

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 «магістр»

на тему: Покращення техніко-економічних показників 4-тактного газового двигуна потужністю 800 кВт для стаціонарної електростанції з розробкою конструкції храпового механізму, що обертає випускний клапан кришки циліндру. Прототип 6ГЧН36/45.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22з

_____ ***Дубовскова В.А.***

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***

(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Мета роботи - дослідження індикаторних та ефективних показників газового двигуна при удосконаленні системи ГРМ.

Завданням роботи є розрахунок робочого процесу газового двигуна аналітичним методом, проектування системи обертання клапанів і аналіз роботи випускних клапанів

Об'єкт дослідження – газовий двигун 6ГЧН36/45.

Метою виконання даної кваліфікаційної роботи була розробка системи обертання клапанів, що відмінна від «Ротокап» та аналіз роботи випускних клапанів. Під час виконання кваліфікаційної роботи було розраховано робочий процес газового двигуна., тепловий баланс, побудовано індикаторні діаграми та діаграми сил, що діють в КШМ. При проведенні аналізу ефективних показників виявилось, що ефективна потужність спроектованого двигуна 6ГЧН 36/45 залишилася на тому ж рівні, що й в двигуна-прототипу за рахунок того, що середній ефективний тиск залишився на тому ж рівні. Питома ефективна витрата палива зменшилась за рахунок збільшення ефективного ККД.

Було проведено комплексний аналіз умов роботи випускних клапанів та запропоновано ефективний метод усунення декотрих проблем (використання храпового механізму оберту клапанів). Також було проведено конструктивний розрахунок храпового механізму та пружини храповика. Велику увагу в даній кваліфікаційній роботі було приділено охороні навколишнього довкілля та охороні праці.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

Були запропоновані заходи, щодо зниження рівня шуму та вібрації при роботі двигуна, рекомендовано заходи для зниження токсичності відпрацьованих газів та захисту навколишнього середовища.

Abstracts.

The aim of the study is to investigate the indicator and performance indicators of a gas engine when improving the timing system.

The task is to calculate the working process of a gas engine by the analytical method, design a valve rotation system and analyze the operation of exhaust valves.

The object of study is the 6GCHN36/45 gas engine.

The purpose of this qualification work was to develop a valve rotation system that differs from the Rotocap and to analyze the operation of exhaust valves. In the course of the qualification work, the working process of the gas engine was calculated, the heat balance was calculated, indicator diagrams and diagrams of forces acting in the CMM were constructed. When analyzing the effective indicators, it turned out that the effective power of the designed 6GCHN 36/45 engine remained at the same level as that of the prototype engine due to the fact that the average effective pressure remained at the same level. Specific effective fuel consumption decreased due to an increase in effective efficiency.

A comprehensive analysis of the operating conditions of the exhaust valves was carried out and an effective method of eliminating some problems (using a ratchet mechanism for valve rotation) was proposed. A structural calculation of the ratchet mechanism and ratchet spring was also performed. Much attention in this qualification work was paid to environmental protection and labor protection.

The main directions to reduce the harmful effects of the engine are:

- use of harmful substances neutralizers;
- use of gaseous fuel;
- use of closed crankcase ventilation systems;
- insulation and shielding of heated parts;
- closing the volumes where parts move and rotate with special covers.

Measures were proposed to reduce noise and vibration levels during engine operation, and measures were recommended to reduce exhaust gas toxicity and protect the environment.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції базового двигуна	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	15
2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна	16
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	27
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	32
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	36
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	42
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем обертання клапанів	43
3.2 Аналіз роботи випускних клапанів	48
3.3 Розрахунок храпового механізму	54
3.4 Розрахунок кришки робочого циліндра	55
3.5 Вимоги до технологічності вузла	57
3.6 Аналіз та оцінка технологічності складання клапана кришки циліндру	58
3.7 Вибір обладнання, пристосування та інструменту.	60
3.8 Висновок до розділу 3	

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ				
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата					
Розробив		Дубовскова В.А			Пояснювальна записка		Літера	Лист	Листів
Перевірів		Нестеренко В.В					н	з	73
Рецензент		Дубовець А.І.					61-ТЕМмaг-22з		
Н. контр		Нестеренко В.В							
Затвердив		Нестеренко В.В							

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.	62
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації двигуна	64
4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна	65
4.4 Заходи для зниження рівня шуму та вібрації проектного двигуна.	66
4.5 Охорона навколишнього середовища	69
4.6 Висновок по розділу 4	71

ВИСНОВКИ	72
-----------------	----

ЛІТЕРАТУРА	73
-------------------	----

ДОДАТКИ:

- Додаток 1 Специфікація двигуна 6ГЧН 36/45
- Додаток 2 Поперечний переріз двигуна 6ГЧН 36/45
- Додаток 3 Поздовжній переріз двигуна 6ГЧН 36/45
- Додаток 4 Схема системи газообміну
- Додаток 5 Специфікація кришки робочого циліндра
- Додаток 6 Кришка циліндра
- Додаток 7 Специфікація системи обертання клапану
- Додаток 8 Храповий механізм, що обертає клапан
- Додаток 9 Колесо храпове, собачка
- Додаток 10 Схема сил, діючих на КШМ, індикаторна діаграма
- Додаток 11 Технологічний процес складання клапана кришки циліндрів

ВСТУП

Сучасна електроенергетика і досі базується на поршневому двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ). Тому незмінно важливими є завдання підвищення їх потужностей, економічних, екологічних показників і довговічності. Вирішення цих завдань пов'язане з вдосконаленням механізму газорозподілу: однією з найбільш навантажених в ДВЗ, на частку якої припадає значна частка відмов ДВЗ.

Найбільшого поширення в ДВЗ отримали клапанні системи газорозподільних механізмів. У переважній більшості сучасних ДВЗ застосовують механічні приводи впускних і випускних клапанів, внаслідок чого процесами газообміну в циліндрах управляють кулачки розподільчих валів. Розробка ефективної і довговічної системи ГРМ ДВЗ неможлива без встановлення взаємозв'язку її характеристик з розмірами циліндро-поршневої групи і кривошипно-шатунного механізму, з процесами в циліндрах, газо-повітряних трактах і умовами експлуатації.

Тому отримання нових перспективних конструктивних рішень механізму газорозподілу, з урахуванням підвищення жорсткості вимог техніко-економічних та екологічних показників і довговічної роботи двигунів в експлуатації, вимагає проведення не тільки складних, трудомістких конструкторських робіт, але й виконання тривалих доводочних робіт.

За рахунок реалізації комплексу заходів, направлених на підвищення надійності та довговічності роботи складових елементів ГРМ, можна отримати ефективну та довготривалу роботу двигуна з мінімальною кількістю відмов.

В даній кваліфікаційній роботі запропоновано зміну удосконалення системи приводу випускних клапанів.

Двигун-прототип 6ГЧН36/45 призначений для установки разом з генератором на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергії змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою енергосистемою.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Мета роботи - дослідження індикаторних та ефективних показників газового двигуна при удосконаленні системи ГРМ.

Завданням роботи є розрахунок робочого процесу газового двигуна аналітичним методом, проектування системи обертання клапанів і аналіз роботи випускних клапанів

Об'єкт дослідження – газовий двигун 6ГЧН36/45.

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Опис конструкції базового двигуна

Двигун-прототип 6ГЧН36/45 призначений для установки разом з генератором на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергії змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою енергосистемою.

Основні деталі остова дизеля – фундаментна рама та блок циліндрів – стягнуті між собою анкерними зв'язками, які проходять від низу рами до верхньої площини блоку.

Блок-картер.

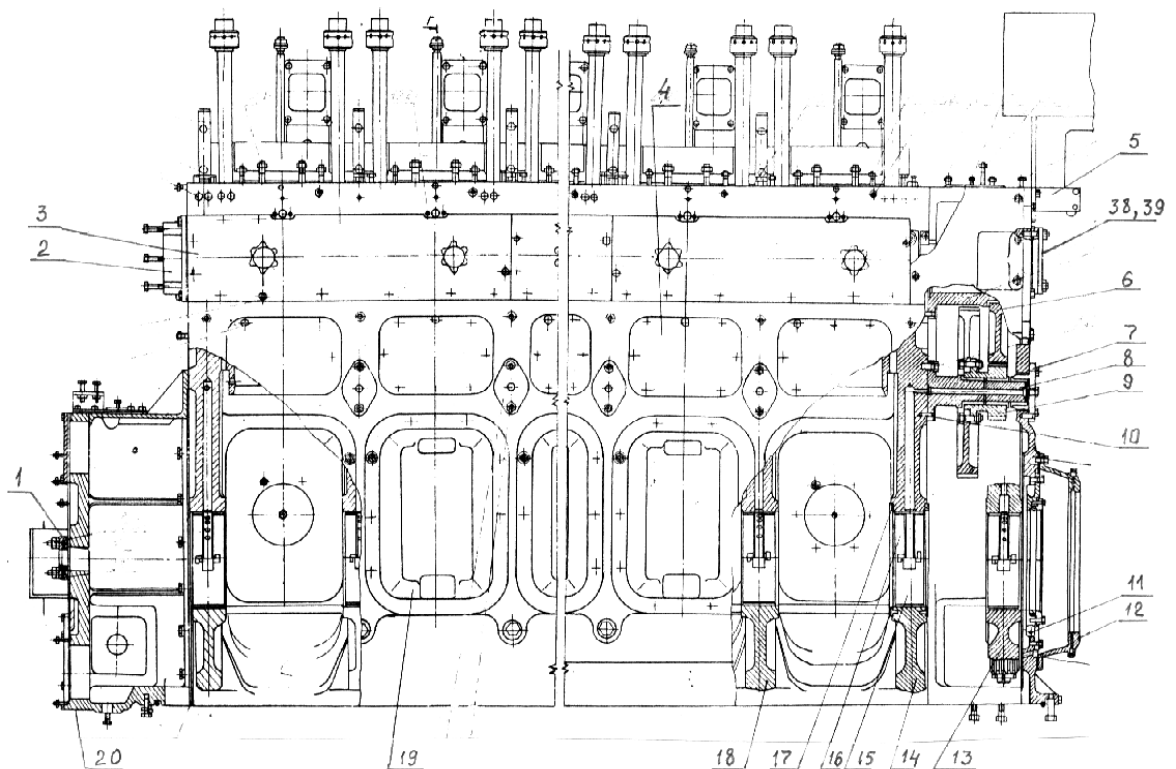


Рисунок 1.1 Блок картер

1 - кришка з манжетою валика приводу тахометра, 2 - проставка під повітророзподільник, 3 - закриття розподільного вала, 4 - кришка, 5- кронштейн пускового клапана, 6-шестерня проміжна, 7-опора осі,8-вісь проміжних шестерень, 9 - блок шестерень , 10 - штифт, 12 - закриття, 13 - бугель нульовий опори, 14 - бугель упорного підшипника, 15 - вкладиш нижній, 16 - вкладиш верхній, 17 - півкільце, 18 - бугель корінного підшипника, 19 - щит картера , 20 - кожух передній.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Блок-картер встановлений на раму і скріплений з нею болтами, являє остов дизеля. Взаємне розташування блок-картера і рами фіксується двома конічними штифтами нарізною цапфою.

Блок-картер коробчастої конструкції, відлитий з високоміцного чавуну з кулястим графітом. Підвісний колінчастий вал кріпиться до блок-картера бугелями 18. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами 32 з гайками 30, які розташовані в спеціальних вікнах блок-картера. Для додавання жорсткості блок-картера в нижній частині бугелі додатково закріплюються двома горизонтальними болтами 35. Між нижньою частиною бугеля і блоком встановлені прокладочні шайби 36, підігнані по товщині індивідуально до кожного бугеля і їх не можна міняти місцями.

З боку заднього торця до блок-картера кріпиться задній кожух з кришкою. Блок-картер і кожух при виготовленні оброблені спільно, тому при ремонті розбирати їх не рекомендується. Усередині кожуха розташовано комплект шестерень приводу розподільного вала. На кришці заднього кожуха встановлено роз'ємне чепцеве ущільнення колінчастого валу11.

З переднього торця до блок-картера кріпиться кожух передній 20, який є корпусом приводу водяних, масляного і паливопідкачуючого насосів.

У верхній частині блок-картера розташовані втулки циліндрів 25 з напресованими сорочками. Охолоджуюча вода циркулює тільки в порожнині між втулкою і сорочкою, при цьому блок- артер залишається «сухим». У верхню полицю блоку вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів.

На верхній частині блок-картера з боку управління встановлюються паливні насоси високого тиску і їх приводи, штовхачі впускних і випускних клапанів. У порожнині під полицею розташовані підшипники розподільчого валу. Порожнина розподільчого валу закрита кришками 3. З боку протилежної порожнини розподільчого валу, стінками блок-картера утворено наддувочний ресивер, з якого повітря подається в циліндри через перехідники 24.

Для доступу до механізму руху і корінних підшипників в нижній частині

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

блоку з обох сторін передбачені люки, закриті кришками 19 і 21. На кришках 21 з боку вихлопу встановлені запобіжні клапани, що спрацьовують у разі вибуху газів в картері.

Двигун 6ГЧН26 / 34 має сім опорних корінних підшипників і один упорний. Підшипник номер 1 (другий від маховика) – упорний, має вкладиші і упорні бронзові півкільця, розташовані в виточках блоку. Підшипник номер 0 (крайній від маховика), розташований в задньому кожусі, є додатковим. Його конструкція відрізняється від інших меншими розмірами бугеля 13 і болтів 32, а також відсутністю горизонтальних болтів.

Корінні підшипники являють собою два сталєво-алюмінієвих вкладиша, що встановлені в ліжку з натягом. Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму блоку і бугеля, завдяки чому, після обтиску підшипника, забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в блоці і бугелі (натяг). Від повертаючи вкладиші фіксуються виступами (вусами), збігаються з заглибленнями в постелях корінних підшипників і кришках. Упорні півкільця і верхні вкладиші можуть вийматися без виймання колінчастого вала за допомогою спеціальних пристосувань, наявних в ЗПП.

