$

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = 403.042 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (200...600)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = 976.4 \text{ К}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1250)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = 686.342 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка } \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = 1.951$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.2.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 971.011 \text{ кПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'}$$

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 932.171 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a}$$

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = 0.453$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Питома індикаторна витрата рідкого палива

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}}$$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = 0.187 \text{ кг / (кВт год)}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16...0,20) \text{ кг / (кВт год)}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30}$$

де $S_{пр} = 0.22 \text{ м}$ - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = 5.5 \text{ м / с}$$

Середній тиск механічних втрат

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср})$$

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = 152.9 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск

$$p_{me} = p_{mi} - p_M$$

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 779.271 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}}$$

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = 0.836$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,9)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.379$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}}$$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}} = 0.224 \text{ кг / (кВт год)}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \text{ кг / (кВт год)}$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива

$$B_e = b_e \cdot P_e$$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 35.805 \text{ кг / год}$$

2.2.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $Z = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 32.851 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндру

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = 5.475 \text{ л}$$

Розрахунковий діаметр циліндру

$$d_{пр} = 0.18 \text{ м} - \text{діаметр циліндру по прототипу}$$

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} = 1.222 - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 178.671 \text{ мм}$$

Розрахунковий хід поршня

$$S_p = m \cdot d_p$$

$$S_p = m \cdot d_p = 218.375 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}$$

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 33.590 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = 163.598 \text{ кВт}$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = 161.799 \text{ кВт}$$

Перевірка:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = 2.224 \text{ \%, що є допустимим і не перевищує 5\%}$$

2.3 Розрахунок теплового балансу

2.3.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_b + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_b - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втрати

2.2.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6}$$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = 422699.115 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

2.3.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 160000 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 37.852 \%$$

перевірка:

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e$$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 160000 \text{ Дж / с}$$

Вираховуємо похибку $\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = 0.000 \%$

2.3.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{\text{т.п}}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{\text{в.н}}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на діляниці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на діляниці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.14$ - відносна втрата палива на діляниці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.09$ - відносна втрата палива на діляниці випуску газів із циліндру

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi} = 97220.796 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середній тиск тертя поршня

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}}$$

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 91.740 \quad \text{кПа}$$

Робочий об'єм циліндру

$$V_{\text{с'}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S$$

$$V_{\text{с'}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = 0.00560 \quad \text{м}^3$$

Потужність тертя поршня

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{\text{с'}} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z}$$

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{\text{с'}} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = 19.26 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\text{п}} = 19259.614 \quad \text{Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}}$$

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} = 116480.41 \quad \text{Дж / с}$$

Витрата охолоджуючої рідини

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{в}} = 1000 \quad \text{кг / м}^3$ - середня густина води

$C_{\text{тв}} = 4.19 \quad \text{Дж / кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_{\text{в}} = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = 0.00334 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = 0.363 \text{ кВт}$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде:

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H}$$

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 363.248 \text{ Дж} / \text{с}$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 116843.659 \text{ Дж} / \text{с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 27.642 \%$$

Температура залишкових газів

$$t_r = T_r - 273$$

$$t_r = T_r - 273 = 427 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура на початку стиску

$$t_d = T_d - 273$$

$$t_d = T_d - 273 = 49.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_T = 33.216$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d$$

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.113$$

2.3.5 Теплота, що виноситься випускними газами

$$Q_T = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_T - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$Q_T = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_T - M_1 \cdot mCp \cdot t_d) = 130120.47 \quad \text{Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_T = \frac{Q_T}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_T = \frac{Q_T}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 30.783 \quad \%$$

2.3.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i$$

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = 0.074$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi}$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 31393.455 \quad \text{Дж / с}$$

Тоді, теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{\text{м1}} = Q_w + Q_{\text{мд}} - Q_v$$

$$Q_{\text{м1}} = Q_w + Q_{\text{мд}} - Q_v = 11770.592 \quad \text{Дж / с}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна
Витрата циркуляційного масла

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900$ кг / м³ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094$ Дж / кг - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = 0.00156 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = 0.781 \text{ кВт}$$

Теплота витрачена на привід насосу

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H}$$

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 780.709 \text{ Дж} / \text{с}$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 12551.301 \text{ Дж} / \text{с}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 2.969 \%$$

2.3.7 Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M)$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M) = 3183.685 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 0.753 \%$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 422699.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 160000.0$	$q_e = 37.9$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 130120.5$	$q_{\Gamma} = 30.8$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 116843.7$	$q_B = 27.6$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 12551.3$	$q_M = 3.0$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 3183.7$	$q_{HB} = 0.8$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу: $q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 100 \%$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

$\phi = 0, \Delta\phi \dots 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Об'єм камери згоряння

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1}$$

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = 4.306 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_{s'} + V_{c'}$$

$$V_{a'} = 0.00603 \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho$$

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 0.00062 \text{ м}^3$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi \cdot \text{deg}))$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_{c'} + \frac{1}{2} \cdot V_{s'} \cdot \sigma(\phi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на ділянці впуску:

$$0 < \phi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d * (V_a' / V(\phi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\phi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\phi) < \text{та } \phi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_{\max} / (V(\phi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \phi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м³,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00043$	$p(0) = 128.800$	$V(180) = 0.00603$	$p(180) = 128.8$
$V(10) = 0.00048$	$p(10) = 128.800$	$V(190) = 0.006$	$p(190) = 129.729$
$V(20) = 0.00064$	$p(20) = 128.800$	$V(200) = 0.0059$	$p(200) = 132.589$
$V(30) = 0.0009$	$p(30) = 128.800$	$V(210) = 0.00574$	$p(210) = 137.603$
$V(40) = 0.00123$	$p(40) = 128.800$	$V(220) = 0.00552$	$p(220) = 145.176$
$V(50) = 0.00164$	$p(50) = 128.800$	$V(230) = 0.00524$	$p(230) = 155.96$
$V(60) = 0.0021$	$p(60) = 128.800$	$V(240) = 0.0049$	$p(240) = 170.954$
$V(70) = 0.00259$	$p(70) = 128.800$	$V(250) = 0.0045$	$p(250) = 191.686$
$V(80) = 0.00309$	$p(80) = 128.800$	$V(260) = 0.00406$	$p(260) = 220.534$
$V(90) = 0.00359$	$p(90) = 128.800$	$V(270) = 0.00359$	$p(270) = 261.281$
$V(100) = 0.00406$	$p(100) = 128.800$	$V(280) = 0.00309$	$p(280) = 320.139$
$V(110) = 0.0045$	$p(110) = 128.800$	$V(290) = 0.00259$	$p(290) = 407.69$
$V(120) = 0.0049$	$p(120) = 128.800$	$V(300) = 0.0021$	$p(300) = 542.626$
$V(130) = 0.00524$	$p(130) = 128.800$	$V(310) = 0.00164$	$p(310) = 759.048$
$V(140) = 0.00552$	$p(140) = 128.800$	$V(320) = 0.00123$	$p(320) = 1119.789$
$V(150) = 0.00574$	$p(150) = 128.800$	$V(330) = 0.0009$	$p(330) = 1733.404$
$V(160) = 0.0059$	$p(160) = 128.800$	$V(340) = 0.00064$	$p(340) = 2730.891$
$V(170) = 0.006$	$p(170) = 128.800$	$V(350) = 0.00048$	$p(350) = 4008.478$

V(360) = 0.00043	p(360) = 4699.897	V(540) = 0.00603	p(540) = 403.042
V(370) = 0.00048	p(370) = 7049.846	V(550) = 0.006	p(550) = 140.000
V(380) = 0.00064	p(380) = 6784.305	V(560) = 0.0059	p(560) = 140.000
V(390) = 0.0009	p(390) = 4456.751	V(570) = 0.00574	p(570) = 140.000
V(400) = 0.00123	p(400) = 2975.741	V(580) = 0.00552	p(580) = 140.000
V(410) = 0.00164	p(410) = 2077.252	V(590) = 0.00524	p(590) = 140.000
V(420) = 0.0021	p(420) = 1523.126	V(600) = 0.0049	p(600) = 140.000
V(430) = 0.00259	p(430) = 1169.363	V(610) = 0.0045	p(610) = 140.000
V(440) = 0.00309	p(440) = 935.173	V(620) = 0.00406	p(620) = 140.000
V(450) = 0.00359	p(450) = 775.046	V(630) = 0.00359	p(630) = 140.000
V(460) = 0.00406	p(460) = 662.614	V(640) = 0.00309	p(640) = 140.000
V(470) = 0.0045	p(470) = 582.072	V(650) = 0.00259	p(650) = 140.000
V(480) = 0.0049	p(480) = 523.626	V(660) = 0.0021	p(660) = 140.000
V(490) = 0.00524	p(490) = 481.027	V(670) = 0.00164	p(670) = 140.000
V(500) = 0.00552	p(500) = 450.197	V(680) = 0.00123	p(680) = 140.000
V(510) = 0.00574	p(510) = 428.441	V(690) = 0.0009	p(690) = 140.000
V(520) = 0.0059	p(520) = 413.991	V(700) = 0.00064	p(700) = 140.000
V(530) = 0.006	p(530) = 405.73	V(710) = 0.00048	p(710) = 140.000

Індикаторна робота робочого циклу

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi$$

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 5372.191 \text{ Дж / цикл}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000}$$

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = 959.608 \text{ кПа}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi$$

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 921.224 \text{ кПа}$$

Середнє значення індикаторного тиску

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2}$$

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = 926.697 \text{ кПа}$$

Похибка середнього індикаторного тиску

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100$$

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = 1.181 \%$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.4.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

$\Delta\phi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\phi_1 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\phi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 132^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 20^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

$r'' = 20^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 132^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

$[AB] = 250$ - відстань від точки А до точки В на діаграмі;

$m_p = 50 \text{ кПа} / \text{мм}$ - масштаб тиску

$\text{deg} = \frac{\pi}{180} \text{ рад} / ^\circ$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

$$x(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi))$$

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

$$l(\phi) = x(\phi) \cdot \frac{[AB]}{2}$$

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.117$	$l(c') = 14.6 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.043$	$l(f) = 5.3 \text{ мм}$
точка $\Delta\varphi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.74$	$l(b'') = 217.5 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.075$	$l(r') = 9.4 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.075$	$l(r'') = 9.4 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.74$	$l(d') = 217.5 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = 3 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Тиск газів у ВМТ

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 5639.877 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = 112.8 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання

