

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри

«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Дослідження впливу заміни виду палива на технічні параметри 4-тактного двигуна потужністю 240 кВт з удосконаленням конструкції шатуна. Прототип 6ЧН 18/22.

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

Галан О.В.
(підпис)

Керівник роботи:

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

Нестеренко В.В.
(підпис)

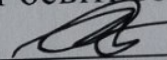
Первомайськ - 2026 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

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

Студенту Галану Олександрову Васильовичу

1. Тема роботи: «Дослідження впливу заміни виду палива на технічні параметри 4-тактного двигуна потужністю 240 кВт з удосконаленням конструкції шатуна. Прототип 6ЧН 18/22.».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року за № 6.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 18/22 потужністю 225 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунок систем двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ЧН 18/22 – поперечний переріз (СК). 2. Шатун складальне креслення (СК). 3. Стержень шатуна робоче креслення (РК) 4. Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ (СХ).

6. Консультанти роботи

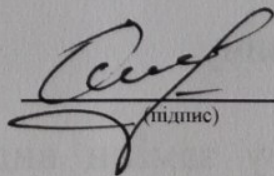
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

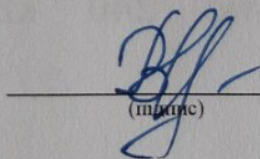
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної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

Студент


(підпис)

Галан О.В.

Керівник
роботи


(підпис)

Нестеренко В.В.

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано газовий двигун з наддувом потужністю 240 кВт на базі прототипу 6ЧН 18/22, та розроблено конструкцію шатуна.

Здійснено загальний опис двигуна-генератора та детальний опис його силової установки – двигуна-прототипу 6ЧН 18/22.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Проаналізовано існуючі типи шатунно-поршневого механізму. Для забезпечення високих ресурсних показників запроєктованого двигуна та надійності його роботи змінено тип шатуна. Підібрано оптимальне конструктивне виконання шатуна та виконано розрахунок шатуна на міцність.

В роботі розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування газового двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проєктованого двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний розріз двигуна, складальне креслення шатуна, робоче креслення стержня шатуна; індикаторної діаграми та діаграм сил, що діють в шатунно-поршковому механізмі.

Ключові слова: газовий двигун, шатунно-поршнева група, шатун, робочий цикл.

ABSTRACT

In accordance with the assignment, this thesis presents the design of a 240 kW supercharged gas engine based on the 6CHN 18/22 prototype, as well as the design of a connecting rod.

A general description of the engine-generator and a detailed description of its power unit—the 6CHN 18/22 prototype engine—are provided.

The parameters of the engine's operating cycle were calculated, and based on the results obtained, theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The values of the components of the engine's external heat balance, as well as the forces and moments acting in the engine's crank-connecting rod mechanism, have been determined.

Existing types of connecting rod-piston mechanisms were analyzed. To ensure high service life indicators for the designed engine and the reliability of its operation, the connecting rod type was modified. An optimal design of the connecting rod was selected, and a strength calculation of the connecting rod was performed.

The paper addresses key issues related to environmental protection and occupational safety during engine operation. Potential hazards during the operation and maintenance of the gas engine are analyzed, and measures for occupational safety and environmental protection have been developed. The noise and vibration levels of the designed engine have been determined.

The graphical section includes the following drawings: a cross-sectional view of the engine, an assembly drawing of the connecting rod, a working drawing of the connecting rod pin; as well as indicator diagrams and diagrams of the forces acting in the connecting rod-piston mechanism.

Keywords: gas engine, connecting rod-piston group, connecting rod, power cycle.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Опис об'єкту застосування двигуна	5
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН18/22	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вимоги до проєктованого двигуна	13
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна газового двигуна з наддувом	14
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	25
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	34
2.6 Аналіз ефективних показників проєктованого двигуна та двигуна-прототипу	39
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів	41
3.2 Розрахунок проєктованого шатуну на міцність	47
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених проєктованим двигуном.	56
4.2 Охорона навколишнього середовища	60
ВИСНОВКИ	
ЛІТЕРАТУРА	
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікації складального креслення	

Додаток 2 Двигун 6ГЧН18/22 – поперечний переріз

Додаток 3 Специфікація шатуна

Додаток 4 Складальне креслення шатуна

Додаток 5 Робоче креслення стержня шатуна

Додаток 6 Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ

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:

- 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, створення спеціалізованих підприємств. 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. Одним з основних напрямків подальшого розвитку двигунобудування є переобладнання двигунів, що працюють на дорогому дизельному паливі, на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з проектування чотиритактного газового двигуна потужністю 240 кВт на базі двигуна-прототипу 6ЧН 18/22. Крім того, в ході роботи на проєкті необхідно розглянути питання щодо вдосконалення конструкції шатуна.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис об'єкту застосування.

Електростанція на базі двигуна-генератора ДвГА-235 з газовим двигуном 6ГЧН 18/22 призначена для вироблення електричної енергії на власні потреби котельні.

Для розміщення електростанцій використовуються переважно площі, що вивільняються при реконструкції промислових об'єктів. В даному проєкті, в якості такого об'єкту встановлення виступає котельня. Її будівля одноповерхова, залізобетонна, та каркасна із залізобетонними панелями. Висота до низу ферми складає - 6м. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 1,0 Т. Будівля знаходиться в доброму стані, а частина будівлі, де буде встановлюватися електростанція, вільна. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації. Стан навколишнього середовища району задовільний. Розрахункова температура навколишнього повітря найбільш холодних п'яти діб сягає до - 20°C.

Основні технічні дані газового двигун-генератора ДГА-235

Таблиця 1.1

№ п/п	Найменування параметру	Значення
1	Повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	235
2	Мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт	80
3	Питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВт·год)	0,9
4	Вид струму -	змінний, 3-х фазний
5	Напруга, В	400
6	Частота, Гц	50
7	Назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
8	Маса двигуна-генератора, кг	4695
9	Габаритні розміри, мм - довжина - ширина - висота	3370 942 1763

Будівля відноситься до 1-ої ступені вогнестійкості. В проєкті передбачена безпечна евакуація людей у випадку пожежі. В будівлі є два рознесених евакуаційних виходи. Всі конструктивні елементи будівлі виконані із негорючих матеріалів. Передбачені також легко скидальні конструкції (віконні пройми).

В приміщенні електростанції передбачається припливно-витяжна вентиляція із механічним та природним примусом. Загально обмінна витяжна вентиляція із природним примусом із трикратним обміном повітря за годину передбачається із верхньої зони. На додаток до природньої витяжки передбачена механічна. Для компенсації витяжки передбачена припливна вентиляція, як природна так і механічна.

Джерелом водопостачання є діюча мережа водопроводу. Дренажна вода із двигуна-генератора при ремонтах скидається в запроектовану мережу виробничої каналізації.

Паралельна робота ДвГА-235 із електричною мережею забезпечується комплектним електрообладнанням двигун-генератора – збуджуючим пристроєм УВГС, низьковольтним пристроєм УКН-400.

Проєктом передбачене робоче, аварійне і ремонтне освітлення.

1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН 18/22

Дизельний двигун 6ЧН 18/22 – поширений тип судових дизельних двигунів, що випускалися з 1950-х років до 2006 року. Застосовуються головним чином в якості основного або допоміжного судового двигуна.

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 дистанційний контроль за режимом роботи дизельної установки.