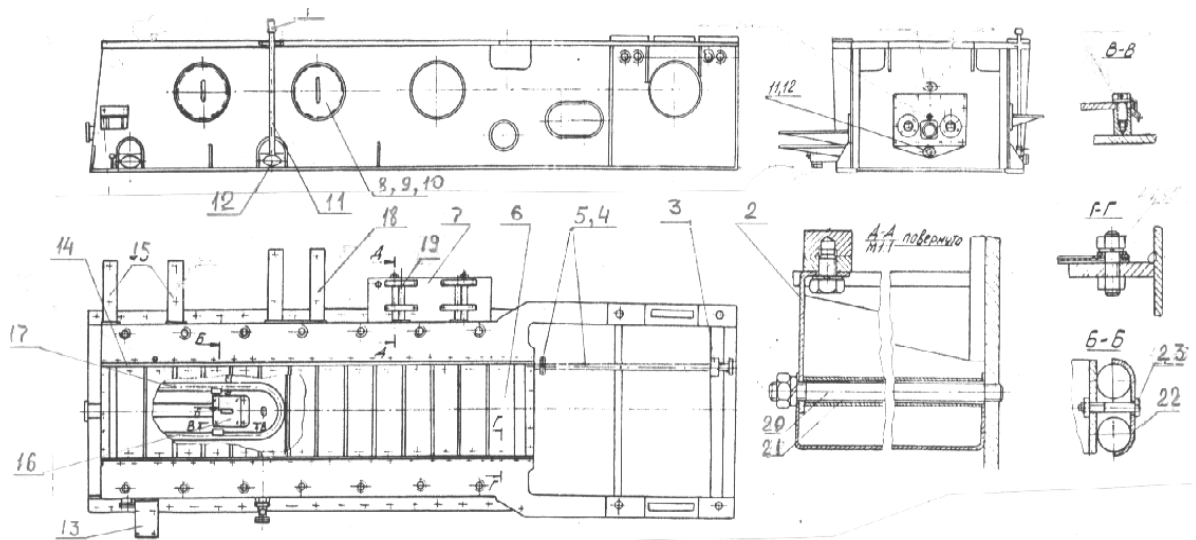
Масло для змащення корінних підшипників надходить з головної магістралі через канали в блок-картері. З корінного підшипника масло по каналах в шийках і щоках колінчастого вала надходить до шатунним підшипників і далі по каналу в стержні шатуна до головного підшипника шатуна і на охолодження поршнів. Для безперервного надходження масла до шатунних підшипників на внутрішній поверхні верхнього вкладиша корінного підшипника виконана кільцева канавка.

Підмоторна рама.

Сталева зварна, з масляною ванною, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. На рамі монтуються дизель, генератор та інші допоміжні агрегати. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає після змащення деталей двигуна та охолодження поршнів. У масляній ванні розташовано водяний підігрівач масла 17 і труба зі збірними фільтром 16 для

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

У днищі масляної ванни розташовано патрубки з фланцями 12 для зливу та заповнення масла, а також щуп 1 для заміру рівня масла. У рамі є люки 8 для очищення масляної ванни. На площині роз'єму підмоторної рами з блок-картером є канавки, в які вкладається ущільнювальний гумовий шнур 14.



1 - щуп заміру рівня , 2 кронштейн , 3 хомут , 4 труба зливу масла з підшипника генератора , 5 - болт М12х40 , 6 - маслозаспокійливі сітки , 7 - піддон під масляний фільтр , 8 - кришка люка , 9 - кільце ущільнювача , 10 - болт М8х20 , 11 - труба вимірювача рівня , 12 - фланець зливу масла , 13 - кронштейн для маслопрокачного насоса , 14 - шнур ущільнювальний Ø 4мм , 15 - кронштейни під охолоджувач масла , 16 - забірний фільтр , 17 - підігрівач масла , 18 - кронштейн під охолоджувач води , 19 - кронштейн під масляний фільтр , 20 - труба , 21 – шпилька, 22 - скоба кріплення підогревателя, 23 – болт М12х75.

Втулка робочого циліндру відлита зі спеціального чавуну. Складається з гільзи 1 та сорочки 2. Бурт втулки притискається до блок-картера кришкою циліндра чотирма силовими шпильками. Додатково газовий стик ущільнюється шістьма шпильками 9 між кришкою і сорочкою. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна.

Вода для охолодження циліндра подається з водяної магістралі в нижню частину сорочки, омиває оребрену поверхню втулки і далі подається в кришку

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

циліндра через вісім перепускних каналів в бурти сорочки і кришки, що ущільнені гумовими кільцями 6. Водяна порожнина ущільнена одним гумовим кільцем 5 у верхній частині втулки і трьома кільцями 4 в нижній частині.

Під час роботи дзеркало втулки змащується розбризкуванням масла від обертових деталей кривошипно-шатунного механізму. Для кращого припрацювання на початку роботи внутрішні поверхні втулки фосфатовані.

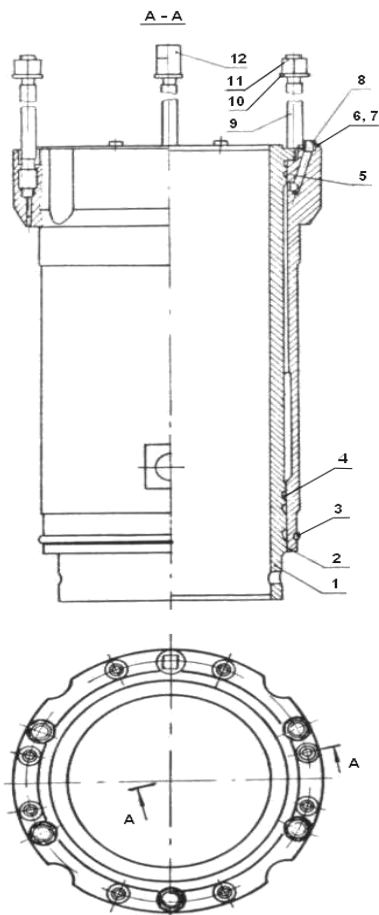


Рисунок 1.3. Втулка циліндра

1 - гільза, 2 - сорочка, 3 - кільце щільнювальне, 4 - кільце ущільнювача, 5 - кільце ущільнювальне, 6 - кільце ущільнювача, 7 - кільце, 8 - втулка, 9 - шпилька, 10 - шайба, 11 - гайка, 12 - гайка спеціальна.

Кришка робочого циліндра

Кришка 1 робочого циліндру окрема для кожного циліндру, чотирьох клапанна, з виходом газових каналів на одну сторону, відлита з високоміцного чавуну, кріпиться до блок-картера чотирма шпильками і шістьма шпильками до втулки циліндра.

На днище кришки є борт, який притискається для ущільнювальння буртом втулки циліндра. У центрі кришки є отвір для установки форсунки, яка кріпиться за допомогою скоби, шпильки і гайки. Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою і кришкою ставляться прокладки з червоної відпаленої міді. Внутрішній простір кришки розділений на три порожнини: впускні і випускні канали і порожнину охолодження.

Впускні клапани розташовані в кришці з боку маховика, випускні з боку турбокомпресора. Впускні і випускні клапани однакові. Штоки клапанів хромовані, а фаски клапанів наплавлені. На торцях тарілок клапанів є два отвори,

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

що призначених для зачеплення з пристосуванням для притирання клапанів.

Клапани переміщуються в напрямних втулках 14,, що запресовані в кришку. У верхній частині напрямних втулок встановлені фторопластові ущільнення, які одночасно забезпечують змащення штоків клапанів (завдяки ефекту насосного ходу ущільнення). На кінці штоків надіті ковпачки. Сідла клапанів 12 зі спеціального сплаву запресовані в гнізда на днище кришки. Клапани притерті до сідел і притискаються до них двома пружинами: зовнішньої і внутрішньої. Нижні кінці пружин спираються на ступінчасту тарілку нижню, верхні кінці пружин впускних клапанів впираються в тарілку верхню, яка з'єднується зі штоком клапана конічним розрізним замком, а вихлопних клапанів – в кільце опорне механізму обертання клапана.

Випускні клапани оснащено механізмами обертання клапана типу «ротокап». Кільце опорне 8, кільце 4 і обойма 5 зчеплені один з одним за допомогою тарільчатої пружини 6. При відкритті клапана і досягненні деякого зусилля стиснення клапанних пружин, тарільчаста пружина 6 звільняє обойму 5. В обоймі дно канавок виконано похилим, тому обойма, під дією сили клапанних пружин, разом з клапаном повернеться на кульках навколо своєї осі (приблизно 5° за кожен хід відкриття клапану). Наприкінці ходу клапану зазор Б дорівнює 0. При закритті клапану, а також, при досягненні певного зусилля стиснення клапанних пружин, тарільчаста пружина повертається у вихідне положення і з'являється зазор між кільцем 4 і кульками. Пружини переміщують кульки у вихідне положення до контакту з кільцем 4.

На кришці з боку випуску розміщені: пусковий клапан, стійка контрольна 18 з декомпресійним (індикаторним) краном і запобіжним клапаном, переливна раковина для відводу води з кришки, що відводить колектору.

Для приводу впускного і випускного клапанів на верхній площині кришки встановлений привід клапанів. На підставці закріплені осі 10, на яких в бронзових підшипниках гойдаються коромисла 6. Масло до підшипників коромисел подається від масляної магістралі двигуна в вісь через дросельний ніпель з отвором

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1,5 мм і перехідник . Масло зливається в картер через кожухи штанг.

На одному кінці коромисла з боку приводу встановлений гвинт регулювальний 4 зі сферичною головкою, що входить у сферичне поглиблення наконечника штанги. Гвинт регулювальний стопориться контргайкою 5 після регулювання зазорів в приводі клапанів. На іншому кінці коромисла на осі встановлений ударник 6 з сферичним бойком 8. Бойок стикається з траверсою, що відкриває два клапана. Одна з п'ят траверси регульована для забезпечення одночасного відкриття обох клапанів.

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Охолоджуюча вода надходить з блок-картера по восьми каналах в нижню порожнину охолодження кришки, омиває днище і через два отвори в перегородці, що розташовані в зоні колодязя для форсунки, надходить у верхню порожнину, звідки по переливній раковині – в відповідний колектор. Переливна раковина приєднується до відводного колектору накладним фланцем і ущільнюється гумовим кільцем.

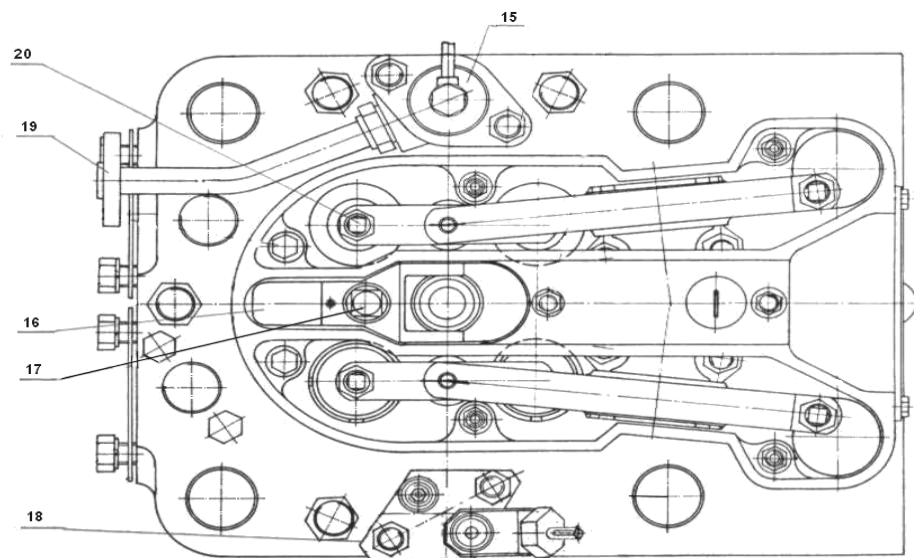


Рисунок 1.4 Кришка циліндра

1 - кришка циліндра, 2 - прокладка, 3 - корпус закриття, 4 - траверса, 5 - закриття верхнє, 6 - коромисло, 7 - сектор, 8 - болт М8х60, 9 - гвинт М8х10, 10 - вісь коромисла, 11 - щиток, 12 - сідло клапана, 13 - клапан випускний, 14 - напрямна втулка, 15 - клапан пусковий, 16 - скоба кріплення форсунки, 17 - гайка кріплення форсунки, 18 - стійка контрольна, 19 - труба підведення пускового повітря, 20 - регульована п'ята траверси, 21 - регулювальний гвинт коромисла.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Технічна характеристика двигуна-прототипу 6ГЧН26/34

1. Номінальна потужність	800 кВт;
2. Середній ефективний тиск	13,5 кПа;
3 . Максимальний тиск згоряння	115 кПа;
4 . Частота обертання колінчастого валу	750 хв ⁻¹
5 . Число циліндрів	6
6 . Діаметр циліндра	260 мм;
7 .; Хід поршня	340 мм

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Для розрахунку робочого процесу двигуна обираємо наступні величини.

Тиск наддуву	$P_b =$	260 кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	101,3 кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Показник політропи стиску для відцентрового насосу	$n_k =$	1,7
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	20 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	120 кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,9
Середнє значення показника політропи:		
- стиску	$n_1 =$	1,37
- розширення	$n_2 =$	1,325
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z =$	0,85
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,94

*Температура T_a та тиск P_a навколишнього середовища приймаємо для нормальних умов. Тиск наддуву P_b приймаємо по двигуну - прототипу.

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектуваного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід, накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані .