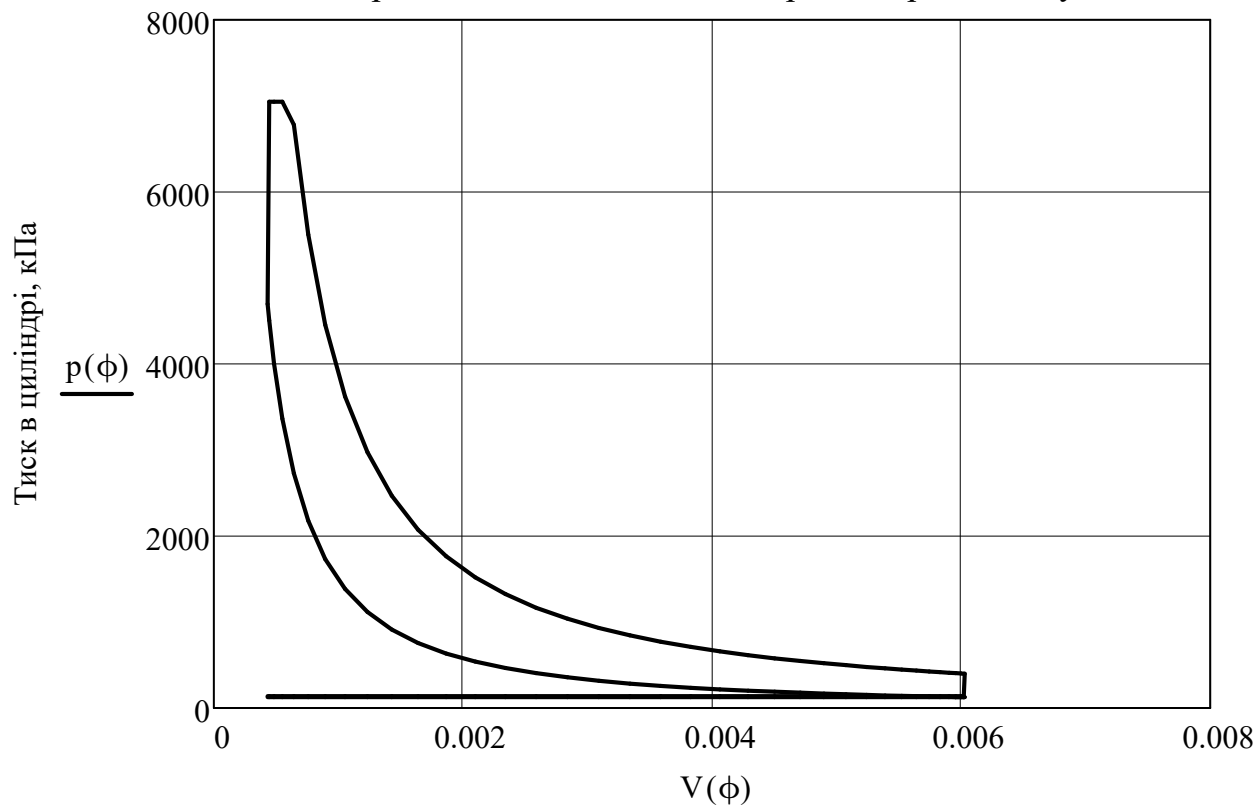
$$p_{zd} = p_{\max} = 7049.846 \text{ кПа}$$

Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = 141 \text{ мм}$$

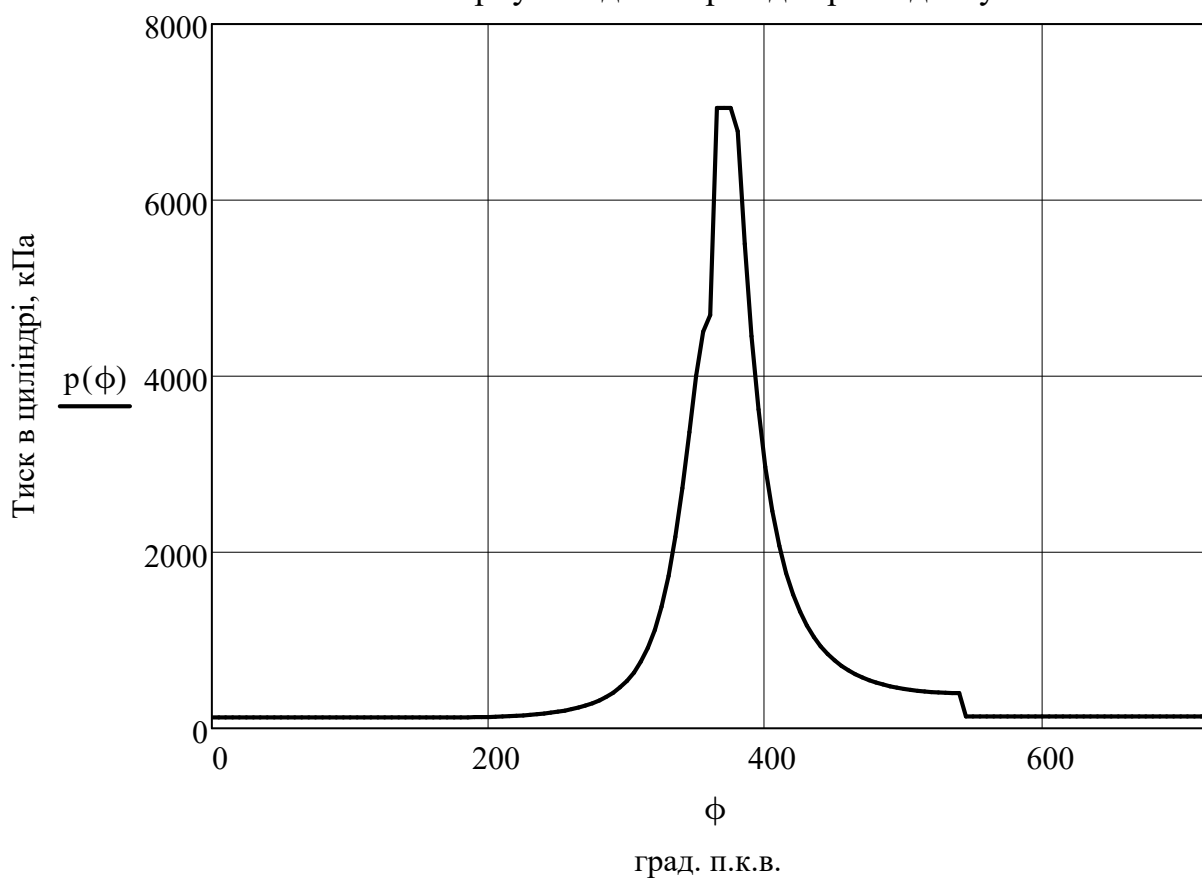
					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Поточний об'єм циліндру, в м³

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



град. п.к.в.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

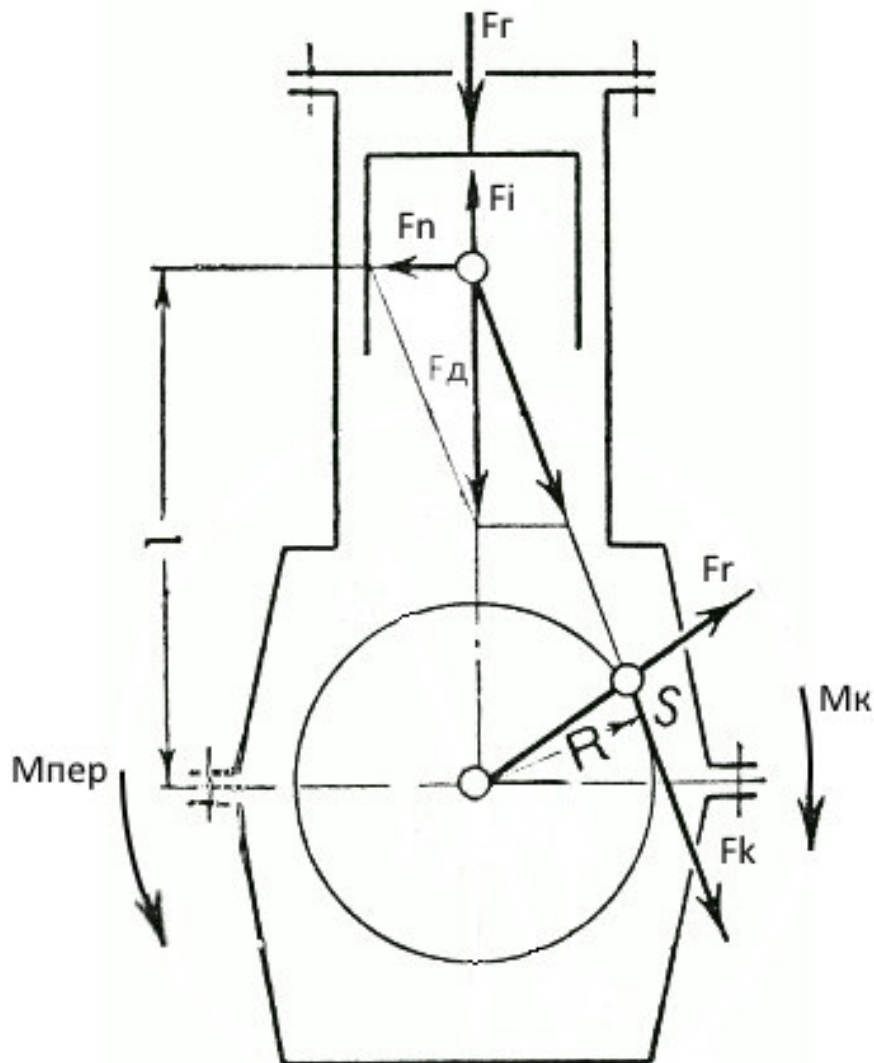


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Визначення допоміжних величин та коефіцієнтів.