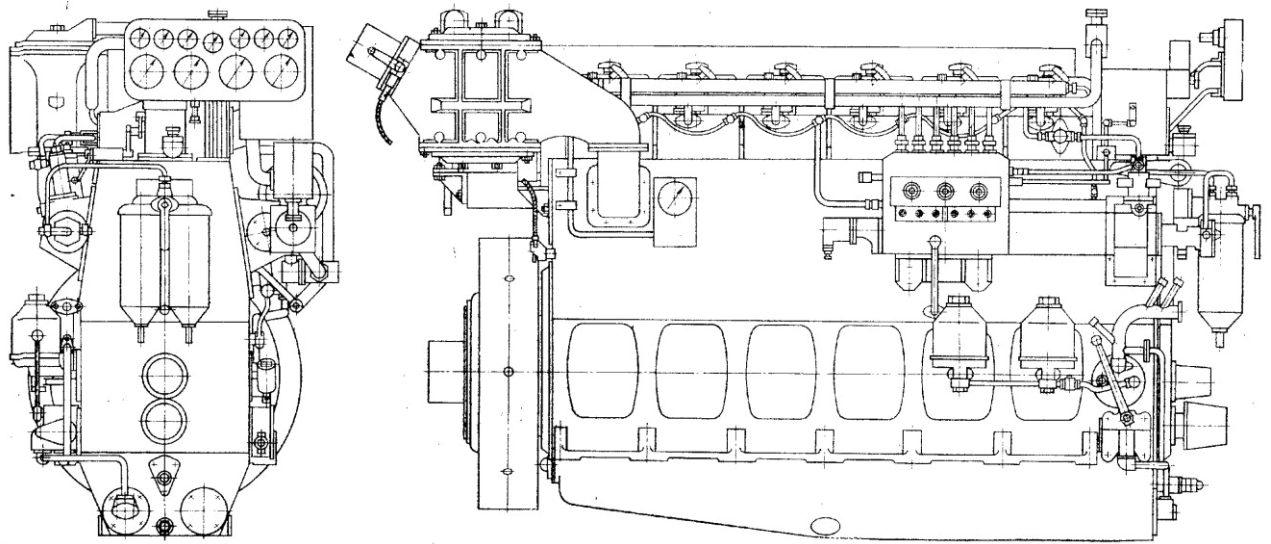


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд дизеля 6ЧН18/22

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 наддуву – 6Ч 18/22, з наддувом – 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт.

Фундаментна рама дизеля лита, із чавуну, коробчастої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними постелями для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім, причому останній підшипник розширений для прийняття додаткового навантаження від ваги маховика.

Нижня частина рами є збірником і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, крім того, є два люки із фланцем для підключення усмоктувального трубопроводу резервного масляного насоса й для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями, для відкачки масла з дизеля. Усередині середньої нижньої частини рами на бобишках кріпиться масляний фільтр, якому можна виймати для чищення через оглядовий люк. На зовнішніх бічних поверхнях уздовж рами є опорні

лабети для кріплення дизеля до фундаменту й різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, у які покладений гумовий шнур, що забезпечує ущільнення між рамою й блоком циліндрів.

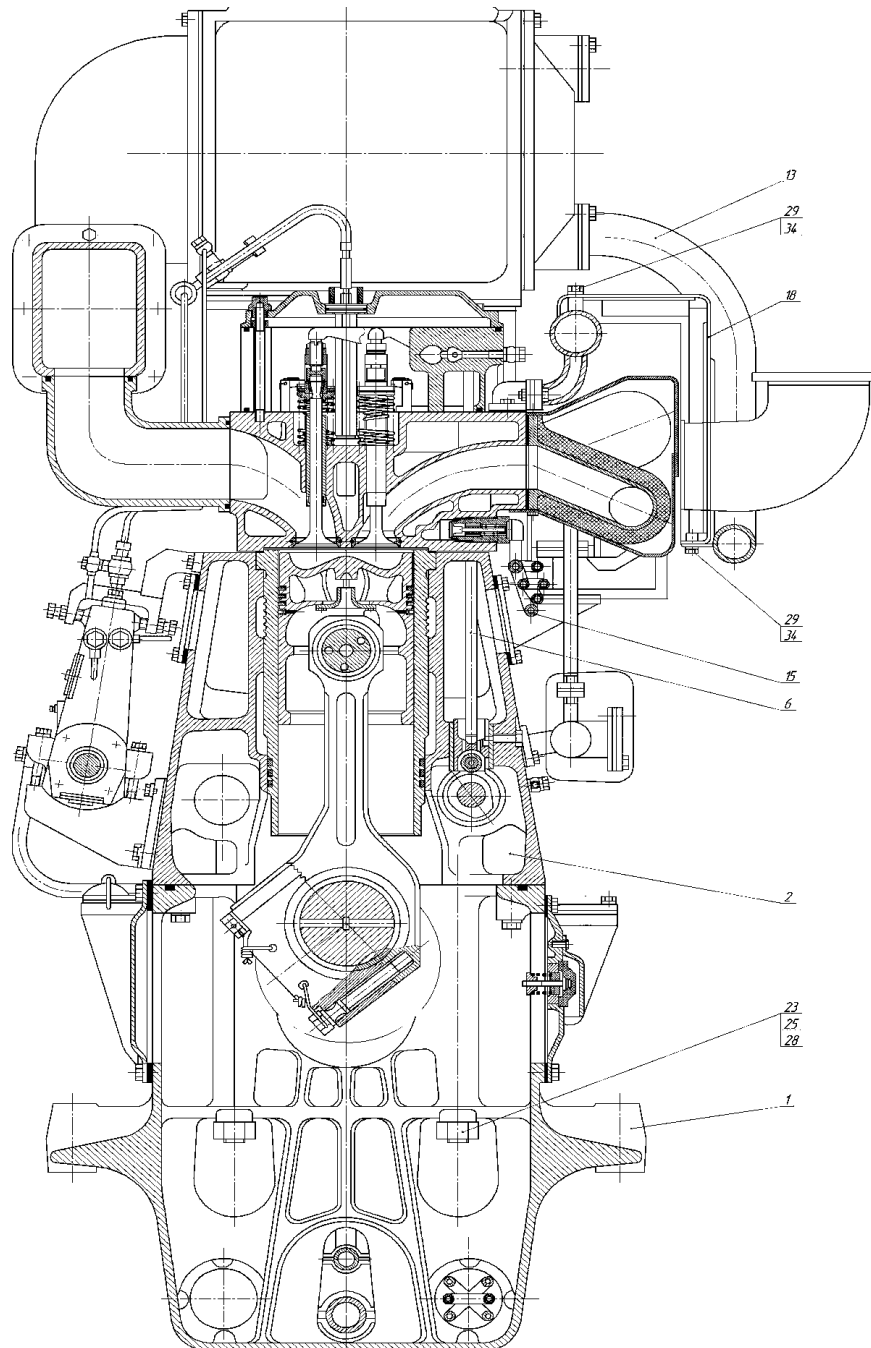


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз дизеля 6ЧН 18/22

Вентиляція картера незалежна, здійснюється в атмосферу через шостий оглядовий лючок, розташований з боку вихлопу. Лючок має фланець для

приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу й мати вогневі запобіжники й пристрої, що не допускають влучення води в дизель. Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

Блок циліндрів цільний, відлитий із чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами чотирнадцятьма силовими шпильками й двадцятьма шістьма болтами по краях для ущільнення стику. Шість циліндрових втулок - вставні, відлиті із чавуну із присадкою нікелю й хрому. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовування втулок досягається у верхній частині притисненням притертого буртика втулки до блоку, унизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями, покладеними в канавки втулок. Простір між циліндровими втулками й стінками блоку є сорочкою для охолодної води.

Кришки циліндрів відлиті із чавуну. Кришка циліндрів має нагнітальні та вихлопні клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщаються в напрямних втулках, запресованих у кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку.

Повітрозбирач із автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача й забезпечує захист дизеля від розносу.

Випускний колектор зварної конструкції, ізольований, неохолоджуваний. Випускний колектор обгороджений захисним кожухом для запобігання обслуговуючого персоналу від опіків.

Колінчастий вал з маховиком сталевий, суцільно кований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна валу розташовані під кутом 120° друг до друга, причому перше коліно по напрямку збігається із шостим, друге – з п'ятим, третє – із четвертим. У кожному коліні є косе свердління (масляний канал), що з'єднує радіальний отвір у корінних і шатунних шийках валу. Отвори призначені для підведення масла до шатунних шийок і до верхньої головки шатуна через отвори в ньому. Четверта корінна шийка є упорною.