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького - Мазинга.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	800 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	350 хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	360 мм
Хід поршня	$S =$	450 мм
Ступінь стиску		10
Коефіцієнт надлишку повітря		1,7
Число циліндрів	$i =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4

2.1.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	150 кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	101,3 кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Показник політропи стиску для відцентрового насосу	$n_k =$	1,7
Підігрів свіжого заряду	ΔT	20 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	120 кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,9

Середнє значення показника політропи:

$$\begin{aligned} \text{стиску} \quad n_1 &= \\ \text{розширення} \quad n_2 &= 1,325 \end{aligned}$$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" $\xi_z = 0,85$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\xi = 0,94$

Нижча теплота згорання газу $Q_H = 32350 \text{ кДж/м}^3$

Природний газ

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 95$	$R_{\text{CH}_4} = 0,95$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,01$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0,0000$
вуглекислота	$\text{CO}_2 = 0$	$R_{\text{CO}_2} = 0,0000$
оксид вуглецю	$\text{CO} = 1$	$R_{\text{CO}} = 0,01$
азот	$\text{N}_2 = 0$	$R_{\text{N}_2} = 0$
кисень	$\text{O}_2 = 1$	$R_{\text{O}_2} = 0,01$
водень	$\text{H}_2 = 0$	$R_{\text{H}_2} = 0$

100

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 9,595238 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 17,3119 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,030 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5m C_n H_m) =, \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } O_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 1,41050 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } N_2: M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 12,8864 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

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

$$17,3269 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,015 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,000866$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.4 Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 344,402 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (10 - 50^{\circ})$$

$$\text{число з інтервалу} = 10$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 334,40 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 333,570 \text{ K}$$

де $T_r = 320 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = P_{\epsilon} \times 0.95$ тиск в кінці впуску.

$$P_d = 142,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,04335$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r} =$$

$$\Phi_c = 0,91199$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 370,041 \text{ K}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.5 Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3340,53 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 867,462 \text{ К} \quad t_c = 594,462 \text{ С}$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,00083$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,05945$$

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

$$R_{H_2O} = 0,11543$$

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

$$R_{O_2} = 0,08141$$

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

$$R_{N_2} = 0,74372$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

$$mCv_M = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

для O_2 : $mCv_{O_2} = 23,664 + 159,1 \times 10^{-5} x_{t_z}$

для N_2 : $mCv_{N_2} = 22,374 + 134 \times 10^{-5} x_{t_z}$

для CO_2 : $mCv_{CO_2} = 41,3405 + 242,8 \times 10^{-5} x_{t_z}$

для H_2O : $mCv_{H_2O} = 26,67 + 443,8 \times 10^{-5} x_{t_z}$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_M = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 24,10235$$

$$b = 178$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{гп} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67 + 11920 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{гп} = a + b \times 10^{-5} x_{t_c}$$

де:

$$a = 26,42365$$

$$b = 2743,1$$

$$mCv_{гп} = 42,73033$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{en} + mCv_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_M \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 24,57315$$

$$b = 7,406866$$

		b = 7,406866			ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $mCv_{\text{пов}} = 22,709 + 129,8 \times 10^{-5} t_c$ - мольна теплоємність повітря.

$$a = 22,709$$

$$b = 129,98$$

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \times 10^{-5} t_c$$

де:

$$a = 24,57315$$

$$b = 3,703433$$

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

$$mCp_z = 8.314 + 1986 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(42738 + \frac{18436}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} \times t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCp_z = a + b \times 10^{-5} t_z$$

де:

$$a = 29,16224$$

$$b = 535,8271$$

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

$$mCpmt_z = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} \times t_z$$

$$a = 29,16224$$

$$b = 267,9135$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 268,136$$

$$B = 29,186$$

$$C = 66665,35$$

Звідки:

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

$$t_z = 1958,789^{\circ}C$$

$$T_z = 2211,789 K$$

ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ

Лист

21

Зм.

Арк.

№ докум.

Підпис

Дата

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 8524,497 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,6$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

2.1.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, \text{кПа}$$

$$P_{\epsilon} = 403,3377 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1046,511 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 825,3465 \text{ К}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 698,631 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \%$$

$$DT_r = 6,849194 \%$$

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_C}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =, \text{кПа}$$

$$P_{mi} = 902,5812 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \times P_{mi}}{Q_H \times P_d \times \Phi_c \times 22.4} 4.186$$

$$\eta_i = 0,459889$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{м}^3 / \text{кВт год}$$

$$g_i = 0,241978 \text{ м}^3 / \text{кВт год}$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{П.СР} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30} =, \text{м/с}$$

$$S_{ПР} = 0,45 \text{ м Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 5,25 \text{ м/с}$$

$$P_M = 149,95 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 752,6312 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,833865$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,38$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} =, \text{М}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

$$g_e = 0,290188 \text{ м}^3 / \text{кВт год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = B_e \times P_e =, \text{М}^3 / \text{год}$$

$$B = 232,1504 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.1.10 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.

$$V_{st} = 364,4357 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 60,73929 \text{ Л}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}}$$

$$d_{PP} = 0,36 \text{ м}$$

$$m = 1,25$$

$$d = 359,4 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, мм$$

$$S = 449,25 \text{ мм}$$

2.1.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 360 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 450 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{St} = 366,25 \text{ л}$$

Робочій об'єм поршня.

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

$$V_s = 45,78 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z \times 10^3} =, кВт$$

$$P_{ep} = 803,9827 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отримана величина $P_{\text{ер}}$ відрізняється від заданої на:

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

$$P_{\text{ер}} = \frac{P_{\text{ер}} + P_e}{2}$$

$$P_{\text{ер}} = 801,9913 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,496595 \%$$

Так як значення $D < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	804	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	350	хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	360	мм
хід поршня:	$S =$	450	мм
число циліндрів:	$i =$	6	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	32350	кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	232	м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,46	
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,38	
кількість свіжого заряду	$M_i =$	17,312	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	17,327	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_r =$	698,6	К
температура на початку стиску	$T_d =$	370,0	К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі:

$$mC''_v = 28,045318 \text{ кДж/кмоль К}$$

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі:

$$mC'_v = 24,736971 \text{ кДж/кмоль К}$$

середній індикаторний тиск:

$$P_{mi} = 902,58125 \text{ кПа}$$

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:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{II} = 2086129,32 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 803982,652 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 38,54 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e$

		$Q_e =$	800000 Дж/с		ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,495 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{T.П.}$ - 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.

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

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:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,16$$

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

$$Q_w = 438087,156 \text{ Дж/с}$$

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

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

$$C_m = 5,25 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 149,95 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 89,97 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,046 \text{ м}^3$$

$$P_n = 96,108 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П}$$

$$Q_{T.П.} = 96108 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 534195,156 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{mv} \cdot \Delta T_v}$$

K=1,2-1,5 коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

$C_{mv} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_v = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_v = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,019 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_v \cdot \Delta P_v / \eta_{в.н.}$$

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

$\eta_{в.н.} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,85$$

$$P_{в.н.} = 2,205 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 2204,877 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_v = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_v = 536400,033 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_v = Q_v / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_v = 25,71 \%$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{36 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

$$mC_p'' = 36,3593184 \text{ кДж/кМоль К}$$

$$mC_p' = 33,0509705 \text{ кДж/кМоль К}$$

$$Q_{\Gamma} = 657543,976 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 31,52 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MD} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,07640345$$

тоді

$$Q_{MD} = 159387,482 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 61074,6056 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$\kappa = 1,2-1,5$ - Коефіцієнт запасу

$$\kappa = 1,5$$

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

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

$DT_M = 6-15 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$DT_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00486108 \text{ м}^3/\text{с}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 300000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,9$$

$$P_{M.H.} = 1,620 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 1620,36 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 62694,9655 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,01 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{е}} + Q_{\text{е}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 25507,6897 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,22 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	803982,65	38,54
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	536400,03	25,71
теплота, яка виноситься випускними газами	657543,98	31,52
теплота, яка відводиться маслом	62694,966	3,01
невраховані теплові втрати	25507,69	1,22
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2086129,3	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	0,903 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1425 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,370	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	8,524 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,325	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,940	

Таблиця 3

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	3,340526	67	8,524	170
1,25	2,46064	49	6,343	127
1,50	1,916769	38	4,981	100
1,75	1,551861	31	4,061	81
2	1,29242	26	3,403	68
3	0,741581	15	1,988306	40
4	0,500026	10	1,358124	27
5	0,368321	7	1,010493	20
6	0,286911	6	0,793631	16
7	0,23229	5	0,647014	13
8	0,193456	4	0,542094	11
9	0,164628	3	0,463764	9
10	0,1425	3	0,403338	8

$P_{mid} = 0,878 \text{ Мпа}$

Об'єм камери згорання

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

$V_s = [AB] = 270 \text{ мм}$

Приведений робочий об'єм

$V_c = 30 \text{ мм}$

Похибка середнього індикаторного тиску.

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

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

$$P_{mi \text{ ср}} = 0,890$$

$$\Delta P_{mi} = 2,76$$

Похибка не перевищує 5%

Визначаємо поправку Брікса.

$$OO = \frac{r \times \lambda_L}{2}$$

$$OO = 28,13 \text{ мм}$$

Визначаємо масштаб переміщення.

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

$$MS = 1,67 \text{ мм/мм}$$

Визначаємо поправку Брікса в масштабі переміщення.

$$OO_1 = \frac{OO}{M_s}$$

$$OO1 = 16,88 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

$\lambda_L =$	0,25	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	270 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta \varphi_1 =$	5°ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,120 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,050 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S=$	450 мм	Хід поршня.
$P_c=$	3,341 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	8,524 МПа	Максимальний тиск.

Таблиця 4 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^{\circ}, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^{\circ}, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	2,6
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,6
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	2,6
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,716	231,7
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	2,6
$r'', \text{ПісляВМТ}$	33	0,198	26,8
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,897	256,1

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 2,4 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 4,01 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 80 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для газових ДВЗ: $P_{zd} = 0.85 P_{\max}$

$$P_{zd} = 7,25 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 145 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

2.5 Динамічний розрахунок.

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:

$d=$	0,36	м - діаметр циліндра
$s=$	0,45	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,00	- кривошипно-шатунне відношення
$n=$	350	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	69,00	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	2,50	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = 36,6 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,102 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = P_u \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

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).

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

Нормальна сила.

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

Радіальна сила.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\cos\beta$$

Дотична сила.

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

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uоб} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{иоб.} = -13,9 \quad \text{кН}$$

$$F_{иоб.} = -5,6 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 46,000 \quad \text{кг}$$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі (таблиця), а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі графічної частини дипломного проекту.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5

f^0 , п.к.в.	$P_{\text{ш}}, \text{мм}$	$P_{\text{ш}}, \text{кПа}$	$F_{\text{г}}, \text{кН}$	$F_{\text{и}}, \text{кН}$	$F_{\text{з}}, \text{кН}$	b°	$F_{\text{ш}}, \text{кН}$	$F_{\text{н}}, \text{кН}$	$F_{\text{R}}, \text{кН}$	$F_{\text{к}}, \text{кН}$
0	0,16	8,21	0,84	-26,04	-25,21	0	-25,21	0	-25,21	0
15	0,13	6,27	0,64	-24,64	-24,00	3,71	-24,05	-1,56	-22,78	-7,71
30	0,13	6,27	0,64	-20,65	-20,01	7,18	-20,17	-2,52	-16,07	-12,19
45	0,13	6,27	0,64	-14,73	-14,09	10,18	-14,32	-2,53	-8,18	-11,76
60	0,13	6,27	0,64	-7,81	-7,18	12,50	-7,35	-1,59	-2,21	-7,01
75	0,13	6,27	0,64	-0,88	-0,24	13,97	-0,25	-0,06	0,00	-0,25
90	0,13	6,27	0,64	5,21	5,85	14,48	6,04	1,51	-1,51	5,85
105	0,13	6,27	0,64	9,90	10,54	13,97	10,86	2,62	-5,26	9,50
120	0,13	6,27	0,64	13,02	13,66	12,50	13,99	3,03	-9,45	10,31
135	0,13	6,27	0,64	14,73	15,37	10,18	15,62	2,76	-12,82	8,92
150	0,13	6,27	0,64	15,44	16,08	7,18	16,20	2,03	-14,94	6,28
165	0,13	6,27	0,64	15,61	16,25	3,71	16,29	1,05	-15,97	3,19
180	0,13	6,27	0,64	15,63	16,26	0	16,26	0	-16,26	0
195	5,0	250	25,43	15,61	41,05	-3,71	41,13	-2,66	-40,34	-8,05
210	6,0	300	30,52	15,44	45,96	-7,18	46,32	-5,79	-42,70	-17,97
225	7,0	350	35,61	14,73	50,34	-10,18	51,15	-9,04	-41,99	-29,20
240	9,0	450	45,78	13,02	58,80	-12,50	60,23	-13,04	-40,69	-44,40
255	11,0	550	55,95	9,90	65,86	-13,97	67,87	-16,39	-32,88	-59,37
270	13,5	675	68,67	5,21	73,88	-14,48	76,30	-19,08	-19,08	-73,88
285	17,0	850	86,48	-0,88	85,59	-13,97	88,20	-21,30	1,58	-88,19
300	23,0	1150	117,00	-7,81	109,18	-12,50	111,84	-24,21	33,62	-106,66
315	30,0	1500	152,60	-14,73	137,87	-10,18	140,08	-24,76	79,98	-115,00
330	45,0	2250	228,91	-20,65	208,26	-7,18	209,90	-26,24	167,24	-126,85
345	75,0	3750	381,51	-24,64	356,87	-3,71	357,62	-23,14	338,73	-114,72

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ

Лист

38

360	86,7	4335	441,03	-26,04	414,98	0	414,98	0	414,98	0
370	131,9	6595	670,95	-25,41	645,54	2,49	646,15	28,05	630,86	139,72
375	230,0	11500	1169,96	-24,64	1145,33	3,71	1147,73	74,26	1087,08	368,17
390	175,0	8750	890,19	-20,65	869,54	7,18	876,42	109,55	698,27	529,65
405	118,0	5900	600,24	-14,73	585,51	10,18	594,88	105,16	339,66	488,38
420	85,0	4250	432,38	-7,81	424,57	12,50	434,88	94,15	130,74	414,76
435	64,0	3200	325,56	-0,88	324,67	13,97	334,58	80,79	5,99	334,52
450	49,0	2450	249,25	5,21	254,46	14,48	262,81	65,70	-65,70	254,46
465	38,0	1900	193,30	9,90	203,20	13,97	209,40	50,57	-101,44	183,19
480	30,0	1500	152,60	13,02	165,63	12,50	169,65	36,73	-114,62	125,07
495	24,0	1200	122,08	14,73	136,82	10,18	139,00	24,57	-114,12	79,37
510	19,0	950	96,65	15,44	112,09	7,18	112,97	14,12	-104,13	43,81
525	15,0	750	76,30	15,61	91,92	3,71	92,11	5,96	-90,33	18,03
540	9,3	464	47,18	15,63	62,81	0	62,81	0	-62,81	0
555	7,0	350	35,61	15,61	51,22	-3,71	51,33	-3,32	-50,34	-10,05
570	6,0	300	30,52	15,44	45,96	-7,18	46,32	-5,79	-42,70	-17,97
585	0,2	8,23	0,84	14,73	15,57	-10,18	15,82	-2,80	-12,99	-9,03
600	0,2	8,23	0,84	13,02	13,86	-12,50	14,20	-3,07	-9,59	-10,47
615	0,2	8,23	0,84	9,90	10,74	-13,97	11,07	-2,67	-5,36	-9,68
630	0,2	8,23	0,84	5,21	6,05	-14,48	6,24	-1,56	-1,56	-6,05
645	0,2	8,23	0,84	-0,88	-0,04	-13,97	-0,05	0,01	0,00	0,05
660	0,2	8,23	0,84	-7,81	-6,98	-12,50	-7,15	1,55	-2,15	6,81
675	0,2	8,23	0,84	-14,73	-13,89	-10,18	-14,12	2,50	-8,06	11,59
690	0,2	8,23	0,84	-20,65	-19,81	-7,18	-19,97	2,50	-15,91	12,07
705	0,2	8,23	0,84	-24,64	-23,80	-3,71	-23,85	1,54	-22,59	7,65
720	0,2	8,23	0,84	-26,04	-25,21	0	-25,21	0	-25,21	0