Площа поршня, в м²

$$f_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$f_{\Pi} = \frac{\pi \cdot (d \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0.025$$

Маси складових КШМ:

Маса комплекту поршня, в кг

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot f_{\Pi}$$

де $m'_{\Pi} = 1100 \text{ кг/м}^2$ - питома маса поршня;

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot f_{\Pi} = 27.992$$

Маса комплекту шатуна, в кг

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot f_{\Pi}$$

де $m'_{\text{Ш}} = 1500 \text{ кг/м}^2$ - питома маса шатуна;

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot f_{\Pi} = 38.17$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально:

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}}$$

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 40.715 \text{ кг}$$

Радіус кривошипу

$$r = \frac{S}{2}$$

$$r = \frac{S}{2 \cdot 1000} = 0.11 \text{ м}$$

Довжина шатуна

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}}$$

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = 0.43$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 78.54 \quad \text{рад / с}$$

Кут обертання колінчастого валу

$\phi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\phi = 5^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

$$\beta'(\phi) = \text{asin}(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin(\phi \cdot \text{deg}))$$

Сили тиску газу

$$F_{\text{Г}}(\phi) = (p(\phi) - p_{\text{а}}) \cdot f_{\text{П}}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_{\text{і}}(\phi) = -m_{\text{с}} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \text{deg}) + \lambda_{\text{кр}} \cdot \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_{\text{д}}(\phi) = F_{\text{Г}}(\phi) + F_{\text{і}}(\phi)$$

Нормальна сила

$$F_{\text{н}}(\phi) = F_{\text{д}}(\phi) \cdot \tan(\beta'(\phi))$$

Радіальна сила

$$F_{\text{r}}(\phi) = F_{\text{д}}(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Дотична сила

$$F_{\text{к}}(\phi) = F_{\text{д}}(\phi) \cdot \frac{\sin(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_{\text{к}}(\phi) = F_{\text{к}}(\phi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{\text{оп}}(\phi) = -M_{\text{к}}(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{\text{пер}}(\phi) = -F_{\text{н}}(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \text{deg}) + l_{\text{ш}} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

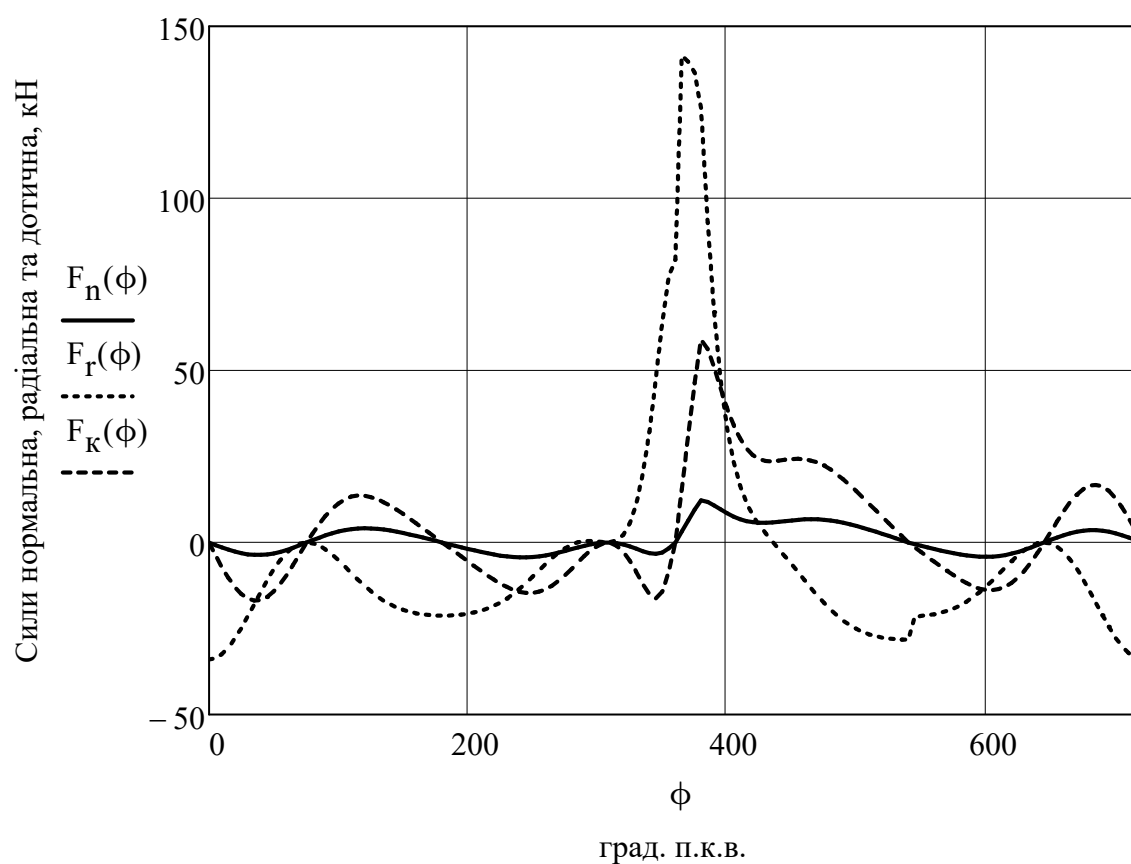
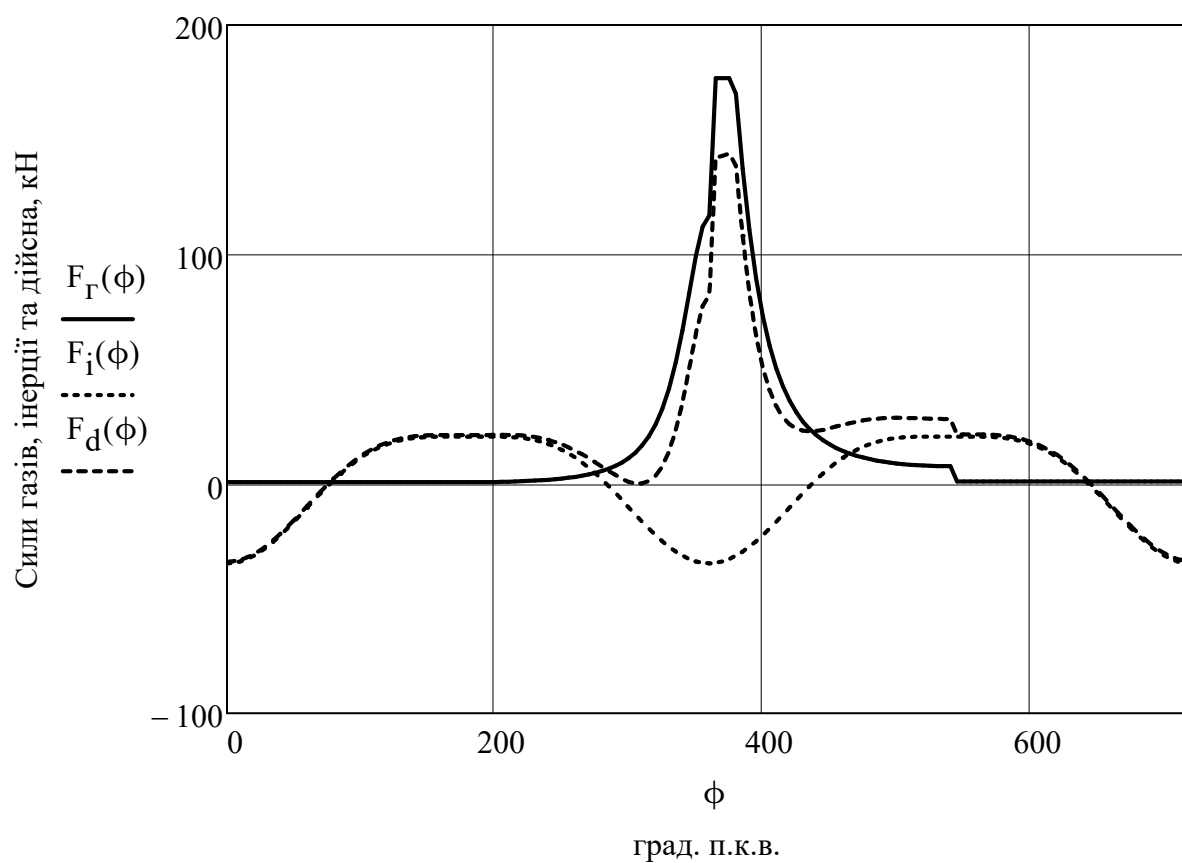
$F_r(0) = 0.7$	$F_i(0) = -34.699$	$F_d(0) = -33.999$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.7$	$F_i(30) = -27.462$	$F_d(30) = -26.762$	$M_k(30) = -1.801$
$F_r(60) = 0.7$	$F_i(60) = -10.277$	$F_d(60) = -9.577$	$M_k(60) = -1.032$
$F_r(90) = 0.7$	$F_i(90) = 7.072$	$F_d(90) = 7.772$	$M_k(90) = 0.855$
$F_r(120) = 0.7$	$F_i(120) = 17.35$	$F_d(120) = 18.049$	$M_k(120) = 1.494$
$F_r(150) = 0.7$	$F_i(150) = 20.389$	$F_d(150) = 21.089$	$M_k(150) = 0.901$
$F_r(180) = 0.7$	$F_i(180) = 20.554$	$F_d(180) = 21.254$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.924$	$F_i(210) = 20.389$	$F_d(210) = 21.313$	$M_k(210) = -0.91$
$F_r(240) = 1.772$	$F_i(240) = 17.35$	$F_d(240) = 19.122$	$M_k(240) = -1.582$
$F_r(270) = 4.071$	$F_i(270) = 7.072$	$F_d(270) = 11.143$	$M_k(270) = -1.226$
$F_r(300) = 11.23$	$F_i(300) = -10.277$	$F_d(300) = 0.953$	$M_k(300) = -0.103$
$F_r(330) = 41.532$	$F_i(330) = -27.462$	$F_d(330) = 14.07$	$M_k(330) = -0.947$
$F_r(360) = 117.02$	$F_i(360) = -34.699$	$F_d(360) = 82.321$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 110.833$	$F_i(390) = -27.462$	$F_d(390) = 83.371$	$M_k(390) = 5.61$
$F_r(420) = 36.181$	$F_i(420) = -10.277$	$F_d(420) = 25.904$	$M_k(420) = 2.792$
$F_r(450) = 17.145$	$F_i(450) = 7.072$	$F_d(450) = 24.217$	$M_k(450) = 2.664$
$F_r(480) = 10.747$	$F_i(480) = 17.35$	$F_d(480) = 28.096$	$M_k(480) = 2.325$
$F_r(510) = 8.325$	$F_i(510) = 20.389$	$F_d(510) = 28.714$	$M_k(510) = 1.226$
$F_r(540) = 7.678$	$F_i(540) = 20.554$	$F_d(540) = 28.233$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.985$	$F_i(570) = 20.389$	$F_d(570) = 21.374$	$M_k(570) = -0.913$
$F_r(600) = 0.985$	$F_i(600) = 17.35$	$F_d(600) = 18.334$	$M_k(600) = -1.517$
$F_r(630) = 0.985$	$F_i(630) = 7.072$	$F_d(630) = 8.057$	$M_k(630) = -0.886$
$F_r(660) = 0.985$	$F_i(660) = -10.277$	$F_d(660) = -9.292$	$M_k(660) = 1.001$
$F_r(690) = 0.985$	$F_i(690) = -27.462$	$F_d(690) = -26.477$	$M_k(690) = 1.782$
$F_r(720) = 0.985$	$F_i(720) = -34.699$	$F_d(720) = -33.714$	$M_k(720) = 0.000$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