До фланця заднього кінця колінчатого валу за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплено маховик.

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння об'ємом $325 \pm 5 \text{ см}^3$. У кільцевих канавках поршня розміщені чотири компресійних, одне здвоєне й одне одинарне маслосборні кільця. Одинарне маслосборне кільце без радіусних фрезерувань розташовано вище пальця, здвоєні маслосборні кільця з радіусними фрезеруваннями - нижче. Маслосборні кільця встановлюються меншою торцевою поверхнею вниз, тобто шкребком нагору. Поршень з'єднується із шатуном за допомогою порожнього сталевго цементованого й загартованого пальця плаваючого типу. Від осьових переміщень палець утримується стопорними кільцями. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники.

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. Нижня головка шатуна рознімна, скріплюється двома болтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ.

Розподільчий вал зібраний із двох частин, з'єднаних між собою болтами й гайками. Вал обертається в сімох підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів. Розподільчий вал має усмоктувальні «а» і вихлопні «б» кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільчого валу насаджені упорна втулка й шестірня привода розподільчого валу.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектного 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.

Основні параметри двигуна прототипу.

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

Найменування параметра	
Позначення двигуна	6ЧН 18/22
Номінальна потужність на валу дизеля, кВт	225
Частота обертання, об/хв, номінальна	750
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	180
Хід поршня, мм	220
Дійсний ступінь стиску	12,1
Максимальний тиск згоряння при номінальній потужності, кгс/см ² , не більше	75
Середній ефективний тиск при номінальній потужності, кгс/див ²	8,1
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
Мастило	моторне М10В ₂ , М10В, М12Б, М14Б
Моторесурс дизеля, ч	36000
Маса, кг	
дизеля сухого	3350
води в дизелі	80
масла в дизелі	115

* При температурі усмоктувального повітря 20°C, відносної вологості 70%, барометричному тиску 760 мм рт. ст., опорі в газовихлопному трубопроводі не більше 350 мм вод. ст., розрідженні на усмоктуванні не більше 200 мм вод. ст. і температурі заборотної води на вході в дизель не більше 32°C

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.

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

Розрахунок робочого процесу газового двигуна.
Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	240	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	180	мм
Хід поршня	$S =$	220	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,65	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	200	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	195	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	33350	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$ 95,4	$R_{\text{CH}_4} =$ 0,954
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$ 2,6	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,026
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$ 0,3	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,003
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$ 0,2	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,002
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$ 0,2	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0,002
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$ 0,2	$R_{\text{CO}_2} =$ 0,002
оксид вуглецю	$\text{CO} =$ 0	$R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$ 1,1	$R_{\text{N}_2} =$ 0,011

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 17,05 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,043 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,02 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,328 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 12,692 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 17,083 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0018$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_{\epsilon} = 378,1 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^0 K)$$

$$\text{число з інтервалу} = 40$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 338,1 K$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{cm}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{\text{cm}} = 321,1 K$$

де $T_r = 310 K$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_{\varepsilon}$$

$$P_d = 190,0 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,048$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\varepsilon}} \times \frac{T_{\text{cm}}}{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 350 K$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$P_c = 4761,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, K$$

$$T_c = 835,9 K \quad t_c = 562,9 ^0C$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0017$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m_{Cp} m_z \cdot t_z - (m_{Cv} m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0611$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1182$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0777$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7430$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$m_{Cv_{me}} = R_{O_2} \cdot m_{Cv_{O_2}} + R_{N_2} \cdot m_{Cv_{N_2}} + R_{H_2O} \cdot m_{Cv_{H_2O}} + R_{CO_2} \cdot m_{Cv_{CO_2}}$$

$$\text{для } O_2: m_{Cv_{O_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } N_2: m_{Cv_{N_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } CO_2: m_{Cv_{CO_2}} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } H_2O: m_{Cv_{H_2O}} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$m_{Cv_{me}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 22,47$$

$$b = 610,83$$

теплоємність газового палива.

$$m_{Cv_{zn}} = R_{CH_4} \cdot m_{Cv_{CH_4}} + R_{C_2H_6} \cdot m_{Cv_{C_2H_6}} + R_{C_3H_8} \cdot m_{Cv_{C_3H_8}} + R_{C_4H_{10}} \times \\ \times m_{Cv_{C_4H_{10}}} + R_{C_5H_{12}} \cdot m_{Cv_{C_5H_{12}}} + R_{CO_2} \cdot m_{Cv_{CO_2}} + R_{N_2} \cdot m_{Cv_{N_2}}$$

$$m_{Cv_{CH_4}} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m_{Cv_{C_2H_6}} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m_{Cv_{C_3H_8}} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m_{Cv_{C_4H_{10}}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m_{Cv_{C_5H_{12}}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m_{Cv_{N_2}} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{V_{CO_2}} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mC_{V_{см}} = \frac{mC_{V_{гп}} + mC_{V_{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mC_{V_{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки отримаємо рівняння.

$$mC_{V_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,04$$

$$b = 509,22$$

де $mC_{V_{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mC_{vm_{см}} = a_{см} + \frac{b_{см}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{vm_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,04$$

$$b = 254,61$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mC_{p_z} = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,192$$

$$b = 539,113$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mC_{p_{т_z}} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,192$$

$$b = 269,557$$

Максимальна температура процесу згоряння.
Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 270,024$$

$$B = 29,243$$

$$C = 56980,01 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1686,0 \text{ C} \quad T_z = 1959,0 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 11180,0 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,35$$

$$\Delta\lambda = 6,09 \%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_e = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_e = 591,5 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_e = 1088,3 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{cp.г.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right]$$

$$T_{cp.г.} = 867,0 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 751,8 \text{ К}$$

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,24 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{кПа}$$

$$P_{mi} = 1252,92 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,44$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{М}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$g_i = 0,25 \text{ М}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{п.ср} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30}, \text{М/с}$$

$$S_{пп} = 0,22 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{п.ср.} = 5,5 \text{ м/с}$$

$$P_M = 107,0 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1145,89 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,91$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,400$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

$$b_e = 0,270 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, M^3 / \text{год}$$

$$B = 64,8 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{Л}$$

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 33,51 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 5,59 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{мм}$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,18 \text{ м}$$

$$m = 1,222222$$

$$d = 179,9 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{мм}$$

$$S = 219,9 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ л}$$

$$V_{st} = 33,57 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 5,60 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 240,4 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 240,2 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,18 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок теплового балансу

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	240,4 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	750 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	180 мм
хід поршня:	$S =$	220 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	33350 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	64,8 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$h \eta_i =$	0,44
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,40
кількість свіжого заряду	$M_l =$	17,052 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	17,083 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{cp.r.} =$	867,0 К
температура на початку стиску	$T_d =$	350,2 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC^v =$	24,55 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC^v =$	21,85 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1252,92 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 600,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 240,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 40,0 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 240 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100 \%$$

$$\Delta = 0,18 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{т.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип.}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,17$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,05$$

$$Q_w = 132,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,088$ $v = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 5,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 152,9 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 91,74 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0056 \text{ м}^3$$

$$P_n = 19,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 19,2 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 151,3 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{те} \cdot \Delta T_e}$$

$K = 1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

$\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{те} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_e = 6-10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0054 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_B \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_e = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,6 - 0,7$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,6$$

$$P_{в.н.} = 0,88 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 0,88 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 152,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 25,35 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 32,86 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 30,17 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$Q_r = 246,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_r = 41,04 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_v$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,0533$$

тоді

$$Q_{MD} = 32,0 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 11,9 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність масла

$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0012 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ -механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{m.n.} = 0,68 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 0,7 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 12,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,09 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 51,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 8,53 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 1

Таблиця 1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	240,4	40,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	152,2	25,4
теплота, яка виноситься випускними газами	246,4	41,0
теплота, яка відводиться маслом	12,6	2,1
невраховані теплові втрати	51,2	8,5
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	702,9	100,0

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,253 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1900 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,370	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,500	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	11,180 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,250	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,040 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,960	

Таблиця 2

Результати розрахунку.