Таблиця 6

f^0 , П.К.В.	$F_r, \text{мм}$	$F_i, \text{мм}$	$F_d, \text{мм}$	$F_{\text{ш}}, \text{мм}$	$F_N, \text{мм}$	$F_R, \text{мм}$	$F_K, \text{мм}$
0	0,3	-10,42	-10,08	-10,08	0	-10,08	0
15	0,3	-9,85	-9,60	-9,62	-0,62	-9,11	-3,09
30	0,3	-8,26	-8,00	-8,07	-1,01	-6,43	-4,88
45	0,3	-5,89	-5,64	-5,73	-1,01	-3,27	-4,70
60	0,3	-3,13	-2,87	-2,94	-0,64	-0,88	-2,80
75	0,3	-0,35	-0,10	-0,10	-0,02	0,00	-0,10
90	0,3	2,08	2,34	2,42	0,60	-0,60	2,34
105	0,3	3,96	4,22	4,35	1,05	-2,10	3,80
120	0,3	5,21	5,46	5,60	1,21	-3,78	4,13
135	0,3	5,89	6,15	6,25	1,10	-5,13	3,57
150	0,3	6,18	6,43	6,48	0,81	-5,97	2,51
165	0,3	6,25	6,50	6,51	0,42	-6,39	1,28
180	0,3	6,25	6,51	6,51	0	-6,51	0
195	10,2	6,25	16,42	16,45	-1,06	-16,14	-3,22
210	12,2	6,18	18,38	18,53	-2,32	-17,08	-7,19
225	14,2	5,89	20,14	20,46	-3,62	-16,80	-11,68
240	18,3	5,21	23,52	24,09	-5,22	-16,28	-17,76
255	22,4	3,96	26,34	27,15	-6,56	-13,15	-23,75
270	27,5	2,08	29,55	30,52	-7,63	-7,63	-29,55
285	34,6	-0,35	34,24	35,28	-8,52	0,63	-35,28
300	46,8	-3,13	43,67	44,73	-9,69	13,45	-42,66
315	61,0	-5,89	55,15	56,03	-9,90	31,99	-46,00
330	91,6	-8,26	83,30	83,96	-10,50	66,90	-50,74
345	152,6	-9,85	142,75	143,05	-9,26	135,49	-45,89

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ

Лист

40

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ

Лист

41

360	176,4	-10,42	165,99	165,99	0	165,99	0
370	268,4	-10,17	258,21	258,46	11,22	252,34	55,89
375	468,0	-9,85	458,13	459,09	29,71	434,83	147,27
390	356,1	-8,26	347,82	350,57	43,82	279,31	211,86
405	240,1	-5,89	234,20	237,95	42,06	135,86	195,35
420	173,0	-3,13	169,83	173,95	37,66	52,30	165,90
435	130,2	-0,35	129,87	133,83	32,32	2,40	133,81
450	99,7	2,08	101,78	105,12	26,28	-26,28	101,78
465	77,3	3,96	81,28	83,76	20,23	-40,57	73,28
480	61,0	5,21	66,25	67,86	14,69	-45,85	50,03
495	48,8	5,89	54,73	55,60	9,83	-45,65	31,75
510	38,7	6,18	44,84	45,19	5,65	-41,65	17,53
525	30,5	6,25	36,77	36,84	2,38	-36,13	7,21
540	18,9	6,25	25,12	25,12	0	-25,12	0
555	14,2	6,25	20,49	20,53	-1,33	-20,13	-4,02
570	12,2	6,18	18,38	18,53	-2,32	-17,08	-7,19
585	0,3	5,89	6,23	6,33	-1,12	-5,19	-3,61
600	0,3	5,21	5,54	5,68	-1,23	-3,84	-4,19
615	0,3	3,96	4,30	4,43	-1,07	-2,14	-3,87
630	0,3	2,08	2,42	2,50	-0,62	-0,62	-2,42
645	0,3	-0,35	-0,02	-0,02	0,00	0,00	0,02
660	0,3	-3,13	-2,79	-2,86	0,62	-0,86	2,73
675	0,3	-5,89	-5,56	-5,65	1,00	-3,22	4,64
690	0,3	-8,26	-7,92	-7,99	1,00	-6,36	4,83
705	0,3	-9,85	-9,52	-9,54	0,62	-9,04	3,06
720	0,3	-10,42	-10,08	-10,08	0	-10,08	0

2.6. Аналіз ефективних показників спроектованого двигуна та двигуна-прототипу.

Аналіз ефективних показників

Таблиця 2.1

Найменування	Двигун прототип	Спроекований двигун
1. Ефективна потужність	800 кВт	804 кВт
2. Частота обертання к.в.	350 хв ⁻¹	350 хв ⁻¹
3. Діаметр циліндру	360 мм	360 мм
4. Хід поршня	450 мм	450 мм
5. Кількість циліндрів	6	6
6. Ступінь стиску	10	10
7. Ефективний ККД	0,35	0,38
8. Питома витрата газового палива	0,235 м ³ /кВт*год	0,232 м ³ /кВт*год
9. Середній ефективний тиск	720 кПа	752 кПа
10. Тиск наддува	150 кПа	150 кПа

Висновок: ефективна потужність спроектованого двигуна 6ГЧН 36/45 залишилася на тому ж рівні, що й в двигуна прототипа за рахунок того, що середній ефективний тиск залишився на тому ж рівні. Питома ефективна витрата палива зменшилась за рахунок збільшення ефективного ККД.

РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем обертання клапанів

Згідно проведеного аналізу літературних джерел, на випускні клапани двигунів припадає близько 12% загального числа відмов по всьому двигуну, основна частка відмов (більше 60%) пов'язана з руйнуванням робочих фасок через утворення глибоких раковин, що вимагають проточки і притирання. Крім того спостерігається вироблення штока по довжині і знос направляючих втулок, а також погнутість штока або його зависання.

Обертання клапана призначене для більш рівномірного зносу стержня і робочої фаски клапана, а також для рівномірного прогріву головки клапана, що приводить до рівномірного теплового розширення. Завдяки цьому покращується герметичність посадки клапана на сідло.

При створенні конструкцій поворотних пристроїв клапанів нами ставилося завдання уникнути недоліків, властивих більшості подібних пристроїв. Нами були встановлені основні позитивні та негативні властивості найбільш перспективних пристроїв. При подальшій розробці поворотних пристроїв були поставлені наступні завдання:

- Пристрій конструктивно повинно бути простим;
- Деталі пристрою повинні мати технологічну простоту виготовлення;
- Пристрій повинен мати низьку вартість;
- Монтаж і демонтаж його повинні бути простими і не трудомісткими;
- Повинна бути забезпечена стійка і чітка робота пристрою при частоті обертання двигуна до 750 хв^{-1} ;
- Трудомісткість технічного обслуговування та експлуатації повинна бути мінімальною;
- Установка пристрою не повинна викликати необхідність значних змін штатних деталей клапанного вузла та приводу;
- Пристрій повинен володіти високою надійністю;

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Повинна бути забезпечена встановлена для кожного типу двигуна частота обертання клапана;

- Пристрій повинен забезпечувати само притирання клапана.

Існує багато конструктивних схем обертання клапанів, такі як «Ротокап», обертання клапана за допомогою насадки, обертання клапана за допомогою проміжної втулки, обертання за допомогою храпового механізму.

Обертання за допомогою проміжної втулки використовується в автомобільних двигунах, тому ми відразу відмовляємося від даної схеми. Тим паче при даній схемі існують великі контактні напруження між проміжною втулкою та верхньою тарілкою клапана.

Обертання клапана за допомогою насадки (турбінки). Використовується в двотактних двигунах з прямоточно-клапанною продувкою. В таких двигунах для відкриття клапана використовується пневмо-гідравлічна система. Виходячи з того, що двигун-прототип чотирьохтактний двигун з клапанною продувкою ми вимушені відмовитися від даної схеми.

Обертання клапанів за допомогою системи «Ротокап».

Під час роботи випускний клапан примусово повертається спеціальним механізмом (рис.1), корпус якого розташований в головці блоку. В корпусі 2 по колу розташовано п'ять похилих поглиблень для кульок 3 з поворотними пружинами 10. На верхню частину корпусу надіті з зазором дискова пружина 9 і опорна шайба 4. Пружина б клапана одним кінцем спирається на тарілку 7. а іншим - на опорну шайбу 4. Якщо клапан закритий, то зусилля пружини через шайбу передається дискової пружині 9 і кулькам 3. Внутрішньої кромкою дискова пружина спирається на заплечики корпусу, а на її зовнішню кромку діє пружина б клапана через опорну шайбу 4.

При відкритті клапана пружина бсжімається, і сила, передана дискової пружині 9. зростає. Пружина 9 розпрямляється, і між її внутрішньої кромкою і заплечиками корпусу з'являється зазор. Після випрямлення дискової пружини на кульки передається зусилля двох пружин. Кульки, перекочуючись по похилим

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заглибинах корпусу, стискають поворотні пружини 10, повертаючи (внаслідок тертя) дискову пружину разом з опорною шайбою, яка, в свою чергу, викликає поворот пружини 6 одночасно з клапаном. Під час закриття клапана пружина 6 розпрямляється, тиск зменшується і прогин дискової пружини 9 зростає. Дискова пружина 9 внутрішньої кромкою знову спирається на заплечики корпусу і звільняє кульки, що повертаються у вихідне положення під дією зворотних пружин 10.

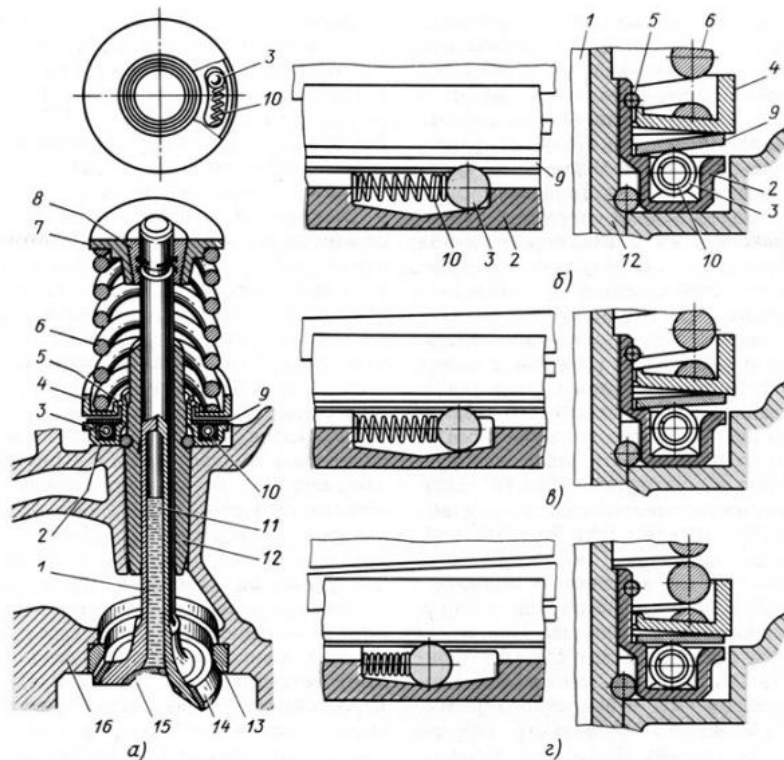


Рисунок 3.1 Випускний клапан двигуна ЗІЛ -130 з механізмом обертання:

а - випускний клапан і механізм обертання; б - г - відповідно початкова, робоче і кінцеве положення механізму обертання;

1 - випускний клапан; 2 - корпус механізму обертання; 3 - кулька; 4 - опорна шайба; 5 - замкове кільце; 6 - пружина клапана; 7 - тарілка пружини; 8- сухар; 9- дискова пружина; 10 - поворотна пружина; 11 натрієвий наповнювач; 12 - напрямна втулка , 13 - сідло клапана; 14 - жаростійкий наплавлення; 15- заглушка; 16 - головка блоку

Виходячи з умов кваліфікаційної роботи запропоновано змінити систему примусового обертання клапанів «Ротокап».

Виходячи з конструктивних особливостей двигуна-прототипа та умови нашого завдання нами була обрана схема обертання за допомогою храпового механізму, яка в більшій мірі задовольняє поставленим задачам проектування.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Даний пристрій призначений для надавання випускним клапанам пульсуючого обертального руху в період роботи двигуна. В силу того, що обертання клапана відбувається в період його закривання, цим самим забезпечується само притирання клапана. За рахунок цього термін служби клапана між черговими притирання значно збільшується. Крім того обертання клапана забезпечує більш рівномірний та зменшений знос штока клапана і направляючої втулки, покращує умови мащення їх, запобігає зависанню клапанів.

В основу конструкції пристрою покладено храповий механізм (див. рис.3.2), що складається з храпового колеса¹, закріпленого на кінці штока клапана 2 і циліндричної собачки 3, яка має плоскі середовища в нижній частині. Собачка поміщена усередині направляючої втулки 4, яка в свою чергу, ввернута в поперечину 5 і утримується від розвороту плоским шплінтом 6. Бічні зрізи собачки служать для запобігання її розвороту у втулці, яка має в своїй нижній частині утримують собачку полички. Поперечина прикріплена до основи 7, яке за допомогою двох болтів 8 кріпиться до кінця коромисла 12. Для цієї мети в коромислі є два отвори. Для утримання собачки в нижньому положенні служить поворотна пружина 9. Отвір у верхній частині поперечки служить для підведення оливи та декомпресії порожнини втулки. Храпове колесо до штоку клапана кріпиться на різьбленні зі стоком. У робочому положенні храпове колесо до упора накручено на шток і нічим не фіксується, тому що механізм працює в сторону загортання храпового колеса. Під клапанної пружиною 10 встановлено завзятий підшипник 11 з метою зменшення крутного моменту, необхідного для обертання клапана.