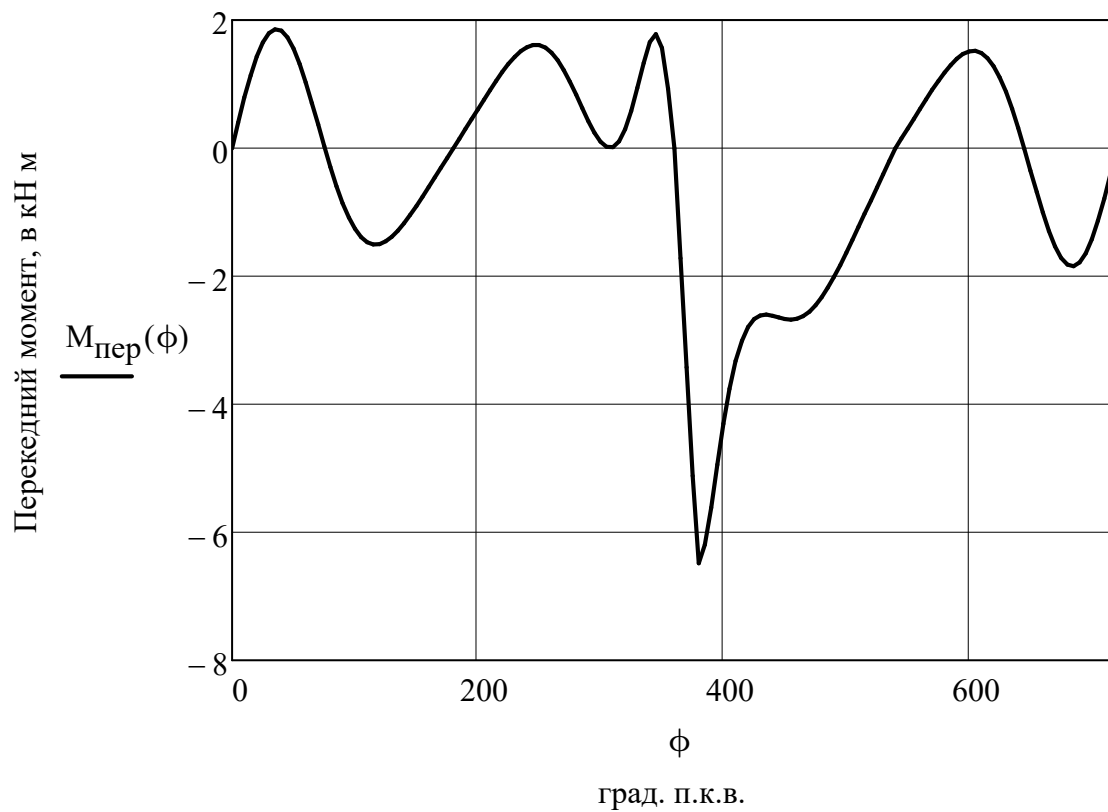
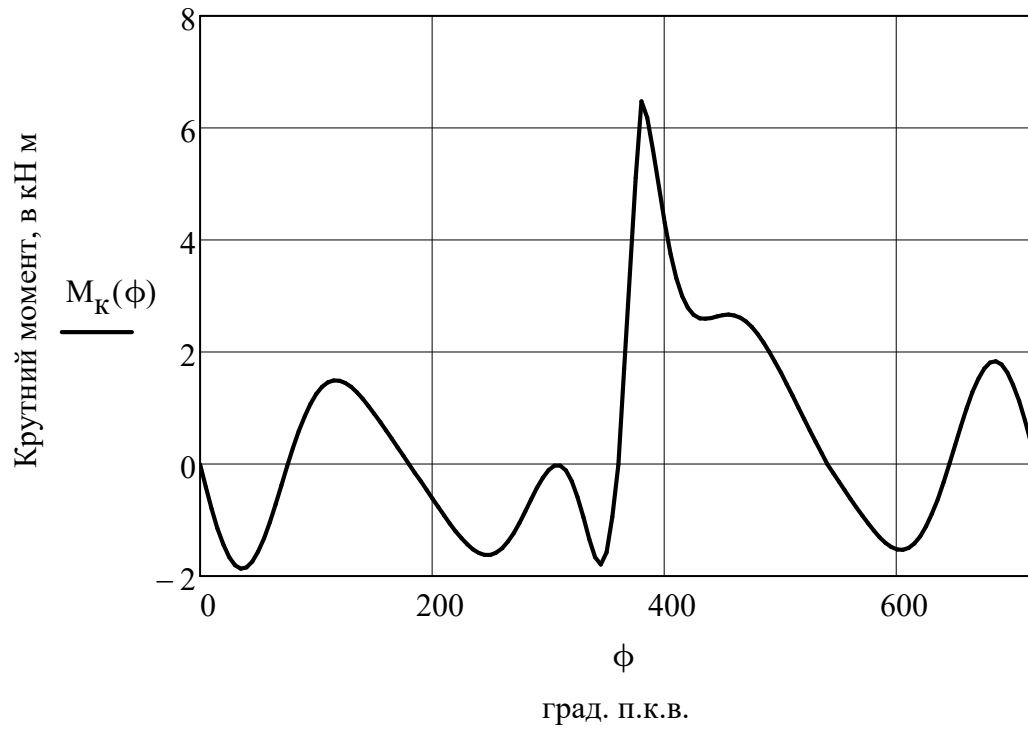
$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -33.999$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -3.454$	$F_r(30) = -21.449$	$F_k(30) = -16.372$	$M_{пер}(30) = 1.801$
$F_n(60) = -2.178$	$F_r(60) = -2.903$	$F_k(60) = -9.383$	$M_{пер}(60) = 1.032$
$F_n(90) = 2.058$	$F_r(90) = -2.058$	$F_k(90) = 7.772$	$M_{пер}(90) = -0.855$
$F_n(120) = 4.104$	$F_r(120) = -12.579$	$F_k(120) = 13.579$	$M_{пер}(120) = -1.494$
$F_n(150) = 2.722$	$F_r(150) = -19.624$	$F_k(150) = 8.187$	$M_{пер}(150) = -0.901$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -21.254$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -2.751$	$F_r(210) = -19.833$	$F_k(210) = -8.274$	$M_{пер}(210) = 0.91$
$F_n(240) = -4.348$	$F_r(240) = -13.326$	$F_k(240) = -14.386$	$M_{пер}(240) = 1.582$
$F_n(270) = -2.951$	$F_r(270) = -2.951$	$F_k(270) = -11.143$	$M_{пер}(270) = 1.226$
$F_n(300) = -0.217$	$F_r(300) = 0.289$	$F_k(300) = -0.934$	$M_{пер}(300) = 0.103$
$F_n(330) = -1.816$	$F_r(330) = 11.277$	$F_k(330) = -8.608$	$M_{пер}(330) = 0.947$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 82.321$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 10.76$	$F_r(390) = 66.822$	$F_k(390) = 51.004$	$M_{пер}(390) = -5.61$
$F_n(420) = 5.89$	$F_r(420) = 7.851$	$F_k(420) = 25.378$	$M_{пер}(420) = -2.792$
$F_n(450) = 6.413$	$F_r(450) = -6.413$	$F_k(450) = 24.217$	$M_{пер}(450) = -2.664$
$F_n(480) = 6.388$	$F_r(480) = -19.58$	$F_k(480) = 21.138$	$M_{пер}(480) = -2.325$
$F_n(510) = 3.706$	$F_r(510) = -26.72$	$F_k(510) = 11.148$	$M_{пер}(510) = -1.226$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -28.233$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -2.759$	$F_r(570) = -19.89$	$F_k(570) = -8.298$	$M_{пер}(570) = 0.913$
$F_n(600) = -4.168$	$F_r(600) = -12.777$	$F_k(600) = -13.794$	$M_{пер}(600) = 1.517$
$F_n(630) = -2.134$	$F_r(630) = -2.134$	$F_k(630) = -8.057$	$M_{пер}(630) = 0.886$
$F_n(660) = 2.113$	$F_r(660) = -2.816$	$F_k(660) = 9.104$	$M_{пер}(660) = -1.001$
$F_n(690) = 3.417$	$F_r(690) = -21.221$	$F_k(690) = 16.198$	$M_{пер}(690) = -1.782$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -33.714$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46



					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крутний момент



2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.1

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у%
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	150	163,6	9,1
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	715	779,3	9,0
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,392	0,379	3,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,836	3,4
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{г}{кВт \cdot год}$	216	224	3,7
6	Діаметр циліндру	D	мм	180	180	0,0
7	Хід поршня	S	мм	220	220	0,0

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 10 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 13,6 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 9,1%.

Величина зростання на 9,1% є доволі значною при проектуванні нового двигуна. Для забезпечення такого зростання потужності, за умови незмінності геометрії циліндру та частоти обертання колінчастого валу, необхідне суттєве зростання середнього ефективного тиску в циліндрі, що ми і спостерігаємо згідно даних таблиці на 9,0%.

Збільшення p_{me} в циліндрі двигуна, є на сьогодні одним з найпоширеніших шляхів підвищення потужності, так як це не вимагає додаткових значних витрат на розробку нової конструкції двигуна і гарантує незначну зміну масо-габаритних показників удосконаленого двигуна.

Але в цього способу підвищення потужності є один суттєвий недолік – це значне зростання теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи.

Результати таблиці 2.1 показують незначне зменшення ефективного ККД двигуна що проектується на 3,3% у порівнянні з прототипом.

Збільшення питомої ефективної витрати палива на 3,7% можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектного двигуна у порівнянні з прототипом.

Також необхідно відмітити незначне зменшення механічного ККД проектного двигуна на 3,4%.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, направлених на збільшення міцності деталей шатунно-поршневої групи. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної дипломної роботи.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Рухомими деталями КШМ є деталі шатунно-поршневої групи. Взаємне розташування деталей шатунно-поршневої групи різних двигунів показано на рис. 3.1. Рухомі деталі КШМ дизельного двигуна наведені на рис. 3.1а, а ДВЗ із іскровим запалюванням на рис. 3.1б та в.

В шатунно-поршневій групі рухомих деталей КШМ прийнято виділяти поршкову групу. До поршкової групи відносяться: поршень, поршневі кільця й поршковий палець. Ці деталі працюють в умовах високих механічних і термічних навантажень, тому їхня надійність визначає надійність і ресурс двигуна в цілому [1].