V / V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	4,762	119,0	11,180	279,5	6,418
1,25	3,508	87,7	8,459	211,5	4,951
1,5	2,732	68,3	6,735	168,4	4,002
1,75	2,212	55,3	5,554	138,9	3,342
2	1,842	46,1	4,701	117,5	2,858
3	1,057	26,4	2,832	70,8	1,775
4	0,713	17,8	1,976	49,4	1,264
5	0,525	13,1	1,495	37,4	0,970
6	0,409	10,2	1,191	29,8	0,782
7	0,331	8,3	0,982	24,5	0,651
8	0,276	6,9	0,831	20,8	0,555
9	0,235	5,9	0,717	17,9	0,483
9,5	0,218	5,4	0,670	16,8	0,452
$P_{mi}^{\text{д}} =$					1,305

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 180 \text{ мм}$$

$$V_c = 18,947 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,279 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$	точка подачі іскри.
$f, \text{ДоВМТ}$	Визначається кутом випередження запалювання
	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 =, ^\circ \text{ПКВ}$
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', \text{ПісляВМТ}$	точка відкриття випускного клапану
$r', \text{ДоВМТ}$	точка відкриття впускного клапану
$r'', \text{ПісляВМТ}$	точка закриття випускного клапану
$d', \text{ДоВМТ}$	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z_d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,268	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	180	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta \varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,195	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,040	МПа/мм Масштаб тиску.
$S=$	220	мм Хід поршня.
$P_c=$	4,762	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	11,180	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	15	0,043	3,9
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,4
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,7
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,721	154,9
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	1,7
$r'', \text{ПісляВМТ}$	30	0,167	15,1
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,900	171,0

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,9 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 5,71 \quad \text{МПа} \\ P_c'' &= 142,9 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів: $P_{zd} = P_{\max} * 0,85$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 9,50 \quad \text{МПа} \\ P_{zd} &= 238 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,89$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 11,3 \quad \text{мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі

КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Вихідні дані:

d=	0,18	м - діаметр циліндра
s=	0,22	м - хід поршня
λ_L =	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
r=	0,11	м - радіус кривошипа
n=	750	хв^{-1} - частота обертання
m_s =	15,0	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
m_F =	1,00	кН/мм - масштаб сил
m_p =	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$
$$\omega = 78,5 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$
$$A = 0,025 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_e = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_e \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \text{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_\kappa = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються оберальноно.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -6,7 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -6,7 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються оберальноно

$$m_R = 9,87 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,00560 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00070 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,006295 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = A r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Таблиця 4

Результати динамічного розрахунку.

φ °	Vf	Гр	Fi	Fd	FN	Fr	Fk	Гр	Fi	Fd	FN	Fr	Fk
ПКВ	МЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	0,0007	2,256	-12,893	-10,637	0,000	-10,637	0,000	2,26	-12,89	-10,64	0,00	-10,64	0,00
10	0,0008	2,256	-12,574	-10,318	-0,478	-10,078	-2,265	2,26	-12,57	-10,32	-0,48	-10,08	-2,27
20	0,0009	2,256	-11,642	-9,386	-0,847	-8,524	-4,022	2,26	-11,64	-9,39	-0,85	-8,52	-4,02
30	0,0012	2,256	-10,168	-7,912	-1,025	-6,317	-4,883	2,26	-10,17	-7,91	-1,03	-6,32	-4,88
40	0,0015	2,256	-8,262	-6,006	-0,978	-3,926	-4,665	2,26	-8,26	-6,01	-0,98	-3,93	-4,67
50	0,0019	2,256	-6,062	-3,807	-0,720	-1,835	-3,429	2,26	-6,06	-3,81	-0,72	-1,84	-3,43
60	0,0024	2,256	-3,721	-1,465	-0,306	-0,430	-1,444	2,26	-3,72	-1,47	-0,31	-0,43	-1,44
70	0,0029	2,256	-1,390	0,866	0,192	0,084	0,891	2,26	-1,39	0,87	0,19	0,08	0,89
80	0,0034	2,256	0,795	3,051	0,699	-0,292	3,150	2,26	0,80	3,05	0,70	-0,29	3,15
90	0,0039	2,256	2,725	4,981	1,153	-1,386	4,981	2,26	2,72	4,98	1,15	-1,39	4,98
100	0,0043	2,256	4,326	6,582	1,508	-2,917	6,169	2,26	4,33	6,58	1,51	-2,92	6,17
110	0,0048	2,256	5,565	7,821	1,733	-4,587	6,653	2,26	5,56	7,82	1,73	-4,59	6,65
120	0,0052	2,256	6,446	8,702	1,815	-6,149	6,498	2,26	6,45	8,70	1,81	-6,15	6,50
130	0,0055	2,256	7,009	9,265	1,752	-7,444	5,848	2,26	7,01	9,26	1,75	-7,44	5,85
140	0,0058	2,256	7,316	9,572	1,558	-8,408	4,870	2,26	7,32	9,57	1,56	-8,41	4,87
150	0,006	2,256	7,443	9,699	1,257	-9,055	3,714	2,26	7,44	9,70	1,26	-9,06	3,71
160	0,0062	2,256	7,467	9,723	0,878	-9,443	2,484	2,26	7,47	9,72	0,88	-9,44	2,48
170	0,0063	2,256	7,453	9,709	0,450	-9,640	1,240	2,26	7,45	9,71	0,45	-9,64	1,24
180	0,0063	2,256	7,443	9,699	0,000	-9,699	0,000	2,26	7,44	9,70	0,00	-9,70	0,00
190	0,0063	2,289	7,453	9,742	-0,452	-9,672	-1,245	2,29	7,45	9,74	-0,45	-9,67	-1,24
200	0,0062	2,390	7,467	9,858	-0,890	-9,573	-2,519	2,39	7,47	9,86	-0,89	-9,57	-2,52
210	0,006	2,568	7,443	10,011	-1,297	-9,347	-3,833	2,57	7,44	10,01	-1,30	-9,35	-3,83
220	0,0058	2,836	7,316	10,151	-1,652	-8,918	-5,165	2,84	7,32	10,15	-1,65	-8,92	-5,17
230	0,0055	3,215	7,009	10,224	-1,933	-8,215	-6,454	3,22	7,01	10,22	-1,93	-8,21	-6,45
240	0,0052	3,740	6,446	10,186	-2,124	-7,198	-7,606	3,74	6,45	10,19	-2,12	-7,20	-7,61