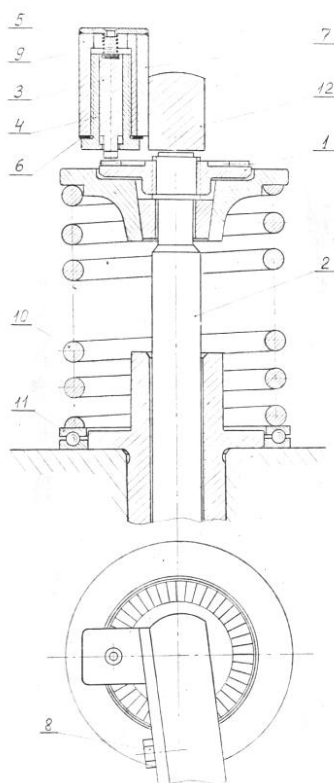
Принцип дії пристрою полягає в наступному. При роботі двигуна кінець коромисла 12, що втоплює клапан, здійснює рух в поперечному напрямку щодо поздовжньої осі двигуна на кілька міліметрів. Одночасно прикріплена до коромисла поперечина 5, а разом з нею і собачка 3, відходять назад щодо осі штока клапана; зуб собачки ковзає по площині зуба храпового колеса І. Собачка, стискаючи зворотну пружину 9, перескакує на наступний зуб храпового колеса,

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

що втоплює в його западині за допомогою тієї ж пружини 9.

У період закривання клапана кінець коромисла разом з поперечиною і собачкою переміщуються у зворотному напрямку і, так як зуб собачки впирається в зуб храпового колеса, то храпове колесо повертається на невеликий кут, величина якого залежить від числа зубів колеса.

В результаті того, що повороти клапана відбуваються в моменти посадки його на сідло, відбувається періодичне розтирання затиснених між клапаном і сідлом частинок нагару, що сприяє скиданню їх з робочих поверхонь клапана і сідла. Одночасно частина розмеленого нагару і постійно присутні конденсуються на поверхні клапана продукти згоряння є «легким» абразивним матеріалом, шліфують робочі поверхні клапана і сідла при кутовому переміщенні клапана щодо; посадкової поверхні сідла до їх торкання. Таким чином відбувається само притирання клапана. В момент, коли клапан повністю закрився, вплив собачки на зуб храпового колеса припиняється, тому великих контактних зусиль в храповим механізмі не виникає. Ця обставина забезпечує високу надійність пристрою.



Одночасно з процесом само притирання описаний пристрій для обертання (як і всі подібні пристрої) значно знижує градієнт температур по колу тарілки клапана, що призводить до усунення її викривлення і значного зниження інших шкідливих процесів, що відбуваються на робочій поверхні клапана при роботі двигуна на важких сортах палива. Забезпечення процесу само притирання клапана є принциповою відмінною особливістю розробленого пристрою. Використовувані в практиці двигунобудування пристрої виробляють розворот клапанів в період їх відкривання, при закриванні вони не обертаються.

Рисунок 3.2 Храповий механізм обертання клапанів

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

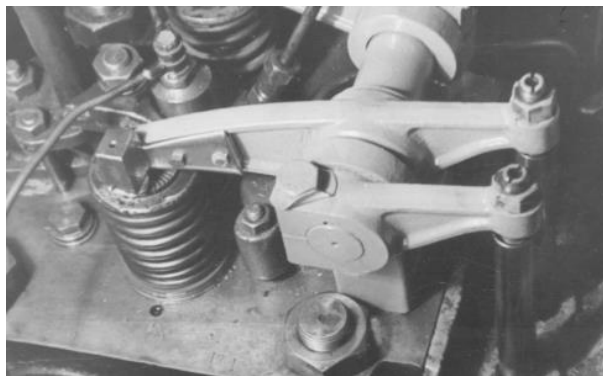


Рисунок 3.3 Загальний вигляд храпового механізму обертання клапанів

3.2 Аналіз роботи випускних клапанів

Клапани двигуна внутрішнього згоряння функціонують в екстремальних умовах. Вони сприймають спільну дію змінного механічного навантаження, високої температури, зносу, корозії та ерозії. Під час роботи двигуна температура нагріву головки клапана може досягати 800°C , стрижень навантажений циклічними зусиллями, що розтягують пружини, поверхня стержня піддається сильному впливу факторів тертя, торець стрижня відчуває інтенсивні контактні навантаження. Клапани і сідла клапанів піддаються зносу в результаті ударів головки клапана про сідло, що повторюються з великою частотою, корозійного дії агресивних відпрацьованих газів при підвищеній температурі, а також ерозійного дії струменя газу та продуктів неповного згоряння палива. Після деякого періоду, роботи сідло покривається нагаром, який під впливом високої температури розжарюється, що призводить до випалювання опорної поверхні клапана і втрати герметичності. Чи не герметичність клапанів, в свою чергу, призводить до порушень в роботі двигуна, до яких відносяться утруднений запуск, зменшення потужності та ін. При цьому через щілини, що утворилися під високим тиском проходить струмінь гарячих робочих газів, сильно нагрівають головку клапана. Внаслідок такого нагріву краю головки підправляються і клапан руйнується. З плином часу матеріал клапана може настільки знизити свою міцність в результаті

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						4.8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вигорання деяких компонентів сплаву, що можливий навіть відрив головки від стрижня клапана. На інтенсивність зносу сідел клапанів впливає також склад усмоктуваної в циліндри суміші. Велика суміш занадто бідна, то згорання відбувається при більш високій температурі і корозійне дію відпрацьованих газів виявляється сильнішим. Коли суміш занадто багата, згорання йде повільніше і при більш низькій температурі. Незгорілі важкі фракції палива прискорюють осадження шару нагару, корозійно-агресивного до матеріалу клапана. Тому до клапанів пред'являються дуже жорсткі технічні та якісні вимоги.

Клапани під час роботи піддаються високим динамічним навантаженням

(особливо при їх посадці на сідло), а також впливу високих температур. На рис.4, а представлена епюра механічної напруги в тарілці клапана; максимальні напруги в даному клапані рівні 750 кг/см^2 . Температура впускних клапанів під час роботи двигуна досягає $400-500^\circ\text{C}$, а випускних $600-900^\circ\text{C}$. На рис. 1, б показано зразкову розподіл температур в тарілці клапана.

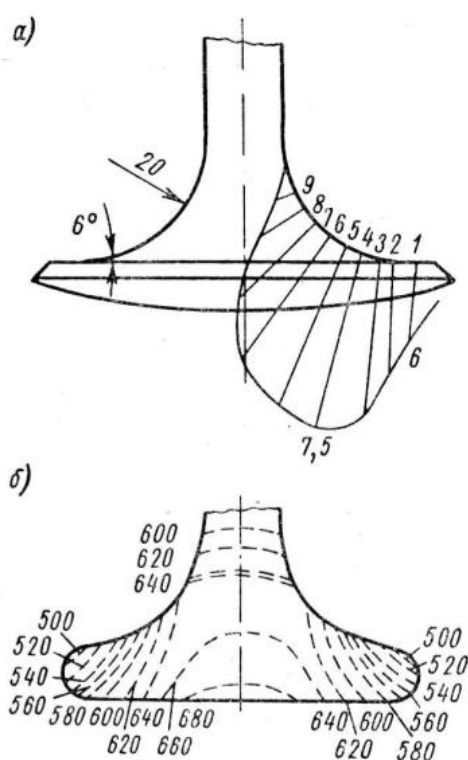


Рисунок 3.4 Розподіл в тарілці клапана:

а - механічних напружень; б - температур

В особливо важких умовах працюють випускні клапани внаслідок впливу на них протікають з великою швидкістю гарячих газів, що викликають ерозію і газову корозію клапана. Клапани розташовують у кришці вертикально, що забезпечує найменший знос стрижня і спрямовуючої втулки. Як правило, клапани відкриваються всередину циліндра, чим досягається щільне їх прилягання до сидла при наявності високих тисків газу в циліндрі. При малих тисках і при розрідженні

в циліндрі при впуску щільність прилягання клапана забезпечується натягом пружини.

Результати дослідження температурного стану випускного клапана.

З метою визначення оптимальної частоти обертання випускного клапана були проведені експериментальні дослідження температурного стану не обертаючого та обертаючого з різною частотою клапана. Дослідження проводилися в умовах експлуатації при навантаженні від 40% до 75% від номінальної. В результаті експериментальних робіт, виконаних за розробленою програмою, були отримані і проаналізовані наступні результати. Дослідженнями було встановлено, що обертання клапана з знайденої оптимальної частотою значно знижує температурні напруги від нерівномірного прогріву і тим самим усуває умови викривлення тарілки клапана. Крім того обертання призвело до зниження максимального рівня температур посадкового паска на 17°C.

Таким чином, при обертанні умови роботи випускного клапана помітно покращилися в температурному відношенні, знизилася тепло напруженість тарілки клапана, що істотно впливає на показники надійності. Само притирання клапана, що забезпечується розробленими поворотними пристроями, ще більшою мірою збільшує надійність і довговічність клапана, тобто вона постійно і безперервно усуває умови для утворення раковин, корозії і вогнищ прогарів.

Результати тривалих випробувань пристроїв в умовах експлуатації.

З метою перевірки надійності безпосередньо самих поворотних пристроїв і визначення результативності їх роботи (станом клапана) були проведені спеціальні випробування пристроїв в умовах експлуатації. Випробування були проведені на протязом 3 тис. годин. Протягом випробувань двигун мав навантаження від 60% до 80% від номінальної потужності. Перед установкою пристроїв була проведена моточистка двигуна з притиранням як досвідчених, так і контрольних (без обертання) клапанів. Всі випускні клапани і їх втулки були встановлені нові.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати проведених випробувань визначили високі експлуатаційні характеристики самих пристроїв і чудову результативність їх роботи. За весь час випробувань не було випадків відмов пристроїв, а знос силових деталей практично відсутні. Порівняльні результати стану робочого паска випускних клапанів після 3 тис. годин роботи показані на рис. 5: зліва - контрольний клапан (не мав обертання), справа - обертався клапан. Тут же видно і стан штоків клапанів. Посадковий поясок контрольного клапана знаходиться в незадовільному стані глибиною до 0,6 мм, сумарна площа яких складає більше 50 % площі паска. У той же час поясок клапана, що мав обертання, абсолютно чистий, має майже дзеркальний блиск, на його поверхні немає жодної віспини. В такому ж стані знаходилися і сідла на циліндрових кришках. Штока обертювх клапанів теж чисті і не мають видимих зношувань. Нижня частина штоків не має нагару. Шток контрольного клапана в нижній частині має щільний шар нагару і підданий корозії на 35 мм по робочій частині штока.



Рисунок 3.5 Порівняння стану випускних клапанів

Знос (вироблення) металу посадкового паска обертаються клапана досить незначний, за 3 тис, годин роботи він склав 0,1 мм, тобто питома знос паска становить 0,03 мм на 1000 годин роботи.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знос робочого паска на чавунній циліндричній кришці приблизно в два рази більше - 0,05...0,07 мм на 1000 годин.

Проведені тривалі випробування дають підставу вважати, що клапани, забезпечені храповими поворотними пристроями, практично не потребуватимуть притирання, так як їх робочі пояски в результаті само притирання будуть постійно перебувати в гарному стані, а довговічність клапанів буде порівнянна з повним моторесурсом двигуна (при роботі на дизельному паливі). Робочий ресурс циліндричної кришки також зростає в кілька разів, тому що знос паска клапанного гнізда в результаті само притирання в 4 - 6 разів менше товщини шару металу. Ми можемо стверджувати, що отримані показники довговічності випускних клапанів значно перевищують рекомендовані еталонні норми.

3.3 Розрахунок храпового механізму

Приймаємо число зубців храпової передачі $z = 45$

Фактичний кут повороту храпового колеса

$$\alpha = \frac{360}{z} = 8^\circ$$

Приймаємо модуль храпового колеса (з табличних даних)

$$m = 1$$

Визначаємо крутний момент

$$M_{кр} = \frac{m^3 z \psi [\sigma_u]}{5,36} = 1,68 \text{ Нм}$$

де: $\psi = 2$ – відношення ширини колеса до модуля

$[\sigma_u] = 100 \text{ МПа}$ – допустима напруга на прогин

Перевіряємо питомий лінійний тиск на зубці

$$\frac{2M_{кр}}{m \cdot z \cdot b} \leq q$$

де: $b = 2 \text{ мм}$ – ширина зубця,

$q = 30 \text{ МПа}$ – допускає мий лінійний питомий тиск на зубці

$$3,73 < 30$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимоги до матеріалу пружини.

Матеріал повинен витримувати багаторазові перемінні навантаження і мати високу усталостну міцність.

Вибір марки матеріалу пружини.

Вибираємо 50ХФА ГОСТ 14959-79

Хімічний склад сталі: C=0,5%; Si=0,17-0,37%;

Mn=0,5-0,8%; Cr=01%

Механічні властивості сталі: $s_B = 1300$ МПа -межа втоми
 $s_T = 1100$ МПа -межа текучесті
 $d = 8\%$ -відносне видовження
 $y = 35\%$ -відносне жвуження

Розрахунок на міцність.

Вихідні данні:

середній діаметр пружини $D_{cp} = 6,5$ мм.

діаметр проволочи пружини $d = 0,3$ мм.

число робочих витків $n = 10,5$

Попередній прогин пружини (конструктивно) $f_1 = 1$ мм.

Мінімальна сила пружини

$$F_1 = \frac{G \times d^4 \times f_1}{8 \times n \times D_{cp}^3 \times K_2} = 0,0275 \text{ Н.}$$

де: $G = 80000$ - модуль зрушення .

$$K_2 = \frac{1}{2 \times c} - \frac{1}{2 \times c^2} + 1 = 1,022$$

$$c = \frac{D_{cp}}{d} = 21,667 \text{ індекс пружини .}$$

Мінімальне і максимальне напруження в пружині МПа.

$$\tau_{\min} = \frac{2,55 \times D_{cp} \times K_1}{d^3} \times F_1 = 17,974 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{де: } K_1 = \frac{4 \times c - 1}{4 \times c - 4} + \frac{0.615}{c} = 1,0647 \text{ поправочний коефіцієнт.}$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \times \frac{15}{f_1} = 269,46 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau] = 450 \div 650 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Середнє напруження і амплітуда циклу.