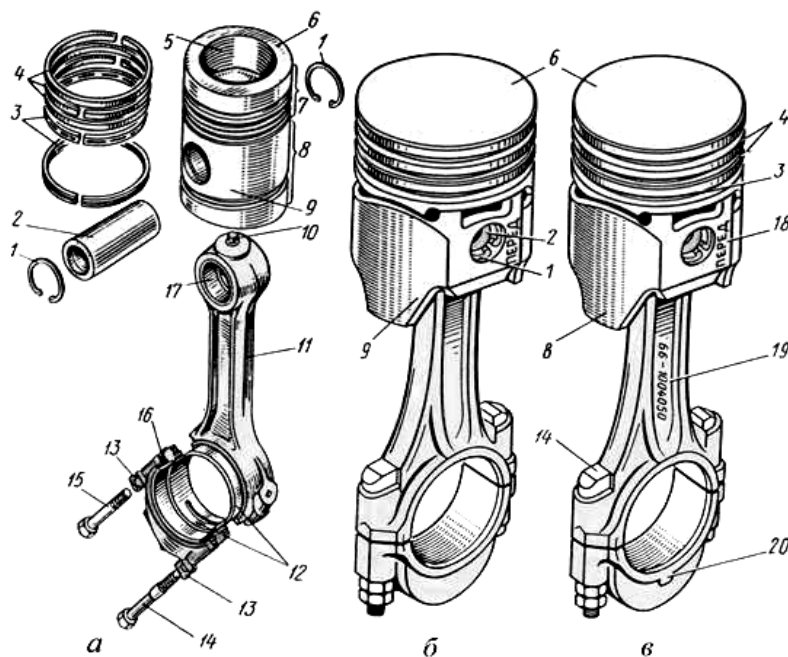


Рисунок 3.1 - Шатунно-поршневі групи КШМ різних ДВЗ:

1 – стопорне кільце поршневого пальця; 2 – поршковий палець; 3 – мастилознімальне кільце; 4 – компресійні кільця; 5 – камера згоряння; 6 – днище поршня; 7 – головка поршня; 8, 9 – спідниця поршня; 10 – верхня головка шатуну; 11 – шатун; 12 – шатунні вкладиші; 13, 14, 15 – шатунні болти; 16 – кришка нижньої головки шатуну; 17 – втулка верхньої головки шатуну; 18, 19, 20 – мітки й позначення на поршні й шатуні; 21 – гайка; 22 – шплінт

Шатун передає зусилля від поршневого пальця на шатунну шийку КВ. Різні ділянки шатуна здійснюють у просторі складний рух. Верхня головка рухається поступально, повертаючись на деякий кут щодо осі поршневого пальця. Нижня головка обертається разом із шатунною шийкою КВ, а стержень шатуна робить коливальні рухи щодо осі поршневого пальця. На шатун діють знакозмінні несиметричні циклічні навантаження, у зв'язку з чим, основною характеристикою на витривалість є міцність при циклічних навантаженнях. Крім цього шатун повинен мати високу жорсткість та малу вагу. Загальний вид шатуна в зібраному вигляді представлений на рис. 3.2.

Шатун складається зі стержня, верхньої й нижньої головок. Нижня головка шатуна роз'ємна. У більшості шатунів роз'єднання нижньої головки шатуна виконано прямим по площині перпендикулярній осі шатуна. Іноді, з метою забезпечення монтажу, рознімання нижньої головки виконують під кутом до осі стержня шатуна, який з метою підвищення жорсткості має двотавровий перетин (рис. 3.3).

Радіус переходу верхньої головки до стержня повинен бути якомога більшим. Сприятливе співвідношення досягається, якщо діаметр верхньої головки дорівнює ширині стержня. Стержень має поперечний перетин, і розширюється до нижньої головки, плавно переходячи у нижню головку. Середина нижньої головки та відповідно кришка мають збільшені перетини.

Матеріалами для шатунів є марганцевисті, хромисті, хромонікелеві або хромомолібденові сталі зі змістом вуглецю 0,3% – 0,45%. Заготовки шатунів виготовляють штампуванням із проміжною термообробкою для зміцнення за умови збереження незначної твердості та високої в'язкості та пластичності.

Якщо габаритна ширина нижньої головки шатуна менше діаметра циліндра, то рознімання головки має прямий плоский стик по шліфованих поверхнях. На деяких шатунах застосовують крихкий злам лінії рознімання нижньої головки шатуна, що дає практично ідеальне центрування кришки

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нижньої головки шатуна. Іноді кришку центрують за допомогою трикутних шліців (рис. 3.4, б).

Центрування кришок нижньої головки шатуна має особливе значення для забезпечення оптимального режиму роботи шатуна з колінчатим валом. Існують різні варіанти з'єднання нижньої головки шатуна (рис. 3.5, а) – болт запресований в отвір, центрування кришки по циліндричному пояску болта; (рис. 3.5, б) – те ж, але натяг в отворі забезпечений накаткою болта; (рис. 3.5, в) – стягування кришки болтом з гайкою й центрування кришки по втулці; г – те саме, але болт без гайки; д – болт без гайки, центрування кришки по циліндричному пояску болта; е – те саме, але центрування кришки по штифтах.

Широко застосовується центрування кришки відносно циліндричних поясків, болтів, при цьому болти мають фіксацію в шатуні за допомогою гладкої посадки з невеликим натягом або накатки верхньої частини стрижня. Головка цих болтів фігурна (звичайно овальна), або може бути круглою. Іноді зустрічається з'єднання кришки болтами із центруванням по втулках.

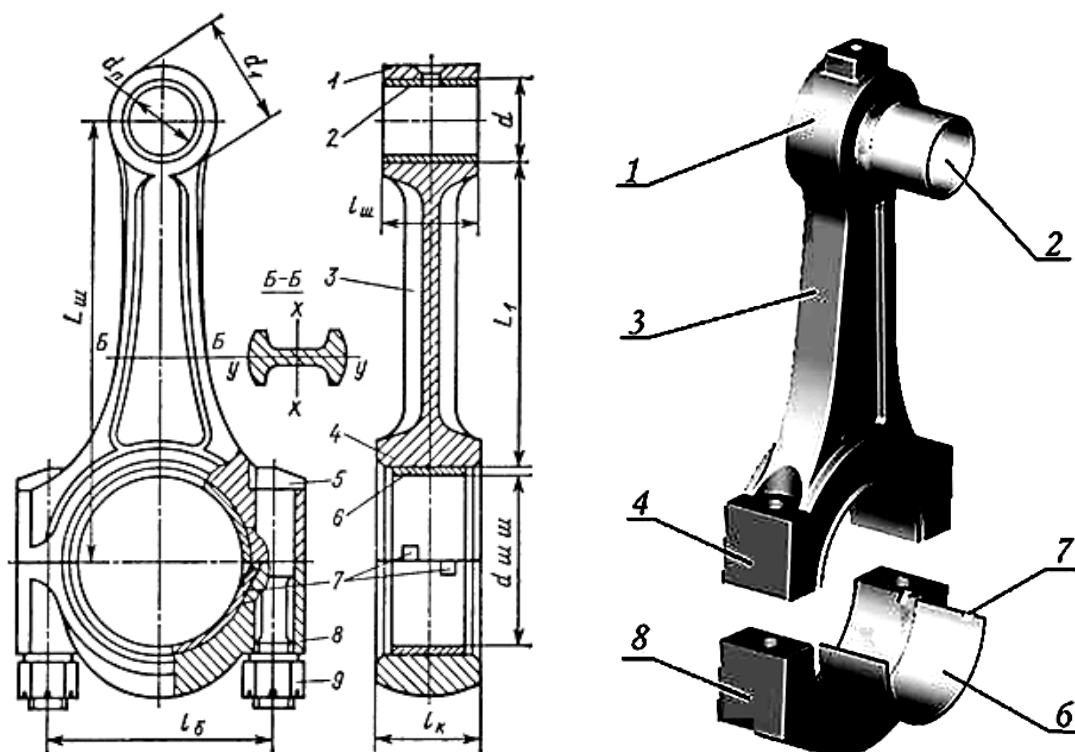


Рисунок 3.2 - Загальний вигляд шатуна:

1 – верхня головка шатуна; 2 – втулка верхньої головки шатуна; 3 – стрижень шатуна; 4 – нижня головка шатуна; 5 – шатунний болт; 6 – шатунні вкладиші; 7 – замки шатунних вкладишів; 8 – кришка нижньої головки шатуна

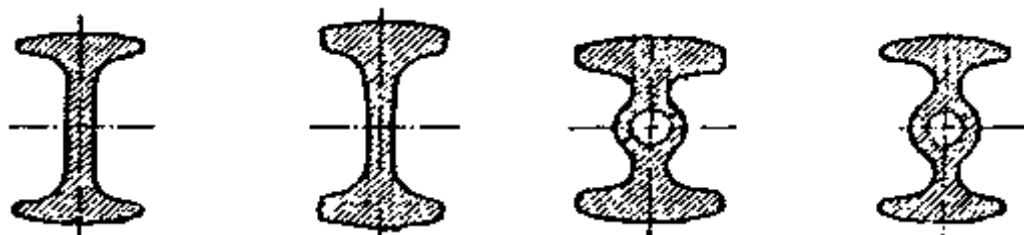


Рисунок 3.3 - Варіанти перетинів стержня шатуна

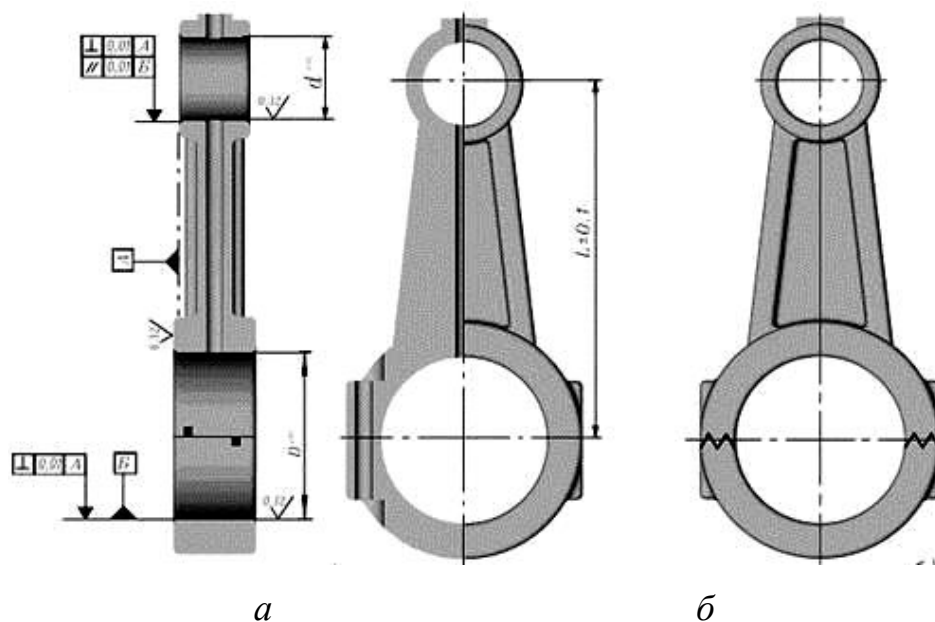


Рисунок 3.4 - Шатуни із прямим розніманням нижньої головки:

а – вимоги до розмірів і поверхонь; *б* – центрування кришки відносно трикутних шліців

Дуже рідко застосовується центрування за допомогою штифтів.