Продовження таблиці 4

250	0,0048	4,460	5,565	10,025	-2,222	-5,880	-8,528	4,46	5,56	10,02	-2,22	-5,88	-8,53
260	0,0043	5,450	4,326	9,776	-2,239	-4,332	-9,163	5,45	4,33	9,78	-2,24	-4,33	-9,16
270	0,0039	6,827	2,725	9,552	-2,211	-2,657	-9,552	6,83	2,72	9,55	-2,21	-2,66	-9,55
280	0,0034	8,775	0,795	9,570	-2,192	-0,917	-9,880	8,78	0,80	9,57	-2,19	-0,92	-9,88
290	0,0029	11,588	-1,390	10,198	-2,260	0,994	-10,491	11,59	-1,39	10,20	-2,26	0,99	-10,49
300	0,0024	15,747	-3,721	12,025	-2,508	3,528	-11,849	15,75	-3,72	12,03	-2,51	3,53	-11,85
310	0,0019	22,029	-6,062	15,966	-3,019	7,697	-14,384	22,03	-6,06	15,97	-3,02	7,70	-14,38
320	0,0015	31,624	-8,262	23,362	-3,802	15,270	-18,146	31,62	-8,26	23,36	-3,80	15,27	-18,15
330	0,0012	45,997	-10,168	35,829	-4,642	28,606	-22,110	46,00	-10,17	35,83	-4,64	28,61	-22,11
340	0,0009	65,592	-11,642	53,950	-4,869	48,998	-23,118	65,59	-11,64	53,95	-4,87	49,00	-23,12
350	0,0008	86,013	-12,574	73,439	-3,404	71,729	-16,122	86,01	-12,57	73,44	-3,40	71,73	-16,12
360	0,0007	202,733	-12,893	189,840	0,000	189,840	0,000	202,73	-12,89	189,84	0,00	189,84	0,00
370	0,0008	284,351	-12,574	271,777	12,598	265,450	59,663	284,35	-12,57	271,78	12,60	265,45	59,66
380	0,0009	195,101	-11,642	183,459	16,557	166,619	78,615	195,10	-11,64	183,46	16,56	166,62	78,62
390	0,0012	138,278	-10,168	128,110	16,598	102,285	79,057	138,28	-10,17	128,11	16,60	102,28	79,06
400	0,0015	96,598	-8,262	88,336	14,378	57,740	68,616	96,60	-8,26	88,34	14,38	57,74	68,62
410	0,0019	68,775	-6,062	62,712	11,859	30,233	56,496	68,77	-6,06	62,71	11,86	30,23	56,50
420	0,0024	50,558	-3,721	46,837	9,768	13,740	46,150	50,56	-3,72	46,84	9,77	13,74	46,15
430	0,0029	38,499	-1,390	37,109	8,224	3,618	38,174	38,50	-1,39	37,11	8,22	3,62	38,17
440	0,0034	30,342	0,795	31,137	7,133	-2,984	32,143	30,34	0,80	31,14	7,13	-2,98	32,14
450	0,0039	24,693	2,725	27,418	6,347	-7,627	27,418	24,69	2,72	27,42	6,35	-7,63	27,42
460	0,0043	20,699	4,326	25,025	5,733	-11,089	23,456	20,70	4,33	25,03	5,73	-11,09	23,46
470	0,0048	17,827	5,565	23,392	5,184	-13,721	19,900	17,83	5,56	23,39	5,18	-13,72	19,90
480	0,0052	15,740	6,446	22,187	4,627	-15,678	16,567	15,74	6,45	22,19	4,63	-15,68	16,57
490	0,0055	14,219	7,009	21,228	4,014	-17,056	13,399	14,22	7,01	21,23	4,01	-17,06	13,40
500	0,0058	13,118	7,316	20,434	3,326	-17,950	10,397	13,12	7,32	20,43	3,33	-17,95	10,40
510	0,006	12,342	7,443	19,785	2,563	-18,472	7,576	12,34	7,44	19,78	2,56	-18,47	7,58
520	0,0062	11,827	7,467	19,294	1,741	-18,738	4,930	11,83	7,47	19,29	1,74	-18,74	4,93
530	0,0063	11,533	7,453	18,985	0,880	-18,850	2,426	11,53	7,45	18,99	0,88	-18,85	2,43

Продовження таблиці 4

540	0,0063	7,362	7,443	14,805	0,000	-14,805	0,000	7,36	7,44	14,80	0,00	-14,80	0,00
550	0,0063	2,383	7,453	9,836	-0,456	-9,766	-1,257	2,38	7,45	9,84	-0,46	-9,77	-1,26
560	0,0062	2,383	7,467	9,850	-0,889	-9,566	-2,517	2,38	7,47	9,85	-0,89	-9,57	-2,52
570	0,006	2,383	7,443	9,826	-1,273	-9,174	-3,762	2,38	7,44	9,83	-1,27	-9,17	-3,76
580	0,0058	2,383	7,316	9,699	-1,579	-8,520	-4,935	2,38	7,32	9,70	-1,58	-8,52	-4,94
590	0,0055	2,383	7,009	9,392	-1,776	-7,546	-5,928	2,38	7,01	9,39	-1,78	-7,55	-5,93
600	0,0052	2,383	6,446	8,829	-1,841	-6,239	-6,593	2,38	6,45	8,83	-1,84	-6,24	-6,59
610	0,0048	2,383	5,565	7,948	-1,762	-4,662	-6,761	2,38	5,56	7,95	-1,76	-4,66	-6,76
620	0,0043	2,383	4,326	6,709	-1,537	-2,973	-6,289	2,38	4,33	6,71	-1,54	-2,97	-6,29
630	0,0039	2,383	2,725	5,108	-1,182	-1,421	-5,108	2,38	2,72	5,11	-1,18	-1,42	-5,11
640	0,0034	2,383	0,795	3,178	-0,728	-0,305	-3,281	2,38	0,80	3,18	-0,73	-0,30	-3,28
650	0,0029	2,383	-1,390	0,993	-0,220	0,097	-1,022	2,38	-1,39	0,99	-0,22	0,10	-1,02
660	0,0024	2,383	-3,721	-1,338	0,279	-0,393	1,319	2,38	-3,72	-1,34	0,28	-0,39	1,32
670	0,0019	2,383	-6,062	-3,679	0,696	-1,774	3,315	2,38	-6,06	-3,68	0,70	-1,77	3,31
680	0,0015	2,383	-8,262	-5,879	0,957	-3,843	4,566	2,38	-8,26	-5,88	0,96	-3,84	4,57
690	0,0012	2,383	-10,168	-7,785	1,009	-6,216	4,804	2,38	-10,17	-7,78	1,01	-6,22	4,80
700	0,0009	2,383	-11,642	-9,259	0,836	-8,409	3,968	2,38	-11,64	-9,26	0,84	-8,41	3,97
710	0,0008	2,383	-12,574	-10,191	0,472	-9,953	2,237	2,38	-12,57	-10,19	0,47	-9,95	2,24
720	0,0007	2,383	-12,893	-10,509	0,000	-10,509	0,000	2,38	-12,89	-10,51	0,00	-10,51	0,00

2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна. Таблиця

2.2

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у%
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	225	240,4	6,6
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	715	1145	37
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,392	0,4	2,0
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,91	4,4
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	6,928	9,005	23
6	Діаметр циліндру	D	мм	180	180	0,0
7	Хід поршня	S	мм	220	220	0,0

Для порівняння кількості тепла, що використана проектованим двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна

$$b_e = 0,163 \cdot 42500 = 6,928 \text{ МДж}$$

2. У проектного двигуна

$$b_e = 0,270 \cdot 33350 = 9,005 \text{ МДж}$$

Відповідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 15 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 15,4 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 6,6%.

Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Використання природного газу потребує

зменшення тиску в камері згоряння для уникнення явищ детонації. Відповідно табл. 2.1 середній ефективний тиск збільшився на 37%, що є наслідком збільшення питомої ефективної витрати палива на 23%. Результати таблиці 2.1 показують збільшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 2% у порівнянні з прототипом.

Збільшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектного двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Але кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрі проектного двигуна є більшою на 23%, що й дозволило збільшити потужність за умови незмінності геометрії циліндру та частоти обертання колінчастого валу

Також необхідно відмітити збільшення механічного ККД проектного двигуна на 4%.

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

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, поршкові кільця й поршковий палець. Ці деталі працюють в умовах високих механічних і термічних навантажень, тому їхня надійність визначає надійність і ресурс двигуна в цілому.

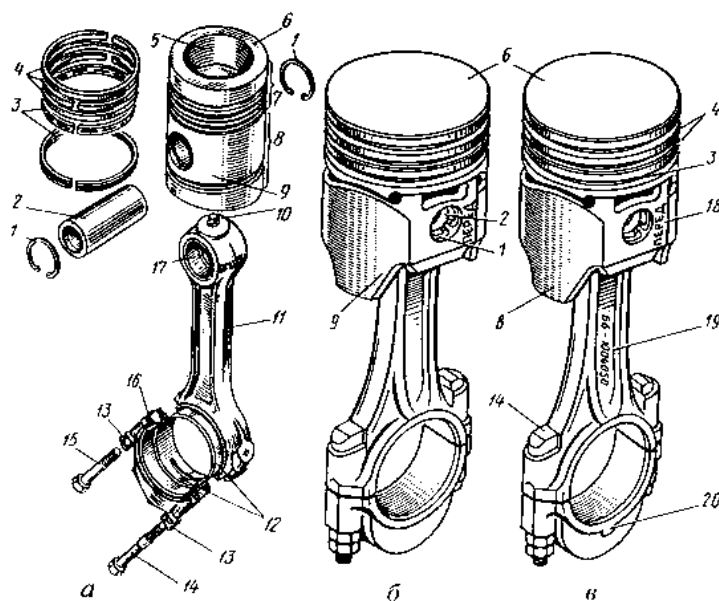


Рисунок 3.1 – Шатунно-поршневі групи КШМ різних ДВЗ:

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

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 крихий злам лінії рознімання нижньої головки шатуна, що дає практично ідеальне центрування кришки 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.