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 143,72 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 125,74 \text{ МПа.}$$

Запас міцності по межі втоми:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \varphi_\tau \times \tau_m} = 2,0412 \quad 0,1$$

$$\text{де: } \tau_{-1} = 0.22 \times \sigma_B = 286 \text{ МПа.}$$

$\varphi_\tau = 0,1$ Коефіцієнт приведення циклу для вуглеродистих і легированих сталей.

$$\sigma_B = 1300$$

$$n_\tau \geq [n_\tau] = 1,2 - 2$$

Умова виконується

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

3.4 Розрахунок на міцність кришки циліндру двигуна 6ГЧН36/45

Мета розрахунку

Задачею розрахунку є знаходження сумарних напруг в кришці робочого циліндру та порівняння їх з допустимими

Умови розрахунку

Кришка робочого циліндру розглядається як монолітна конструкція, що навантажується силою затяжки шпильок. В процесі роботи двигуна кришка додатково навантажується тиском газів та дією високих температур. Небезпечними перерізами слід вважати перерізи, що мають мінімальний момент інерції. Цей переріз проходить через вісі робочих клапанів.

Вихідні дані дані для розрахунку

1.Максимальний тиск згоряння	$P_{\max} =$	8,5	МПа
2.Діаметр циліндра	$D =$	0,36	м
3.Частота обертання колінчастого валу	$n =$	350	хв ⁻¹
4.Хід поршня	$S =$	0,45	м
5.Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10	
6.Середній індикаторний тиск	$p_i =$	0,94	МПа
7.Середній індикаторний ККД	$\eta_i =$	0,46	
8.Відстань поміж шпильками	$L =$	0,32	м
9.Середній діаметр бурта кришки	$D_f =$	0,27	м
10.Товщина днища кришки	$\delta =$	0,02	м
11.Матеріал кришки	СЧ - 20 ГОСТ 1412-85		
12.Коефіцієнт лінійного розширення чавуну	$\alpha =$	1,1E-05	град ⁻¹
13.Коефіцієнт теплопровідності чавуну	$\lambda =$	52,3	Ват/(м·град)
14.Модуль пружності для чавуну	$E =$	120000	МПа
15.Коефіцієнт Пуасона для чавуну	$\mu =$	0,26	
16.Коефіцієнт затяжки шпильок кришки циліндру	$\lambda =$	2	
17.Середня доля тепловіддачі в охолоджуючу воду	$a =$	0,25	
18.Доля поверхні кришки, яка передає тепло	$f_k =$	0,7	
19.Доля поверхні поршня, яка передає тепло	$f_n =$	0,75	
20.Момент опору розтянутих волокон кришки	$W_{\text{розт.}} =$	0,001	м ³
20.Момент опору стиснутих волокон кришки	$W_{\text{ст.}} =$	0,0008	м ³

ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ					Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	55

2.4 Розрахунок

1. Сила тиску газів, що діє на кришку

$$P_f = \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max} \quad P_f = 486425 \quad \text{Н}$$

2. Сила зтяжки шпильок кришки

$$P_d = \lambda \cdot P_f \quad P_d = 972851 \quad \text{Н}$$

3. Розглядаємо кришку як вільно опертий по ущільнюючому бурту диск, навантажений симетрично розподіленими силами, знаходимо найбільший згинальний момент в діаметральному перерізі кришки

$$M_{3\Gamma} = \frac{P_f \cdot L}{4} - \frac{(P_d - P_f) \cdot D_f}{2 \cdot \pi} \quad M_{3\Gamma} = 18000,8 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

3.1 Напрути розтягування у верхній дошці

$$\sigma_p = \frac{M_{3\Gamma}}{W_{\text{розт.}}} \quad \sigma_p = 18,0 \quad \text{МПа}$$

3.2 Напрути стиску у нижній дошці

$$\sigma_{\text{ст. } p} = \frac{M_{3\Gamma}}{W_{p \text{ ст.}}} \quad \sigma_p = 22,5 \quad \text{МПа}$$

4. Для знаходження теплового навантаження кришки вичисляємо:

4.1 Об'єм циліндру $V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad V_h = 0,046 \quad \text{м}^3$

4.2 Повну охолоджуючу поверхню циліндру

$$F_{\text{охол.}} = (f_k + f_n) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot S \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad F_{\text{охол.}} = 0,713 \quad \text{м}^2$$

5. Теплове навантаження кришки

$$q = b \cdot a \cdot \frac{V_h}{F_{\text{охол.}}} \cdot \frac{n \cdot p_i}{\eta_i} \quad q = 72818 \quad \text{Вт/м}^2$$

Тут $b = 6340$ - коефіцієнт

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Температурні напруги

Якщо прийняти, що зміна температури по товщині нижньої дошки кришки відповідає лінійному закону, то умовні температурні напруження, що виникають в нижній (вогневі) дошці, знаходяться по формулі

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot q \cdot \delta}{2 \cdot (1 - \mu) \cdot \lambda} \quad \sigma_t = 25 \quad \text{МПа}$$

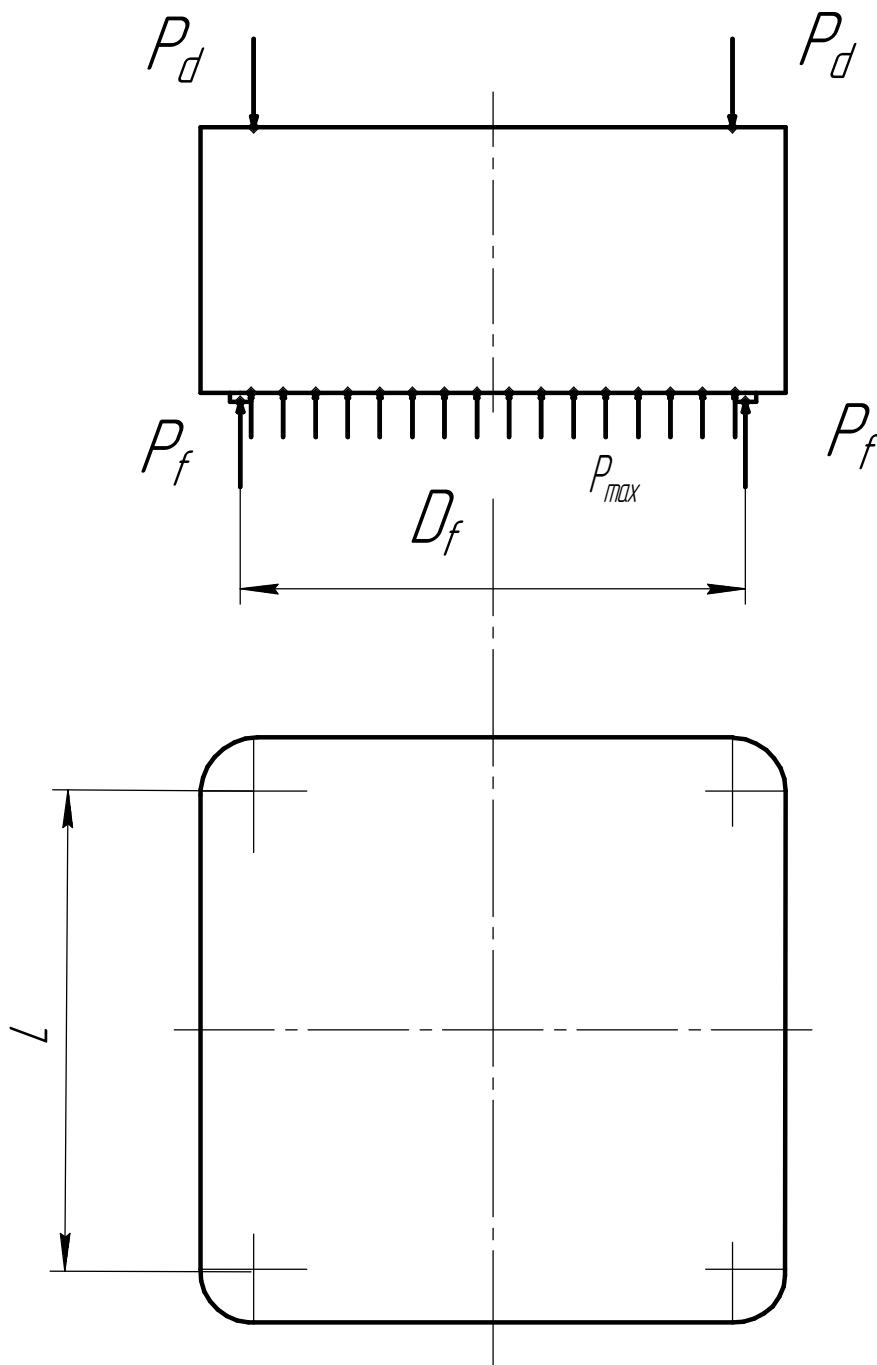
7. Припускаючи одночасне виникнення найбільших механічних та температурних напруг у вогневому днищі, знайдемо умовне сумарне напруження стиску

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{cm.} + \sigma_t \quad \sigma_{\Sigma} = 47,3 \quad \text{МПа}$$

Допустимі сумарні напруги для кришок із чавуну

$$[\sigma_{\Sigma}] = 120.150 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Розрахункова схема кришки
робочого циліндру

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Розрахункова схема кришки циліндру

Лист

3.5 Вимоги до технологічності вузла

Конструкція будь-якої машини визначається, перш за все, її призначенням і тими характеристиками, які вона повинна мати в умовах експлуатації. Проте, разом з цим, до конструкції машин пред'являються також і виробничі вимоги. Зокрема, конструкція машини повинна бути такою, щоб її експлуатаційні якості, залежні від складання, могли бути досягнуті при даному об'ємі виробництва шляхом використання найбільш економічного технологічного процесу складання.

Таку конструкцію прийнято називати, з погляду складання, технологічною. Звичайно, дуже важливо, щоб конструкція виробу технологічна в складанні, повністю відповідала вимогам технологічності стосовно і до інших процесів виробництва.

Технологічні вимоги не є сталими, оскільки вони визначаються умовами виробництва, в яких ця машина повинна створюватися.

Перш за все, технологічність конструкції машини є функція масштабу і серійності її випуску. Чим більшим є масштаб виробництва машини, тим більш технологічною вона повинна бути. Якщо, наприклад, при індивідуальному виробництві можливість розбивки машини на окремі складальні одиниці, а також скорочення пригоночних робіт і повторного складання є першочерговою вимогою, то при велико серійному і, тим більш, масовому потоковому виробництві це стає основною умовою технологічності конструкції машини.

Основними технологічними вимогами, що пред'являються до конструкції машини при її складанні, є:

- обмеженість довжини кінематичних ланцюгів;
- забезпечення можливості зниження трудомісткості і скорочення циклу вузлового і загального складання;
- можливість складання машини з відособлених складальних одиниць без повторних розбирань;
- скорочення до мінімуму об'єму пригоночних робіт.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дуже важливо, щоб більшість вузлів – груп в конструкції машини були б незалежні один від одного і, таким чином, були не тільки конструктивними, але і складальними групами. В цьому випадку складання груп може бути легко виділено з процесу загального складання машини, а це завжди приводить до спрощення технології складання і скорочення її трудомісткості. Особливо це важливо для потокового виробництва.

Бажано, щоб вузол-група розбивався на підгрупи першого порядку, що також скорочує трудомісткість складання і, як правило, підвищує її якість.

Точність і інші якості складання, що вимагається технічними умовами, повинна забезпечуватися відповідною побудовою технології складання і механічної обробки деталей.

Проте, і в цьому випадку, методи досягнення необхідної точності складання, а отже, і її економічність значною мірою залежать також від конструкції вузла або виробу. Конструктивні умови, крім того, дуже часто визначають характер пригоночних робіт в процесі складання, які в більшості випадків слід зводити до мінімуму, а при конвеєрній збірці – усувати.

3.6 Аналіз та оцінка технологічності складання клапана кришки циліндру

Вимоги до технологічності конструкції деталі згідно з ДОСТ 14.204-73 наступні:

1. конструкція деталі повинна складатися зі стандартних і уніфікованих конструктивних елементів або бути стандартною в цілому;
2. деталі повинні виготовлятися із стандартних і уніфікованих заготовок або заготовок, отриманих раціональним способом;
3. розміри і поверхні деталі повинні мати відповідно оптимальні ступінь точності і шорсткість;
4. фізико-хімічні та механічні властивості матеріалу, жорсткість деталі, її

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

форма та розміри повинні відповідати вимогам технології виготовлення; показники базової поверхні (точність, шорсткість) деталі повинні забезпечувати точність установки, обробки і контролю;

5. конструкція деталі повинна забезпечувати можливість застосування типових і стандартних технологічних процесів її виготовлення.

Технологічність конструкції повинна задовольняти вимогам, які висуваються до виробу, до складу якого вона входить, і частковим вимогам, пов'язаним безпосередньо з її технологічністю.

Оцінка технологічності складання клапана кришки циліндру:

1. Конструкція кришки циліндру відноситься до середнього рівня складності (відсутні складні фасонні елементи поверхні, поверхня має просту прямокутну форму).

2. Габаритні розміри деталей і їх використання дозволяє використовувати раціональні методи отримання заготовки, такий як лиття.

3. Забезпечення потрібної шорсткості можливо стандартними режимами обробки і уніфікованим інструментом.

4. Матеріали з якого виготовлені деталі бака не є дефіцитними, тому їх ціна прийнятна.

5. Конфігурація деталей проста.

6. Конструкційні елементи вузла універсальні.

7. Конструкція забезпечує достатню жорсткість.

Загалом ми можемо дати механізму простий рівень технологічності.

Визначення технічної норми часу.

Розрахунок штучного часу в умовах серійного виробництва вираховується згідно формули:

$$T_{шт} = \Sigma T_{оп} \left(1 + \frac{a_{абс} + a_{он}}{100} \right) =, хв$$

$T_{оп}$ - оперативний час на операцію, хв.;

$a_{абс}$ - 4% - відсоток часу від оперативного на обслуговування робочого місця ;

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$a_{оп}$ - 3% - відсоток часу від оперативного на особисті потреби ;

Визначимо штучний час на кожну окрему операцію складання клапана кришки циліндру

:

005 Підготовча

010 Складальна.

015 Випробувальна.

$$T_{005} = 8 \times \left(1 + \frac{3+4}{100} \right) = 9 \text{ хвилини}$$

Визначаємо загальний штучний час на складання.

$$T_{шт} = T_{005} + T_{010} + T_{015} = 15 + 48 + 9 = 72 \text{ хвилини}$$

3.7 Вибір обладнання, пристосування та інструменту.