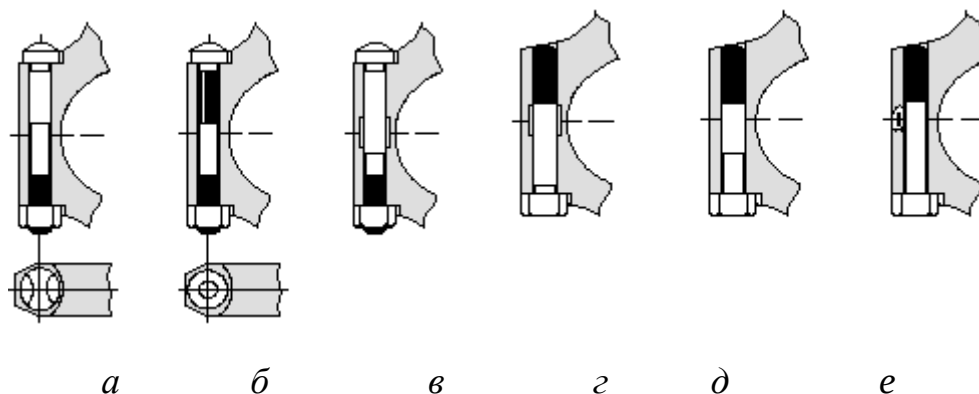


Рисунок 3.5 - Варіанти з'єднання кришки зі стержнем шатуна

					ПІННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Похиłe рознімання нижньої головки шатуна (рис. 3.6), зумовлене необхідним співвідношенням більшого розміру нижньої головки шатуна та малого розміру циліндра, що характерно, насамперед, для дизельних двигунів. Кришки в таких шатунах центрують по шліцах. Це, в свою чергу, перешкоджає виникненню зусиль, що зрізують шатунні болти.

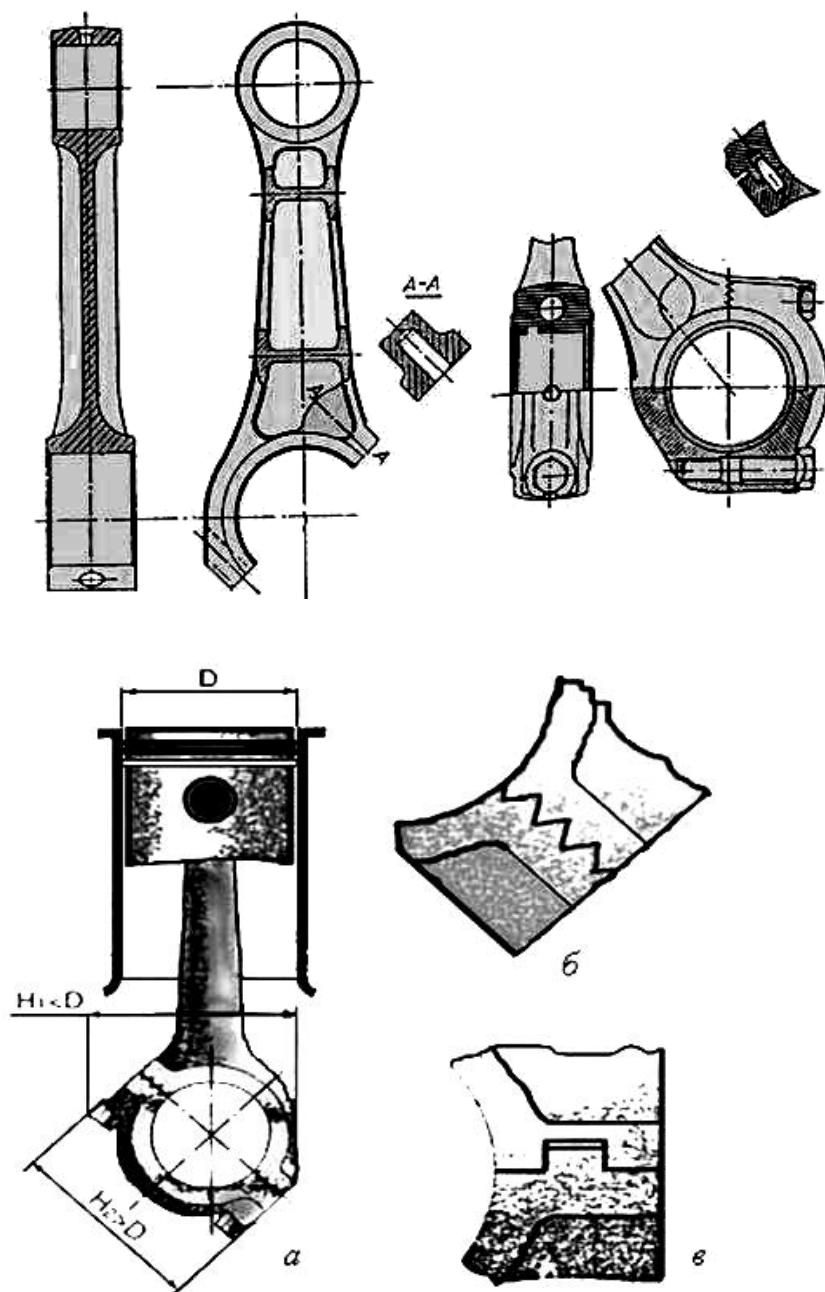


Рисунок 3.6 - Косий стик кришки шатуна зі стержнем:

а – збільшений діаметр шатунної шийки в порівнянні з діаметром циліндра – косий стик кришки дозволяє зібрати шатун, опустивши його в циліндр; б – трикутні шліци; в – прямокутні шліци

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Іноді в конструкції шатунів передбачені канали й отвори для подачі змащення. Варіанти виконання цих елементів показані на рис. 3.7.

Бічні поверхні (площини) нижньої або верхньої головки шатуна призначені для обмеження осьового переміщення шатуна. Вони також є технологічною базою для обробки.

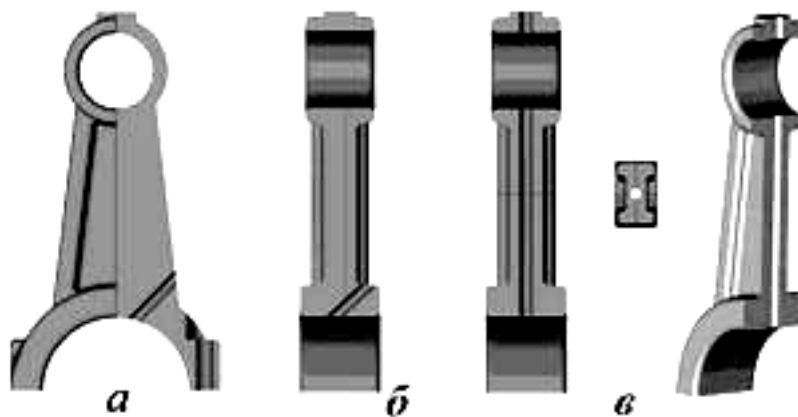


Рисунок 3.7 - Варіанти подачі змащення в шатунах:

а – осьова подача змащення на циліндр у зону дії бічної сили; б – зміщена подача змащення на циліндр; в – подача змащення до верхньої головки шатуна

Поршнева головка (рис. 3.8) має геометричну форму та розміри, що визначаються типом її з'єднання з поршневим пальцем (плаваючим або затисненим). Плаваючий палець встановлюється у верхню головку шатуна, яка має тонкостінну бронзову втулку (іноді без втулки). Затиснений палець фіксують за допомогою гарантованого температурного натягу при складанні. Іноді верхня головка може бути рознімною з болтовим з'єднанням для затягування.

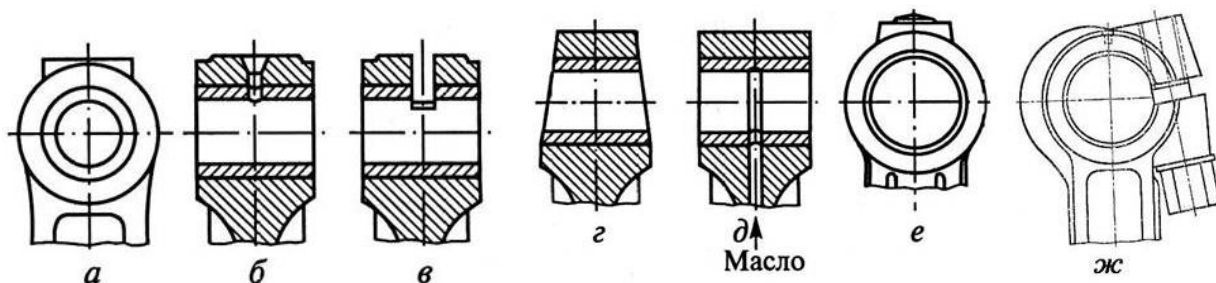


Рисунок 3.8 - Поршневі головки шатунів бензинових ДВЗ (а-в) та дизелів (г-ж)

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Матеріал: стержня шатуна — вуглецева і легована сталь; вставних втулок поршневих підшипників тронкових дизелів — сталь 10, 15(їх заливають свинцевою бронзою БрСЗО або відливають цілком з олов'янистої бронзи Брос-8-12, БрОФЮ-1); вкладишів кривошипних підшипників - сталь 15 і 20 (їх заливають високоолов'янистим бабітом, а у форсованої СОД і ВОД - свинцевистою бронзою); шатунові болти викують або штампують з катаної або тягнутої сталі (для запобігання розриву подовжніх волокон). Болти МОД виготовляють з вуглецевої сталі, болти ВОД і СОД - із легової сталі. Масло в поршневий підшипник найчастіше підводиться по свердлінню в шатуні. Для підведення масла до робочої поверхні втулки зазвичай проточують зовнішню кільцеву або напівкільцеву канавку, з якої по радіальних отворах масло поступає в холодильник. Розподіл масла по довжині підшипника в чотиритактних дизелях здійснюється по холодильниках.

Стержень (тіло) шатуна може мати різну форму поперечного перерізу : кругле і двотаврове. У шатунів двотаврового перерізу жорсткість і міцність більш висока при меншій масі. Найбільший момент, що вигинає, діє в перерізі шатуна, розташованому ближче до нижньої голівки. Тому для збільшення її жорсткості у ВОД переріз тіла шатуна часто поступово збільшують від верхньої голівки до нижньої (шатун рівного опору).

3.1.1 Конструкція шатуна базового двигуна.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню (шатунну) головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бічних свердління в нижній головці для підведення змащення до головного підшипника. У верхню головку запресована бронзова втулка, що стопориться гвинтом. Нижня головка шатуна рознімна, скріплюється двома болтами що стопоряться сталевими відпаленим дротом. У нижній головці

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розміщені верхній і нижній вкладиші однакових типорозмірів з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ.

3.2 Розрахунок проектного шатуна на міцність.

3.2.1 Пропозиції щодо удосконалення проектного вузла.