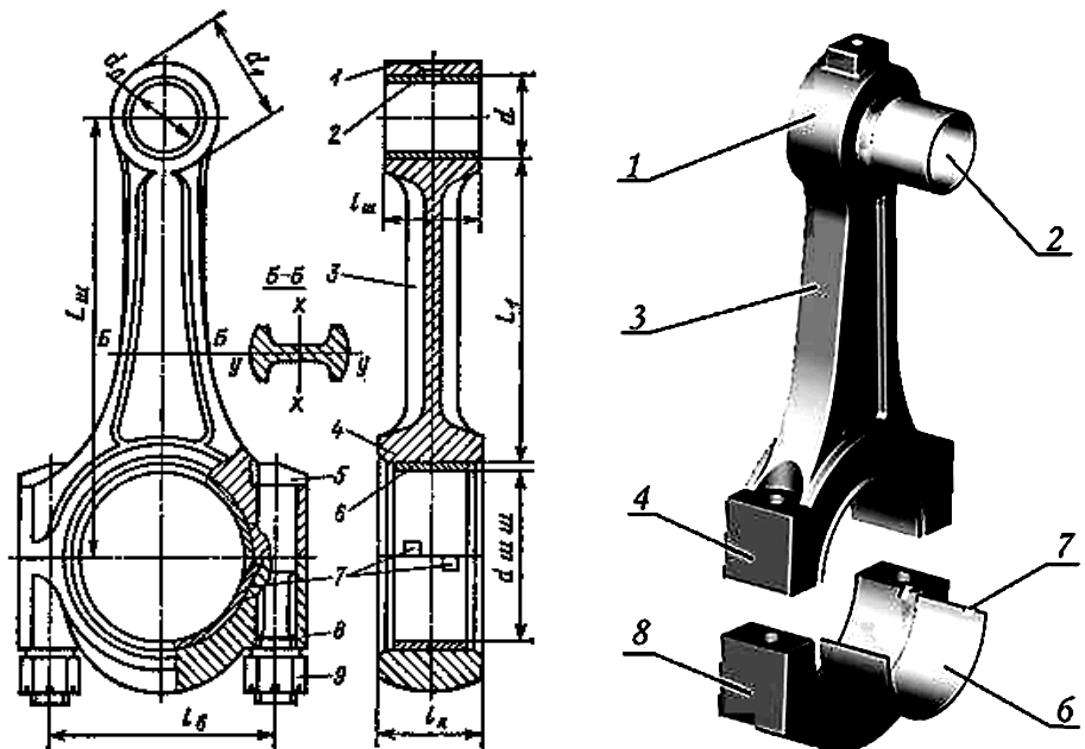


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд шатуна:

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

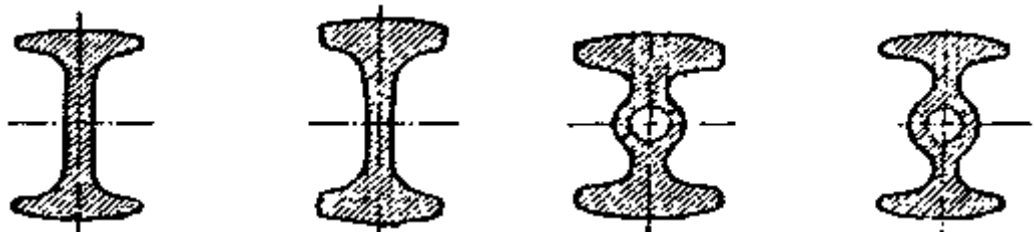


Рисунок 3.3 – Варіанти перетинів стержня шатуна

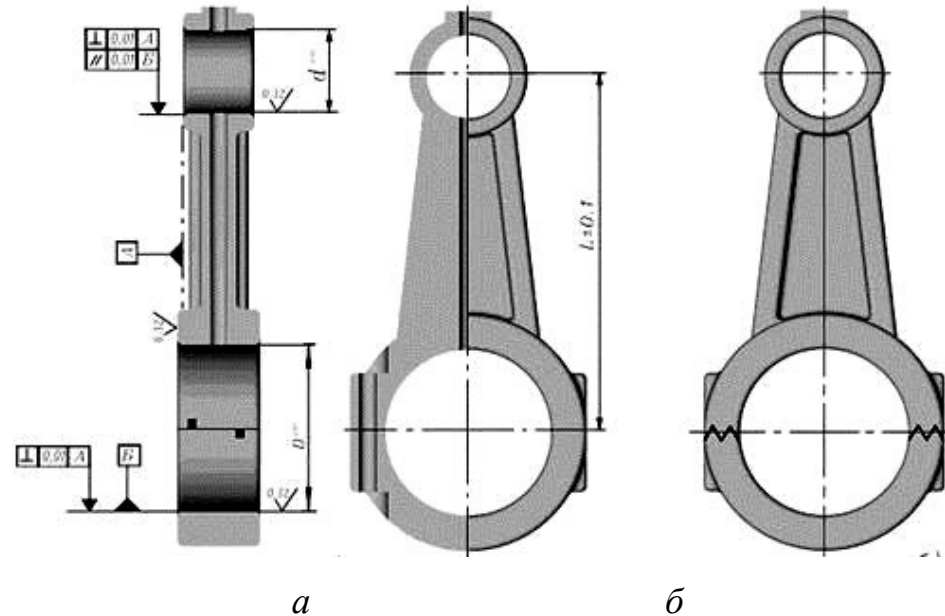


Рисунок 3.4 – Шатуни із прямим розніманням нижньої головки:

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

Дуже рідко застосовується центрування за допомогою штифтів.

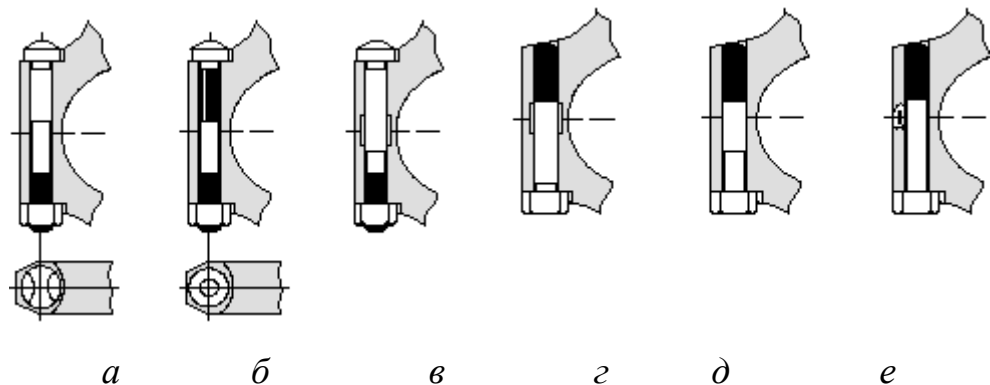


Рисунок 3.5 – Варіанти з'єднання кришки зі стержнем шатуна

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.