Раціональна організація робочих місць виявляє великий вплив на підвищення продуктивності праці, не вимагаючи від підприємства значних матеріальних витрат.

Планування робочого місця повинне передбачити правильне розміщення предметів і засобів праці з урахуванням раціонального використання виробничої площі, зручності експлуатації і безпеки роботи. Для розробки технологічного процесу складання клапана кришки циліндру обране слідуючи обладнання та інструмент.

В першу чергу, на ділянці повинно бути місце для виконання слюсарно-складальних робіт. Для продувки і промивки деталей використовуємо стиснуте повітря із заводської системи. Контроль затягування стяжних болтів виконується динамометричним ключем. Для перевірки якості складання використовуємо індикатор годинникового типу, набір щупів. На ділянці встановлені стелажі для зберігання комплектуючих та пристосувань. Для зберігання інструментів,

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

креслень, паперів техпроцесів на дільниці установлюють інструментальні ящики. Також потрібно дільницю укомплектувати комплектом вимірювальних пристроїв, так як контрольні операції будуть виконувати робітники дільниці. Також повинен бути вихід електромережі напругою 380В.

3.8 Висновок до розділу 3

В даному розділі кваліфікаційної роботи було проведено аналіз існуючих систем обертання клапанів. Було встановлено основні позитивні та негативні властивості найбільш перспективних пристроїв. При подальшій розробці поворотних пристроїв було поставлено наступні завдання:

- Пристрій конструктивно повинно бути простим;
- Деталі пристрою повинні мати технологічну простоту виготовлення;
- Пристрій повинен мати низьку вартість;
- Монтаж і демонтаж його повинні бути простими і не трудомісткими;
- Повинна бути забезпечена стійка і чітка робота пристрою при частоті обертання двигуна до 7500 хв^{-1} ;
- Трудомісткість технічного обслуговування та експлуатації повинна бути мінімальною;
- Установка пристрою не повинна викликати необхідність значних змін штатних деталей клапанного вузла та приводу;
- Пристрій повинен мати високою надійністю;

Було проведено комплексний аналіз умов роботи випускних клапанів та запропоновано ефективний метод усунення декотрих проблем. Виходячи з конструктивних особливостей двигуна-прототипу та умови завдання була обрана схема обертання за допомогою храпового механізму, яка в більшій мірі задовольняє поставленим задачам проектування.

Також було проведено конструктивний розрахунок храпового механізму та пружини храповика

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном

Охорона праці – система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці включає техніку безпеки і виробничу санітарію.

Техніка безпеки – система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають дії на працюючих небезпечних виробничих чинників.

Небезпечний виробничий чинник – чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до травми або до іншого раптового різкого погіршення його здоров'я. До небезпечних виробничих чинників відносяться, наприклад, машини і механізми, що рухаються; рухомі частини виробничого устаткування; вироби, що пересуваються; заготовки; матеріали, конструкції, що руйнуються; гострі кромки; шорсткість на поверхнях заготовок інструментів і устаткування; підвищена напруга в електричних ланцюгах, замикання яких на землю може відбутися через тіло людини; підвищений рівень статичної електрики; розташування робочого місця на значній висоті щодо землі (пола); підвищена або знижена температура поверхні устаткування, матеріалів і т.д.

Виробнича санітарія – система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають або зменшують дії на працюючих шкідливих виробничих чинників.

Шкідливий виробничий чинник – чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до захворювання або зниження працездатності.

До шкідливих виробничих чинників на машинобудівних заводах відносяться; підвищена запыошена і загазованість повітря в робочій зоні; підвищена або знижена температура; відносна вологість; рухливість;

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

барометричний тиск і ступінь іонізації повітря в цій зоні; підвищений рівень шуму, вібрацій на робочому місці, підвищений рівень теплових, ультрафіолетових, електромагнітних і електростатичних полів, іонізуючих випромінювань в робочій зоні; відсутність і недолік природного світла; недостатня освітленість робочого місця системами штучного освітлення і т.п. Повний перелік небезпечних і шкідливих виробничих чинників даний в ГОСТ 12.0.003–74* (СТ СЕВ 790–77).

Залежно від рівня і тривалості дії шкідливий виробничий чинник може стати небезпечним. Наприклад, крупні зважені частинки в повітрі робочої зони можуть бути причиною травмування очей, а дрібні частинки можуть з часом викликати професійне захворювання легенів – пневмоконіоз. Пари і гази можуть викликати як гостру поразку слизових оболонок органів зору, так і професійне захворювання – кон'юнктивіт.

Безпека праці – стан умов праці, при яких відсутні небезпечні і шкідливі чинники.

Небезпечна зона – простір, в якому можливо дія на працюючого небезпечного або шкідливого виробничого чинника.

При проектуванні двигуна в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої дії двигуна на людей і навколишнє середовище. Джерелами викидів шкідливих речовин в двигуні є відпрацьовані і картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами (CO , CH , NO).

При роботі газового двигуна у складі ВГ помітна незначна концентрація CO , CO_2 та C_nH_m . Виняток становлять режими малих навантажень, коли зниження швидкості згоряння збіднілої суміші приводить до неповного згоряння і збільшення викиду неспаленого метану. До недоліків застосування природного газу як палива для двигунів треба віднести також досить високий викид NO_x на максимальних навантаженнях.

Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації двигуна

Техніка безпеки та протипожежний захист на території стаціонарної електростанції.

Заходи з техніки безпеки на території стаціонарної електростанції. можливо розділити на організаційні та технічні. До організаційних заходів відносяться інструктаж з техніки безпеки безпосередньо на робочому місці, обладнання електростанції плакатами та інструкціями.

Безпосередню відповідальність за дотриманням техніки безпеки на території стаціонарної електростанції несе бригадир і майстер складального цеху. Майстер проводить 1 раз на квартал інструктаж з техніки безпеки.

До технічних заходів з техніки безпеки відносяться :

- періодична перевірка обладнання стаціонарної електростанції;
- інструмент і пристосування якими користуються при роботі на електростанції повинні бути справні, не зношені і відповідають вимогам техніки безпеки;
- на території стаціонарної електростанції повинна знаходитись аптечка укомплектована згідно вимог;

Заходи з протипожежного захисту на ділянці складання змішувача газу з повітрям також можливо розділити на організаційні та технічні.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Організаційні заходи : навчання робітників ділянки правилам пожежної безпеки, проведення лекцій, бесід, друкування необхідних інструкцій, обладнання ділянки плакатами.

З технічних заходів на ділянці потрібні :

- обладнати електростанцію протипожежним щитом, який укомплектувати згідно вимог;
- укомплектувати електростанцію ящиком з піском для тушіння ізоляції дротів, які знаходяться під напругою ;
- пролите масло потрібно негайно прибрати. Для цього бути ящик для використаного ганчір'я;
- для місцевого освітлення потрібно використовувати тільки електричну лампочку під напругою 6-36 V, яка захищена металевією сіткою;
- обладнати планом евакуації робітників у випадку пожежі.

4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації двигуна і допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

- двигун і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;
- не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;
- необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;
- постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду автомобіля;
- не дозволяється захащувати якими-небудь предметами проходи в гаражі;

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

- дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;
- не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;
- при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях механізму руху;
- пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією;
- слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;
- при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду.

4.4 Заходи для зниження рівня шуму та вібрації проектного двигуна.

Заходи для зниження рівня шуму проектного двигуна.

Двигуни внутрішнього згоряння є одним з джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум - це комплекс звуків що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо звук має хвильову природу в будь-якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на них звукових хвиль. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між митним значенням тиску хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці - децибели (дБ). Рівнем шуму називають дванадцятикратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення. Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу. З іншого боку, це шуми газодінамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згорання на номінальному режимі сягає 110 ... 120дБ. Він у значній мірі залежить від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Із зменшенням навантаження рівень шуму дизелів зменшується - на 1..3дБ. Зменшення частоти обертання зменшує рівень шуму на 10... 15дБ.

При експлуатації двигуна рівні звукового тиску згідно ГОСТ 12.1.003 - 83 не повинні перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, дБ	109	99	92	86	83	80	76

Рівні зовнішнього шуму проектного двигуна приблизно визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \lg(n_H \times P_e^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right] = \left[54 + 10 \lg(350 \times 804^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{350}{350}\right) \right] = 95,5 \text{ дБ}$$

де n_H - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

$n = 350 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу;

$P_e = 804 \text{ кВт}$ - номінальна потужність.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

Капотування двигунів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує вплив шуму двигуна.

До конструктивних засобів, що направлені на зменшення шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, застосування дезаксіального КШМ, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок

циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування конструкції камер згоряння, забезпечуючих плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Для іншої моделі цей глушник не буде забезпечувати необхідного зниження шуму. Найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються до глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

Заходи по зниженню рівня вібрації проектного двигуна.

Вібрація виникає через динамічну невідновженість 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.

При експлуатації двигуна рівень вібрації згідно ГОСТ 12.1.012-90 не повинен перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц	63	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню, дБ	95	103	107	109	111	113	115

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ

Лист

68

Рівень вібрації приблизно визначається з формули:

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{n_H \times P_e^{0,55} \times \left(1 + \frac{P_e}{M} \right)}{1 + \left(\frac{f}{1500} \right) \times \frac{M}{P_e}} \right] + 30 \lg \left(\frac{n}{n_H} \right) \right\}, \text{дБ}$$

де $M = 15500$ кг – маса двигуна;

$f = 8,33 \text{ с}^{-1}$ – частота обертання колінчастого валу.

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{350 \times 804^{0,55} \times \left(1 + \frac{804}{15500} \right)}{1 + \left(\frac{8,33}{1500} \right)^3 \times \frac{15500}{804}} \right] + 30 \lg \left(\frac{350}{350} \right) \right\} = 85,62 \text{ дБ}$$

Для зниження рівня вібрацій виконують такі конструктивні та технологічні заходи:

- врівноваженням та балансуванням частин, що обертаються для забезпечення плавної роботи двигуна;
- використанням динамічних гасників вібрацій;
- пружною підвіскою та амортизацією (включанням проміжних засобів).

Основні міри боротьби з вібрацією:

- покращення конструкцій двигунів та технологічних процесів;
- відбудова від режиму резонансу (змінення маси або жорсткості системи);
- віброізоляція за допомогою пристрою амортизаторів, тобто введення в систему пружного віброгасника.

4.5 Охорона навколишнього середовища

Охорона природи в нашій країні – важлива справа. Проблема захисту навколишнього середовища від забруднюючих відходів промисловості і транспорту з кожним роком набуває все більше значення, погрожуюча перетворитися в екологічну катастрофу для нашої планети. Рішення такої

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

проблеми носить комплексний характер і жоден джерело зараження не повинно залишитися без уваги.

На рівні держави прийнято багато рішень по розробці в здійснення заходів по охороні навколишнього середовища, раціонального використання і відтворення природних ресурсів. Двигуни внутрішнього згорання, які працюють на вуглеводних типах пального являється значним джерелом забруднення навколишнього середовища. Джерелом забруднення на стаціонарних електростанціях являються відпрацьовані гази двигуна внутрішнього згорання і скиди палива, масла.

Завдання зберегти навколишнє середовище складається у неперевищенні допустимого рівня забруднення шляхом створення системи, працюючої по замкнутому циклу, яка дозволяє утилізувати загальну масу відходів, а також очисткою і зниженням токсичності викидів які потрапляють у біосферу.

Очистка відпрацьованих газів від шкідливих речовин полягає в застосуванні фільтрів та нейтралізаторів, які відповідно, утримують та нейтралізують шкідливі речовини. Існує декілька способів нейтралізації відпрацьованих газів у випускній системі двигуна:

– Окислення відпрацьованих газів шляхом подачі до них додаткового повітря в термічних реакторах. Термічні реактори встановлюють на багатьох японських і американських двигунах. Термічний реактор є теплоізованим об'ємом із спеціальною організацією перебігу газів, що відходять, встановлюваний у випускній системі двигуна і здійснюючий термічне доокислення токсичних компонентів за рахунок власного тепла газів, що відходять. Термічна нейтралізація не залежить від виду спалюваного палива. Підвищити температуру відпрацьованих газів в реакторі можна, зменшивши тепловтрати застосуванням проставок-екранів, теплоізоляцією корпусу реактора, використанням тепла реакції окислення, а також короткочасним зменшенням кута випередження запалення. Реактори особливо ефективні на режимах багатой суміші при великих навантаженнях, не виходять з ладу з часом, проте не дають повного окислення CO і CH і не

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відновлюють NO_x , тому застосовуються як додаткові пристрої перед каталітичним нейтралізатором.

– Поглинання токсичних компонентів рідиною в рідинних нейтралізаторах. Цей спосіб не набув широкого поширення через малу ефективність і необхідність частої заміни рідини.

– Застосування каталітичних нейтралізаторів і фільтрів сажі - в даний час найактуальніший.

4.6 Висновок по розділу 4

В ході виконання даного розділу дипломної роботи було проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які виникають при роботі двигуна. Було встановлено, що при роботі газового двигуна у складі ВГ помітна незначна концентрація CO , CO_2 та C_nH_m . Виняток становлять режими малих навантажень, коли зниження швидкості згоряння збіднілої суміші приводить до неповного згоряння і збільшення викиду неспаленого метану. До недоліків застосування природного газу як палива для двигунів треба віднести також досить високий викид. NO_x на максимальних навантаженнях. Крім того, небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

Також було зроблено огляд техніки безпеки та протипожежного захисту при експлуатації двигуна. Було рекомендовано заходи для зниження токсичності відпрацьованих газів та захисту навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Метою виконання даної кваліфікаційної роботи була розробка системи обертання клапанів, що відмінна від «Ротокап» та аналіз роботи випускних клапанів.

Під час виконання кваліфікаційної роботи було розраховано робочий процес газового двигуна., тепловий баланс, побудовано індикаторні діаграми та діаграми сил, що діють в КШМ.

При проведенні аналізу ефективних показників виявилось, що ефективна потужність спроектованого двигуна 6ГЧН 36/45 залишилася на тому ж рівні, що й в двигуна-прототипу за рахунок того, що середній ефективний тиск залишився на тому ж рівні. Питома ефективна витрата палива зменшилась за рахунок збільшення ефективного ККД.

Було проведено комплексний аналіз умов роботи випускних клапанів та запропоновано ефективний метод усунення декотрих проблем (використання храпового механізму обертання клапанів). Також було проведено конструктивний розрахунок храпового механізму та пружини храповика.