Темою кваліфікаційної роботи є розрахунок 4-тактного дизельного двигуна потужністю $P_e = 160$ кВт з розробкою конструкції шатуна. Проектований двигун планується встановлювати на пасажирському теплоході типу "ОМ". Виробництво теплоходів такого типу відбувалось до 70-х років минулого сторіччя. В теперішній час їх конструкція є застарілою і не відповідає вимогам, що висуваються до круїзних суден. В той самий час, значна кількість теплоходів зберігає працездатність. З метою подальшої експлуатації суден пропонується їх перебудова. Для здійснення запропонованого проекту необхідно зменшити розміри (висоту) приміщення, в якому розташовано двигуни. На проектованому двигуні пропонується встановити шатун морського типу. У головці морського типу антифрикційний сплав заливається безпосередньо в тіло нижньої і верхньої половин кривошипного підшипника. Для регулювання стиску між голівкою і п'ятою шатуна встановлюють «компресійні» прокладки. Для забезпечення співвісності тіла шатуна і кривошипної головки і розвантаження шатунових болтів від бічних сил передбачають виступ, що центрує, на верхній половині головки. Кришку підшипника центрують шатуновими болтами. Набір латунних прокладок в роз'ємі підшипника служить для регулювання масляного проміжку. Для закріплення шатунових болтів після зняття їх гайок служать стопорні болти, які одночасно є запобіжними та запобігають випаданню шатунового болта у разі його обриву. Застосування такого шатуна дає змогу при поточному ремонті не розбирати шатунний підшипник, шатун можна

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виймати разом з поршнем без втулки циліндра.

Переваги шатуна морського типу: можливість заміни всієї головки, регулювання ступеня стиску, підвищення жорсткості колінчастого валу за рахунок збільшення діаметра його шийок; зручність монтажу і демонтажу шатуна.

Недоліки: значна маса підшипника ускладнює його перезаливку, наявність двох роз'ємів і прокладок знижує жорсткість.

3.2.2 Розрахунок на міцність проектного шатуна

Шатуни служать для перетворення прямолінійного зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого валу і передачі йому сил тиску газів і інерції поступально мас, що рухаються і обертаються. Навантаження шатунів визначаються дією сил тиску газів P_g і сил інерції P_j мас, що рухаються поступально і обертаються. Нижня частина верхньої голівки шатуна і верхня частина нижньої голівки піддаються стисканню сумарною силою $P = P_g \pm P_j$, а стержень стисканню і поздовжньому згинанню. Крім того, в 4-х тактном двигуні при зміні знаку сумарної сили за рахунок зміни напрямку сили інерції мас, що рухаються поступально, P_j , верхня частина верхньої голівки шатуна піддається стисканню, розтягання і згинанню, стержень шатуна — розтягання, нижня частина голівки - стисканню і згинанню.

До конструкції шатунів пред'являють наступні основні вимоги: висока жорсткість і міцність голівок шатуна і його стержня при можливо меншій масі (для зменшення сил інерції); габарити нижньої голівки (у тронкових дизелях) повинні дозволяти демонтаж шатуна разом з поршнем через циліндр; висока втомна міцність, податливість (пружність) і рівнозначна міцність шатунових болтів.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок виконано в програмі Microsoft Excel

Вихідні дані для розрахунку

1. Діаметр поршня	$D =$	0,18	м
2. Хід поршня	$S =$	0,22	м
3. Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750	ХВ^{-1}
4. Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} =$	9,97	МПа
5. Маса поршневої групи	$m_{\Pi} =$	31	кг
6. Маса шатунної групи	$m_{\text{ш}} =$	37	кг
7. Конструктивні розміри шатуна:			
- довжина шатуна $L = (1,5 \dots 2,5)S$	$L =$	0,55	м
- діаметр отвору верхньої головки шатуна (діаметр поршневого пальця) $d_{\Pi} = (0,4 \dots 0,5)D$	$d_{\Pi} =$	0,09	м
- зовнішній діаметр втулки верхньої головки шатуна $d = (1,1 \dots 1,25)d_{\Pi}$	$d =$	0,1125	м
- зовнішній діаметр верхньої головки шатуна $d_{\Gamma} = (1,3 \dots 1,8)d_{\Pi}$	$d_{\Gamma} =$	0,117	м
- довжина поршневої головки шатуна $l_{\text{ш}} = (0,33 \dots 0,45)D$	$l_{\text{ш}} =$	0,081	м
- діаметр отвору нижньої головки шатуна (діаметр шатунної шийки) $d_{\text{ш.ш.}} = (0,6 \dots 0,75)D$	$d_{\text{ш.ш.}} =$	0,135	м
- довжина кривошипної головки шатуна $l_{\text{к}} = (0,45 \dots 0,70)d_{\text{ш.ш.}}$	$l_{\text{к}} =$	0,0945	м
- кут поміж площиною роз'єму кривошипної головки та вісью шатуна $\beta =$	$\beta =$	90	°
- відстань поміж шатунними болтами $c = (1,15 \dots 1,4)d_{\text{ш.ш.}}$	$c =$	0,15525	м
- товщина стінки вкладиша шатуна $t_{\text{в}} = (0,03 \dots 0,05)d_{\text{ш.ш.}}$	$t_{\text{в}} =$	0,00675	м
- висота поперечного перерізу стержня шатуна (двотавра) $h = (0,45 \dots 0,55)d_{\Gamma}$	$h =$	0,06435	м

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

- ширина поперечного перерізу стержня шатуна (полки двотавра) $b = (0,60 \dots 0,85)h$

$$b = 0,0547 \text{ м}$$

- товщина стінки двотавра $a = (0,5 \dots 0,6)b$

$$a = 0,02735 \text{ м}$$

- товщина полки двотавра $t = (0,4 \dots 0,5)b$

$$t = 0,02188 \text{ м}$$

8. Матеріал з якого виготовлений шатун - механічні властивості сталі 45:

Сталь 45 ГОСТ1050-84

- границя міцності

$$\sigma_B = 600 \text{ МПа}$$

- границя текучести

$$\sigma_T = 350 \text{ МПа}$$

- границя витривалості при згинанні

$$\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$$

- границя витривалості при розтягуванні

$$\sigma_{-1P} = 280 \text{ МПа}$$

- коефіцієнт приведення циклу при розтягуванні

$$\alpha_\sigma = 0,23$$

- модуль пружності для сталі

$$E_{ш} = 220000 \text{ МПа}$$

- коефіцієнт лінійного розширення для сталі

$$\alpha_{ш} = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

9. Матеріал з якого виготовлена втулка верхньої головки шатуна

Бронза БрАЖ-9-4-Л

- модуль пружності для бронзи

$$E_b = 115000 \text{ МПа}$$

- коефіцієнт лінійного розширення для бронзи

$$\alpha_{ш} = 0,00002 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

10. Монтажний натяг посадки бронзової втулки $\Delta = 0,02 \dots 0,06 \text{ мм}$

$$\Delta = 0,04 \text{ мм}$$

11. Температура верхньої головки шатуна при роботі двигуна $t = 100 \dots 130 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

12. Коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,25 \dots 0,30$

$$\mu = 0,3$$

3.2.2.1. Розрахунок верхньої головки шатуна (переріз I-I)

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$\omega = 78,525 \text{ рад/с}$$

2. Радіус кривошипу $R = S/2$

$$R = 0,11 \text{ м}$$

3. Кривошипне відношення

$$\lambda = R/L$$

$$\lambda = 0,200$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

4. Товщина стінки верхньої головки

$$h_r = 0,5(d_r - d)$$

$$h_r = 0,00225 \text{ м}$$

4. Максимальне напруження пульсуючого циклу в перерізі I-I верхньої головки від сили інерції маси комплекта поршня

$$\sigma_{\max} = \frac{m_n \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_z \cdot l_{uu}}$$

$$\sigma_{\max} = 69,22 \text{ МПа}$$

5. Маштабний коефіцієнт, що враховує розміри шатуна $\varepsilon_M = 0,70 \dots 0,90$

$$\varepsilon_M = 0,75$$

6. Коефіцієнт поверхностної чутливості, що враховує шорсткість поверхні головки шатуна $\varepsilon_{II} = 0,65 \dots 0,95$

$$\varepsilon_{II} = 0,7$$

7. Ефективний коефіцієнт концентрації в перерізі I-I

$$K_\sigma = 1,2 + 0,00018 \cdot (\sigma_B - 400)$$

$$K_\sigma = 1,236$$

8. Амплітудне та середнє напруження циклу $\sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma_{\max}$

$$\sigma_m = 34,61 \text{ МПа}$$

9. Запас міцності в перерізі I-I визначається по границі витривалості

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_n} + \sigma_m}$$

$$n_\sigma = 2,4$$

10. Додатковий натяг поміж головкою шатуна та втулкою, що виникає по причині різних величин коефіцієнтів лінійного розширення їх матеріалів $\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_{III}) \cdot t$

$$\Delta_t = 0,099 \text{ мм}$$

11. Сумарний натяг

$$\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t$$

$$\Delta_\Sigma = 0,139 \text{ мм}$$

12. Питомий тиск на поверхні контакту втулка-головка

$$p = \frac{\Delta_\Sigma}{d \cdot \left\{ \frac{\frac{(d_z^2 + d^2)}{(d_z^2 - d^2)} + \mu}{E_{uu}} + \frac{\frac{(d^2 + d_n^2)}{(d^2 - d_n^2)} - \mu}{E_\epsilon} \right\}}$$

$$p = 8,0 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

13. Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки

$$\sigma_z = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_e^2 - d^2} \quad \sigma_z = 196,2 \text{ МПа}$$

13. Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

$$\sigma_{BH} = p \cdot \frac{d_e^2 + d^2}{d_e^2 - d^2} \quad \sigma_z = 204,2 \text{ МПа}$$

3.2.2.2. Розрахунок на міцність кривошипної головки шатуна

Точний розрахунок кривошипної головки є досить складним внаслідок неможливості повного врахування впливу всіх конструктивних факторів. Приблизний розрахунок кривошипної головки шатуна зводиться до визначення напруження згинання в середньому перетині II - II кришки головки від сил інерції, що мають максимальне значення в началі впуску.