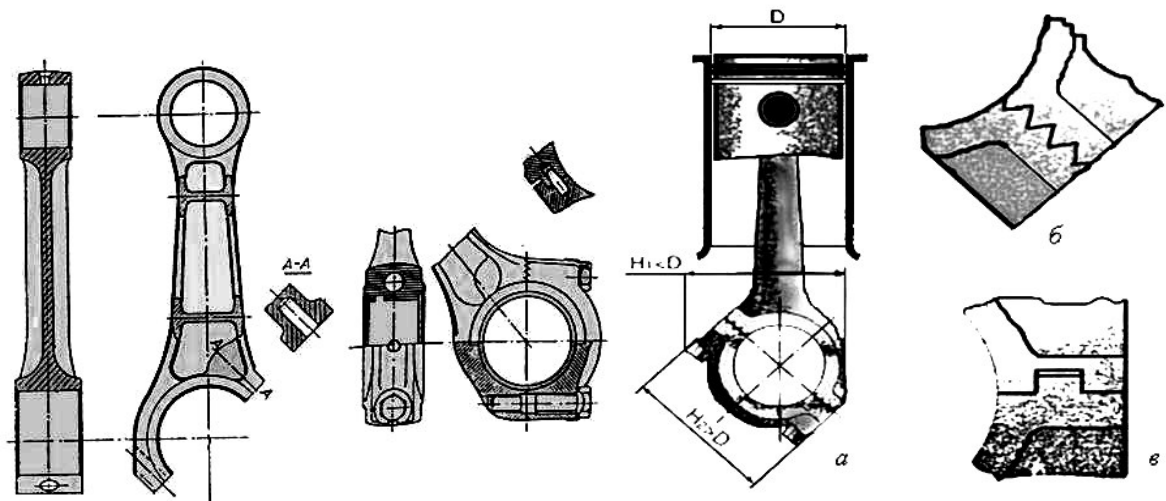


Рисунок 3.6 – Косий стик кришки шатуна зі стержнем:

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

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.

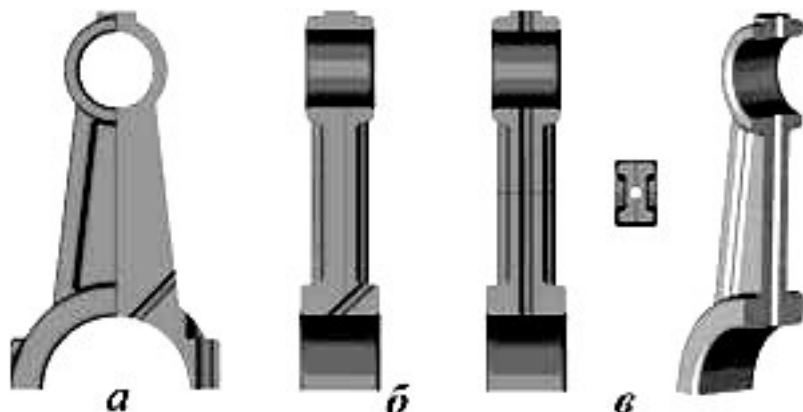


Рисунок 3.7 – Варіанти подачі змащення в шатунах:

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.

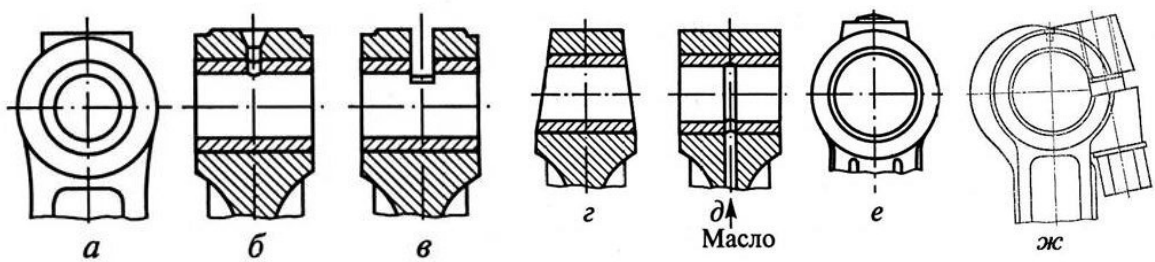


Рисунок 3.8 – Поршневі головки шатунів бензинових ДВЗ (а-в) та дизелів (г-ж)

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 форсованій СОД і ВОД -свинцовистою бронзою); шатунові болти виковують або штамнують з катаної або тягнутої сталі (для запобігання розриву подовжніх волокон). Болти МОД виготовляють з вуглецевої сталі, болти ВОД і СОД - із легованої 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).

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

3.2 Розрахунок проєктованого шатуна на міцність.

Темою кваліфікаційної роботи є розрахунок 4-тактного газового двигуна потужністю $P=240$ кВт з розробкою конструкції шатуна. На проєктованому двигуні пропонується встановити шатун морського типу. У головці морського типу антифрикційний сплав заливається безпосередньо в тіло нижньою і верхньою половин кривошипного підшипника. Для регулювання ступеня стиску між голівкою і п'ятою шатуна встановлюють комплект «компресійних» прокладок. 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 виймати разом з поршнем без втулки циліндра.

Переваги шатуна морського типу: можливість заміни всієї головки, регулювання ступеня стиску, підвищення жорсткості колінчастого вала 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.

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_r 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 $P = P_r \pm P_j$, 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, розтяганню і згинанню, стержень шатуна — розтяганню, 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.

Розрахунок на міцність проєктованого шатуна

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	$p_{\max} =$	11,18	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 $d_r = (1,3 \dots 1,8)d_{\Pi}$	$d_r =$	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 $l_k = (0,45 \dots 0,70)d_{\text{ш.ш.}}$	$l_k =$	0,0945	м
- кут поміж площиною роз'єму кривошипної головки та вісью шатуна	$\beta =$	90	°
- відстань поміж шатунними болтами $c = (1,15 \dots 1,4)d_{\text{ш.ш.}}$	$c =$	0,15525	м
- товщина стінки вкладиша шатуна $t_b = (0,03 \dots 0,05)d_{\text{ш.ш.}}$	$t_b =$	0,00675	м
- висота поперечного перерізу стержня шатуна (двотавра) $h = (0,45 \dots 0,55)d_r$	$h =$	0,06435	м

- ширина поперечного перерізу стержня шатуна (полки двотавра) $b = (0,60 \dots 0,85)h$	$b =$	0,0547	м
- товщина стінки двотавра $a = (0,5 \dots 0,6)b$	$a =$	0,02735	м
- товщина полки двотавра $t = (0,4 \dots 0,5)b$	$t =$	0,02188	м
8. Матеріал з якого виготовлений шатун - механічні властивості сталі 45:	Сталь 45 ГОСТ1050-84		
- границя міцності	$\sigma_B =$	750	МПа
- границя текучести	$\sigma_T =$	350	МПа
- границя витривалості при згинанні	$\sigma_{-1} =$	350	МПа
- границя витривалості при розтягуванні	$\sigma_{-1P} =$	320	МПа
- коефіцієнт приведення циклу при розтягуванні	$\alpha_\sigma =$	0,23	
- модуль пружності для сталі	$E_{ш} =$	220000	МПа
- коефіцієнт лінійного розширення для сталі	$\alpha_{ш} =$	1,2E-05	С ⁻¹
9. Матеріал з якого виготовлена втулка верхньої головки шатуна	Бронза БрАЖ-9-4-Л		
- модуль пружності для бронзи	$E_B =$	115000	МПа
- коефіцієнт лінійного розширення для бронзи	$\alpha_{ш} =$	0,00002	С ⁻¹
10. Монтажний натяг посадки бронзової втулки $\Delta = 0,02 \dots 0,06$ мм	$\Delta =$	0,04	мм
11. Температура верхньої головки шатуна при роботі двигуна $t = 100 \dots 130$ °С	$t =$	110	°С
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	рад/с
2. Радіус кривошипу $R = S/2$	$R =$	0,11	м
3. Кривошипне відношення $\lambda = R/L$	$\lambda =$	0,200	

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

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

$$\sigma_{\max} = 69,22 \text{ МПа}$$

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 $\varepsilon_{\text{II}} = 0,65 \dots 0,95$