1. Маса деталей КШМ, що рухаються зворотно - поступально

$$m_j = m_n + 0,3m_{ш} \quad m_j = 42,1 \text{ кг}$$

2. Частина маси шатуна, що здійснює зворотно - поступальний рух $m_{ш.п.} = 0,3m_{ш}$

$$m_{ш.п.} = 11,1 \text{ кг}$$

3. Частина маси шатуна, що здійснює обертальний рух

$$m_{ш.к.} = 25,9 \text{ кг}$$

$$m_{ш.к.} = m_{ш} - m_{ш.п.}$$

4. Маса кришки кривошипної головки $m_{кр.} = (0,20 \dots 0,30)m_{ш}$

$$m_{кр.} = 9,3 \text{ кг}$$

5. Максимальна сила інерції, що діє на кришку нижньої головки шатуна

$$F_i = 414182 \text{ Н}$$

$$F_i = \omega^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.п.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр.})]$$

6. Внутрішній радіус отвору кривошипної головки

$$r_1 = 0,071 \text{ м}$$

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2t_b)$$

7. Момент опору розрахункового перерізу $W_{зг.} =$

$$l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2 / 6 \quad W_{зг.} = 7,2E-07 \text{ м}^3$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

8.Момент інерції поперечного перерізу

вкладиша шатунного

$$J_B = I_K \cdot t_B^3 / 12$$

$$J_B = 2,4E-09 \text{ м}^4$$

8.Момент інерції поперечного перерізу кришки

шатуна

$$J_K =$$

$$J_K = 2,4E-09 \text{ м}^4$$

$$I_K \cdot (0,5c - r_1)^3 / 12$$

9.Сумарна площа кришки та вкладиша в

розрахунковому перерізі

$$F_K = I_K \cdot 0,5(c - d_{ш.ш.})$$

$$F_K = 0,00096 \text{ м}^2$$

10.Згинальна напруга в кришці та вкладиші

$$\sigma = F_i \cdot \left(\frac{0,023 \cdot c}{(1 + \frac{J_B}{j}) \cdot W_{зг}} + \frac{0,4}{F_K} \right)$$

$$\sigma = 120,4 \text{ МПа}$$

У виконаних двигунах згинальненпруження σ знаходиться в межах 100...300 МПа

3.2.2.3.Розрахунок стержня шатуна

Стержень шатуна розраховується на втому при циклічних напруженнях в середньому перетині В-В від дії знакозмінних сил інерції та газових сил. Запас міцності визначається в площині коливання шатуна та в перпендикулярній площині

1.Площа поперечного перерізу стержня шатуна

$$A_c = h \cdot b - (b - a) \cdot (h - 2t)$$

$$A_c = 0,00296 \text{ м}^2$$

2. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі x

$$J_x = \frac{1}{12} [b \cdot h^3 - (b - a) \cdot (h - 2 \cdot t)^3]$$

$$J_x = 1,2E-06 \text{ м}^4$$

3. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі

y

$$J_y = \frac{1}{12} [b^3 \cdot h - (b - a)^3 \cdot (h - 2 \cdot t)]$$

$$J_y = 8,4E-07 \text{ м}^4$$

4.Довжина шатуна в площині перпендикулярній

площині його коливання $L_1 = L - 0,5(d + d_1)$

$$L_1 = 0,423 \text{ м}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Коефіцієнт, що враховує вплив поздовжнього згинання стержня шатуна в площині його коливання

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L^2}{J_x} \cdot A_C$$

$$K_x = 1,207$$

5. Коефіцієнт, що враховує вплив поздовжнього згинання стержня шатуна в площині його коливання

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L_1^2}{J_y} \cdot A_C$$

$$K_y = 1,173$$

6. Коефіцієнт концентрації напруг $K_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400)$

$$K_\sigma = 1,236$$

7. Максимальна сила, що розтягує стержень шатуна $F_{cti} = -m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$

$$F_{cti} = -0,0343 \text{ мН}$$

7. Максимальна сила, що стискує стержень шатуна

$$F_{cm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

$$F_{ct} = 0,219 \text{ мН}$$

7. Максимальне напруження в стержні шатуна від стискаючої сили:

- у площині коливання шатуна

$$\sigma_{x \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}}$$

$$\sigma_{x \max} = 89,5 \text{ МПа}$$

- у площині перпендикулярній до площини коливання шатуна

$$\sigma_{y \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}}$$

$$\sigma_{y \max} = 87,0 \text{ МПа}$$

8. Мінімальне напруження від сили, що розтягує

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{cmi}}{A_{cm}}$$

$$\sigma_{\min} = -11,6 \text{ МПа}$$

9. Середні напруження та амплітуди циклу навантаження стержня шатуна:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x \max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{mx} = 39,0 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y \max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{my} = 37,7 \text{ МПа}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{ax} = 50,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{ay} = 49,3 \text{ МПа}$$

10. Запас міцності в перерізі В-В визначається по границі витривалості

$$n_x = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ax} \cdot \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}}$$

$$n_x = 2,2$$

$$n_y = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ay} \cdot \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}}$$

$$n_y = 2,2$$

Допустимий запас міцності в стержні шатуна знаходиться в межах $[n] = 2,0 \dots 2,5$

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народогосподарчою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

1. Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Подразнюючі, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини що діють як алергени (формальдегід, різні розчини та інші).
4. Канцерогени, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

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. По ГОСТ 12.1.005–88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Висока температура відкритих частин двигуна.

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

Пожежна безпека.

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

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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.

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. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну нерівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + P_e^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 160 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 160^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 82.96 \text{Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

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 кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

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

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 3495$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 250^{0.55} \cdot \left(\frac{1+160}{3495} \right)}{1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{3495}{160}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 74.3 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

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

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

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

1. Кількість повітря що приходить 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, пожежебезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						71
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля. Основні компоненти шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, що втримуються в них, належать наступні газоподібні речовини й частки, що викидають із випускними газами: окисли азоту NO_x , що утворюються в циліндрах дизелі при температурі вище 1500°C , коли азот стає хімічно активним газом; окис CO і двоокис вуглецю CO_2 , що утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 , що утворюються в результаті окислювання присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанової та ін.); продукти неповного згоряння палива CH_x , агломерація дрібних часток не повністю згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі й ін. Утворення окислів азоту NO_x супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500°C . За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для того, щоб зменшити зміст у випускних газах окислів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечення максимально припустимої інтенсифікації процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю CO утвориться в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективне протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива ставляться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; порушення в регулюванні подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан паливної системи й деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						72
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відкладень у газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливних апаратів і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю й окислів азоту зв'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше зміст у випускних газах окису вуглецю, тим більше зміст і окислів азоту. Утворення окису вуглецю як результат неповного згоряння палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в дизелі. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й необхідному технічному стані дизеля не утвориться й у випускних газах не присутній.

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в дизелі корисної енергії. Чим вище частка сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2 , що викидає у вигляді газу, і в результаті подальшого окислювання, що переходить у сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі нижче 110°C сірчаний ангідрид, з'єднуючись із парами води, утворить найбільше хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид утвориться в циліндрі дизеля, а сірчана кислота - ще у випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість змісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується змістом у паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згоряння палива (частки) у дизелі утворюються в результаті неповного окислювання найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх у ньому структурних утворень: смолистих, смолисто-водяників,

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						73
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи й становлять основну масу твердих забруднень, що викидають у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглецево водневих енергоносіїв в енергетичних установках, зокрема в дизелях. На відміну від перерахованих речовин, що викидають у складі випускних газів, виключити зміст у них двоокису вуглецю неможливо. Основне екологічно небезпечний вплив двоокису вуглецю складається в руйнуванні озонового шару й створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

Аналіз даних по змісту екологічно небезпечних речовин у випускних газах на одиницю вироблюваної потужності дозволяє скласти баланс кількостей уводять в установку й різні хімічні речовини, що викидають із її.

Нешкідливі або нейтральні (CO_2) речовини в сумі складають 99% від загального об'єму випускних газів. Інші - менш 1% (10000 частин на мільйон - проміле, %) - містять у собі окисли азоту (NO_x), сірки (SO_x), окис вуглецю (CO), вуглеводні (C_xH_y) і частки (сажа, зола).

Окис вуглецю, сажа й вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. У зв'язку з більшим надлишком повітря у відпрацьованих газах судових дизелів їх небагато в порівнянні з їхньою кількістю у високо обертових автотракторних дизелях і особливо бензинових карбюраторних двигунах. Однак, деякі вуглеводні мають сильні канцерогенні властивості, тому, незважаючи на малу концентрацію, проблема зниження викиду цих компонентів актуальна. Такі хімічні речовини, як NO_x , CO, SO_x і ін., потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка NO_x і SO_2 у відпрацьованих газах дизелів становить більше 80% об'єму всіх шкідливих викидів, тому завдання зниження емісії цих компонентів становить основу проблеми створення екологічно чистих судових дизелів. Зміст окислів сірки у відпрацьованих газах обумовлено наявністю сірки в паливі. При окислюванні

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						74
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сірки в камері згоряння дизелі утворюються SO_2 і SO_3 , причому переважно SO_2 (співвідношення 15:1). Утворення окислів азоту в камері згоряння дизеля обумовлено наявністю більших кількостей азоту, кисню й високих температур в окремих зонах розшарованого заряду. Окислювання азоту починається при температурі вище 1227°C , а при 2027°C і більше реакція протікає досить швидко (час реакції близько $10^{-2} \div 10^{-6}$ с).

Окис азоту утвориться в зонах паливного факела, де суміш наближається по сполуці до стехіометричної, а локальна температура може досягати 2227°C . І хоча максимальна температура в дизелях не перевищує 1727°C , зазначене обставина обумовлює високі значення емісії NO_x . Окисли азоту утворюються також через наявність азоту в паливі. Як показали дослідження, цей азот значно більше активний у хімічних реакціях окислювання в порівнянні з атмосферним азотом.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Дизель є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

У наслідку недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну. Разом з охолоджуючою водою, що відходить від дизеля, назовні може попасти мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						75
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на виконання кваліфікаційної роботи розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧСПН18/22 з розробкою конструкції стержня шатуна, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуші формату А1

На початку виконання проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 160 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) визначено двигун-прототип 6ЧСПН 18/22 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Також було запропоновано застосування шатуна морського типу та виконано його розрахунки на міцність по границі витривалості при циклічних навантаженнях.

Зважаючи на те, що розроблений двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						76
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. // Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020, pp. 671-675
2. Дизель судовой 6 ЧН 18/22 и 6 Ч 18/22. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.
3. Спецификация судна проект 1844 : з-д Коминтерн.
4. Ткаченко С.Г. Расчеты двигателей внутреннего сгорания при курсовом и дипломном проектировании. Методические указания. – Николаев: НКИ, 1990- 35 с.
5. Фомин Ю.Я., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. Топливная аппаратура дизелей: Справочник.- М: Машиностроение, 1982 -168 с.
6. Жидецкий В.Ц., Джигерей В.С., Мельников А.В. Основы охраны труда – Львов: Афиша, 2000- 351 с.
7. Морской Регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов, том 2 . 1999 г.
8. Судовые средства защиты биосферы. Учебное пособие В.М. Боград, В.В. Лященко, Николаев, НКИ : 1980- 49с.

					ПННІ НУК 142.44.23.08 ПЗ	Лист
						77
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		