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

7. Ефективний коефіцієнт концентрації в перерізі I-I

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

$$K_{\sigma} = 1,263$$

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

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

$$n_{\sigma} = 2,7$$

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

$$\Delta_t = 0,099 \text{ мм}$$

11. Сумарний натяг

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

$$\Delta_{\Sigma} = 0,139 \text{ мм}$$

12. Питомий тиск на поверхні контакту втулка-головка

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

$$p = 8,0 \text{ МПа}$$

13. Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки

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

13. Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

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

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

$$m_{ш.к.} = m_{ш} - m_{ш.п.}$$

$$m_{ш.к.} = 25,9 \text{ кг}$$

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

$$m_{кр.} = 9,3 \text{ кг}$$

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

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

$$F_i = 414182 \text{ Н}$$

6. Внутрішній радіус отвору кривошипної головки

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2t_b)$$

$$r_1 = 0,071 \text{ м}$$

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

$$I_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2 / 6$$

$$W_{зг.} = 7,2E-07 \text{ м}^3$$

8. Момент інерції поперечного перерізу
вкладиша шатунного

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

$$J_B = 2,4E-09 \quad \text{м}^4$$

8. Момент інерції поперечного перерізу кришки
шатуна

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

$$J_K =$$

$$J_K = 2,4E-09 \quad \text{м}^4$$

9. Сумарна площа кришки та вкладиша в
розрахунковому перерізі

$$F_K = I_K \cdot 0,5(c - d_{\text{ш.ш.}})$$

$$F_K = 0,00096 \quad \text{м}^2$$

10. Згинальна напруга в кришці та вкладиші

$$\sigma = F_i \cdot \left(\frac{0,023 \cdot c}{(1 + \frac{J_B}{j}) \cdot W_{3\Gamma}} + \frac{0,4}{F_K} \right)$$

$$\sigma = 120,4 \quad \text{МПа}$$

У виконаних двигунах згинальне напруження 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

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

$$A_c = 0,00296 \quad \text{м}^2$$

2. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі x

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

$$J_x = 1,2E-06 \quad \text{м}^4$$

3. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі
y

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

$$J_y = 8,4E-07 \quad \text{м}^4$$

4. Довжина шатуна в площині перпендикулярній
площині його коливання $L_1 = L - 0,5(d + d_1)$

$$L_1 = 0,423 \quad \text{м}$$

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

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L^2}{J_x} \cdot A_C \quad K_x = 1,259$$

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

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L_1^2}{J_y} \cdot A_C \quad K_y = 1,217$$

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

$$K_\sigma \quad K_\sigma = 1,263$$

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

$$F_{cm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad F_{ct} = 0,250 \text{ мН}$$

7. Максимальне напруження в стержні шатуна від стискаючої сили:

- у площині коливання шатуна

$$\sigma_{x \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{x \max} = 106,5 \text{ МПа}$$

- у площині перпендикулярній до площини коливання шатуна

$$\sigma_{y \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{y \max} = 102,9 \text{ МПа}$$

8. Мінімальне напруження від сили, що розтягує

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{cmi}}{A_{cm}} \quad \sigma_{\min} = -11,6 \text{ МПа}$$

9. Середні напруження та амплітуди циклу навантаження стержня шатуна:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{mx} = 47,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{my} = 45,7 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{ax} = 59,0 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{ay} = 57,3 \text{ МПа}$$

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

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

$$n_x = 2,1$$

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

$$n_y = 2,2$$

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

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 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.

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 утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

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 неврівноваженість 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.

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

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:

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

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, $P_e = 240 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 240^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 82.96 \text{ Дб}$$

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;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 240^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 160}{3495} \right)}{1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{3495}{160}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 74.3 \text{Дб}$$

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

Вентиляція.

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

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

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.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Відомі наступні методи фізичної і хімічної обробки газів, що відробили, з метою очищення навколишнього середовища від шкідливих речовин і теплового забруднення: утилізації теплових утрат; каталітична, вогньова і рідинна нейтралізація, фільтрація й інше.

Дія каталітичних нейтралізаторів заснована на без вогневому окислюванні продуктів неповного згорання палива C і C_xH_y в C_2 і H_2O , а також на розкладанні з'єднань NO_x у вихідні речовини N_2 і O_2 . Вогневе допалювання паливних елементів газів, що відробили, здійснюється в спеціальній камері при температурі 700-850 °C.

Принцип дії рідинних нейтралізаторів заснований на розчиненні або хімічному зв'язуванні токсичних компонентів при пропусканні газів, що відробили, через рідину відповідного складу, такою рідиною може бути і вода. Рідинні нейтралізатори, крім свого прямого призначення, гасять розпечені тверді частки газів, що відробили.

У простих конструкціях рідинного нейтралізатора, заповненого водою, проходячи через шар рідини, гази нейтралізуються і надходять у вихідну трубу, з якої віддаляються в атмосферу. Робота рідинного нейтралізатора не залежить від режиму роботи двигуна.

У випускних трубопроводах двигунів при відсутності утилізаційних парогенераторів встановлюють іскрогасники, що запобігають викиду розпечених часток палива і сажі в навколишнє середовище.

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на дипломне проєктування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН18/22 з розробкою конструкції стержня шатуна, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проєкту загальною кількістю 4 аркуші формату А1

На початку кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 240 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) визначено двигун-прототип 6ЧН 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 проєкту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко, В. В. Оптимізація конструкторсько-технологічних рішень у двигунобудуванні за критеріями мінімізації виробничих витрат / Н. В. Гавриленко, В. В. Нестеренко // Креативні підходи у сучасних наукових дослідженнях : кол. монографія. – Харків : СГ НТМ "Новий курс", 2026. – Розд. 3, п3.1. – С. 54–73. <https://doi.org/10.61718/mon202605.02>
2. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В.В. Нестеренко, І.А. Швець Використання рослинної олії в якості палива в середньообертовому дизельному двигуні.: - Двигуни внутрішнього згоряння, №2 (2021), - С. 79-86 DOI: 10.20998/0419-8719.2021.2.11
3. V. Nesterenko, V. Oshovskyi, O. Hrabovenko, I. Shvets, I. Ursulenko Problems of Using Vegetable Oils as Fuel in Diesel Engines. // Proceedings of 29th International Scientific Conference TRANSPORT MEANS 2025 01-03.10.2025: – Klaipėda, Lithuania, 2025. – Pages 738-744 <https://drive.google.com/file/d/1CICNyTi1MubrNsKsRNxzFvZcRXCbvVxa/view>
4. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.
5. М.Р. Ткач, Ю.М. Галинкін , Ю.Г. Золотий, А.А. Монахов, В.В. Нестеренко, А.С. Познанський Визначення параметрів динамічної міцності глушника двигуна.: - Двигуни внутрішнього згоряння, №1 (2025), - с. 59-65 <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2025.1.07>
6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. // 27 rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04-06.10.2023:–Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929. <https://ebooks.ktu.edu/pdfreader/transport-means-2023.-part-ii.-proceedings-27th-international-scientific-conference>

7. I. Gritsuk, D. Pohorletskyi, N. Pohorletska, V. Volkov, M. Volodarets, I. Khudiakov, S. Dotsenko, V. Nesterenko, O. Volska «Features of Assessing Fuel Efficiency and Environmental Performance of Vehicles in Thermal Preparation Processes», SAE Technical Paper 2024-01-5088, Published 02.09.2024, doi:10.4271/2024-01-5088. .

8. [N. Fidrovska](#), [S. Dotsenko](#), [S. Nikipchuk](#), [M. Ostashuk](#), [V. Nesterenko](#), [P. Yefimenko](#) Hydrogen wear of metal friction elements of vehicle brakes for urban infrastructure facilities. International Journal of Human Capital in Urban Management. Volume 9, Issue 4, № 36.- October 2024, Pages 553-564. DOI:10.22034/IJHCUM.2024.04.01

9. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Experimental study of cogeneration unit operation on alternative gas fuels. // 28 rd International Scientific Conference on Transport Means 2024 04-06.10.2024:– Palanqa, Lithuania, 2024. – Pages 1020 - 1025. <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P1020-1025>