Велику увагу в даній кваліфікаційній роботі було приділено охороні навколишнього довкілля та охороні праці.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

Були запропоновані заходи, щодо зниження рівня шуму та вібрації при роботі двигуна, рекомендовано заходи для зниження токсичності відпрацьованих газів та захисту навколишнього середовища.

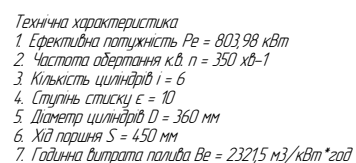
					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 476 с.
- 2 Zabloysky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zabloysky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol 9(20). – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.
- 3 Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержисвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник: – К.: Арістей. 2006. – 292 с.
- 4 Sagin S.V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S.V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI: 10.5539/mas.v9n5p269
- 5 Доценко С. М., Бельський Ф. В. Григоренко В. О. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». - Первомайськ: ППІ – 36 с.
- 6 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 5. Екологізація ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Прапор, 2004. – 360 с.
- 7 Голубченко Г.А. «Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях».
- 8 Натальчишина В.П., Брендюля М.Ф., Гиль О.О. Вимоги до оформлення курсових та дипломних проектів (робіт). Методичні вказівки для студентів інституту та коледжу. – Первомайськ: ППІ – 47с.

					ПННІ НУК 131.61.23.07 ПЗ	Лист
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]



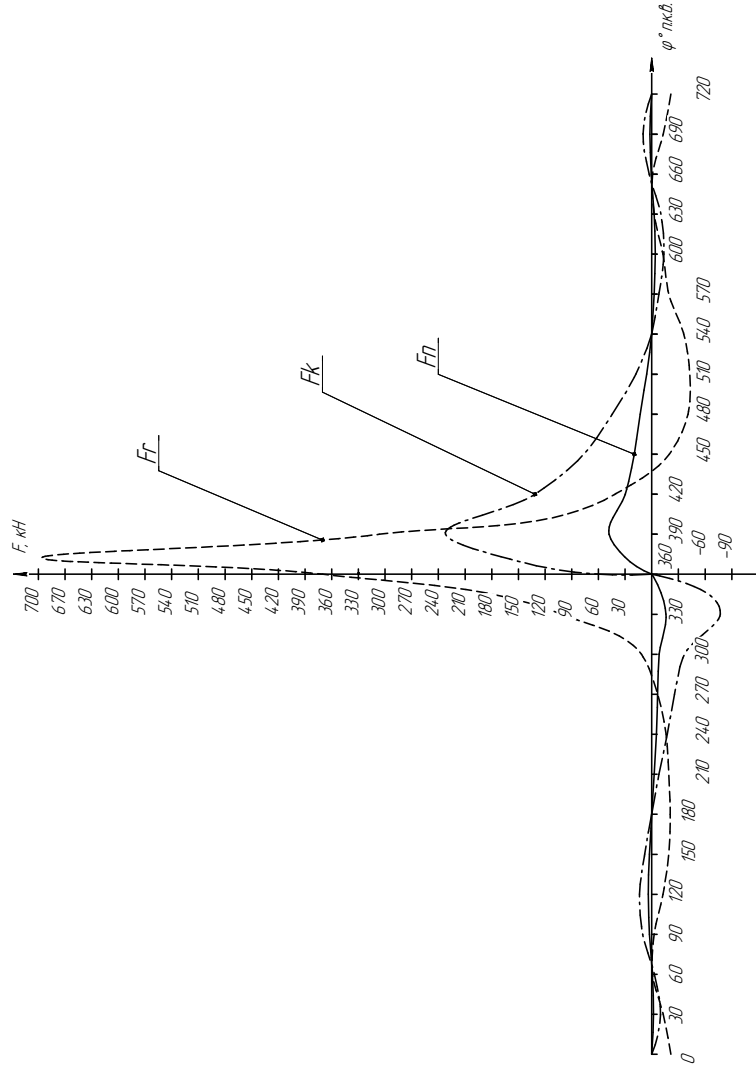
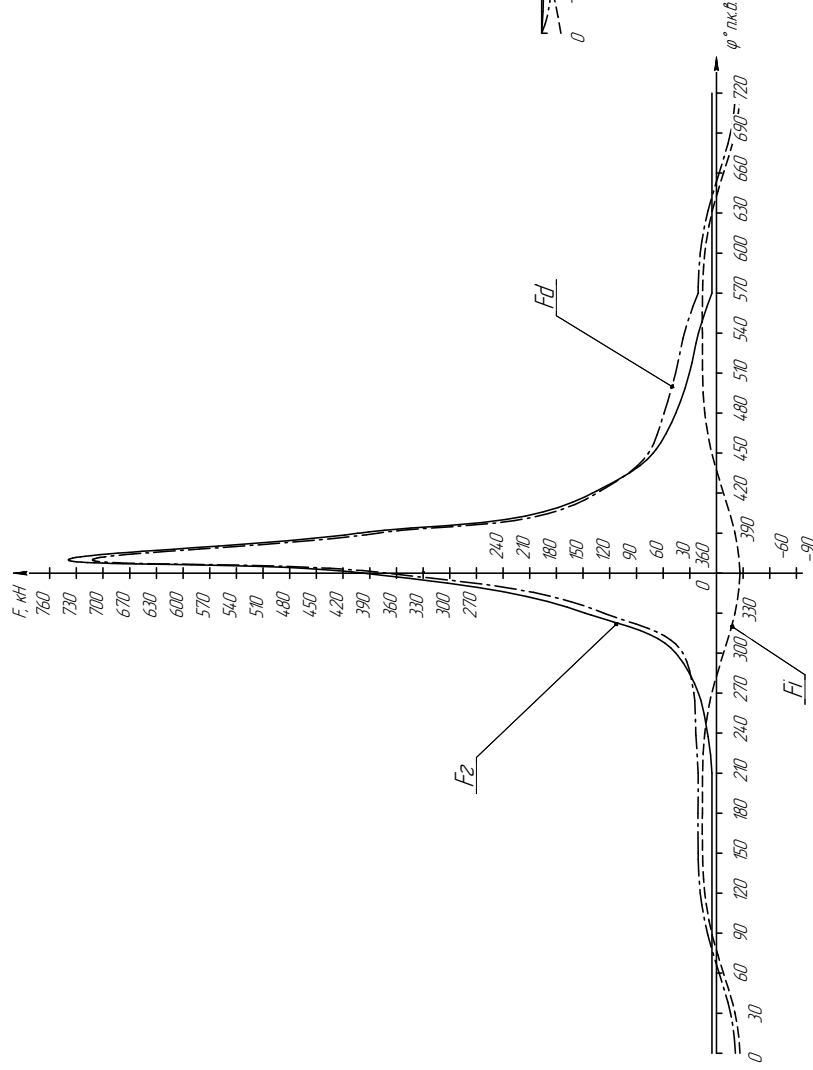
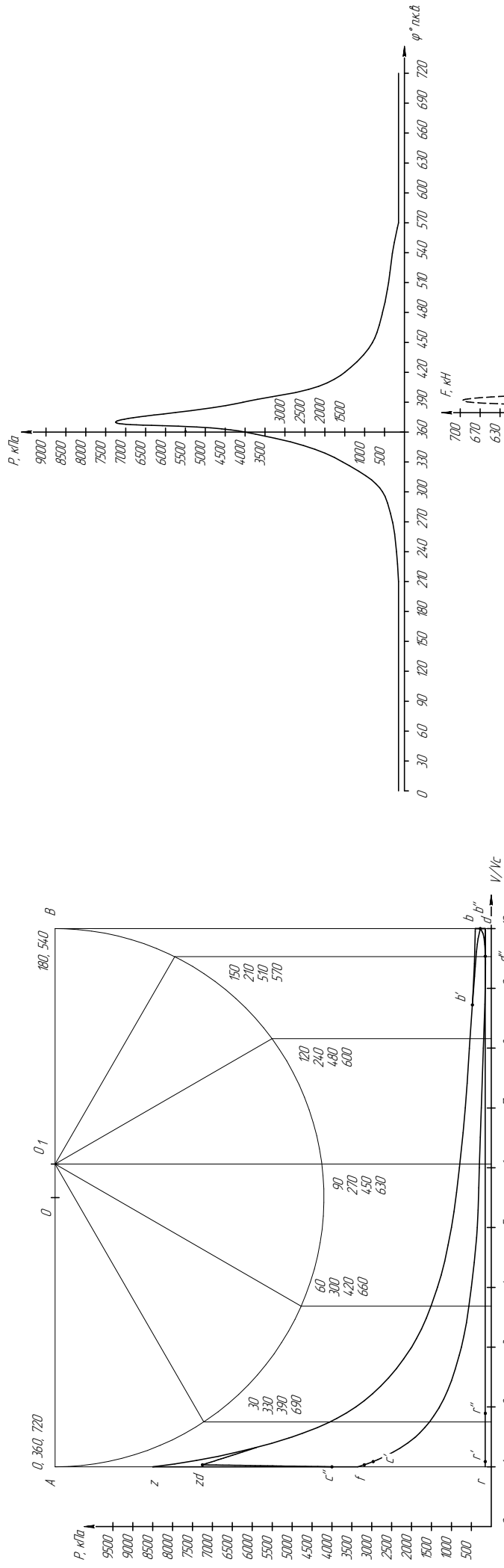
1. Використовувати мастило М10ГЦ2С ГОСТ 123337-84 або SAE-30, SAE-40
2. Використовувати паливо – природний газ ГОСТ 5542-87
3. Охолоджуюча рідина: чиста прісна вода
4. Різниця висоти камери згоряння між циліндрами – 0,5мм

*Резьба для добірок

						ПНИ НУК 131612307 СК			
Имя	Адрес	№ документа	Пол	Дата	Газовый документ		Акт	Маска	Маскировоч
Павлов	Дубоводов 8А				6ГЧН 36/45				15
Адрес	Маскировка						Акт	Адрес	1
Маскировка	Маскировка				61-ТЕНМас-223				

* Розміри для довідок

[illegible]

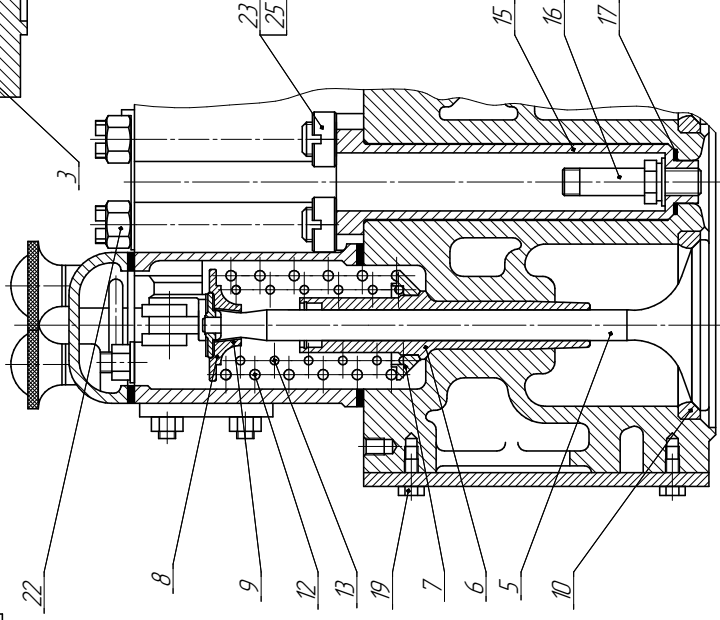
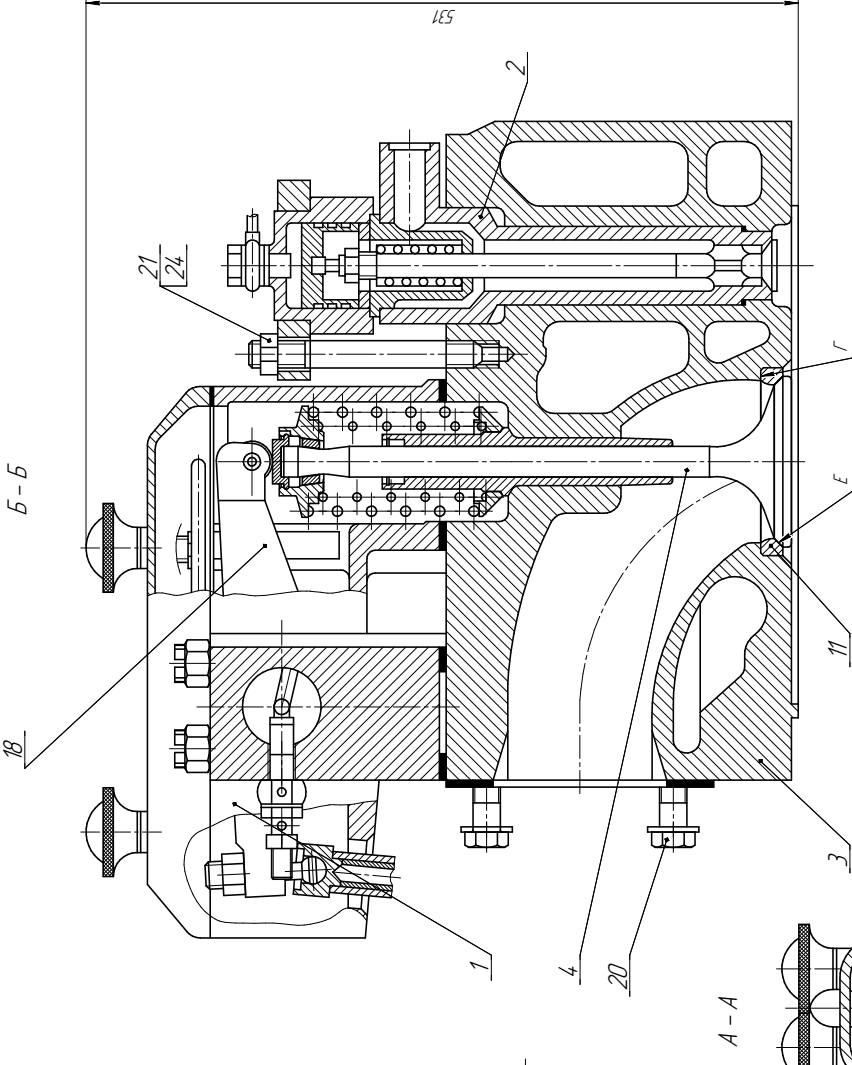
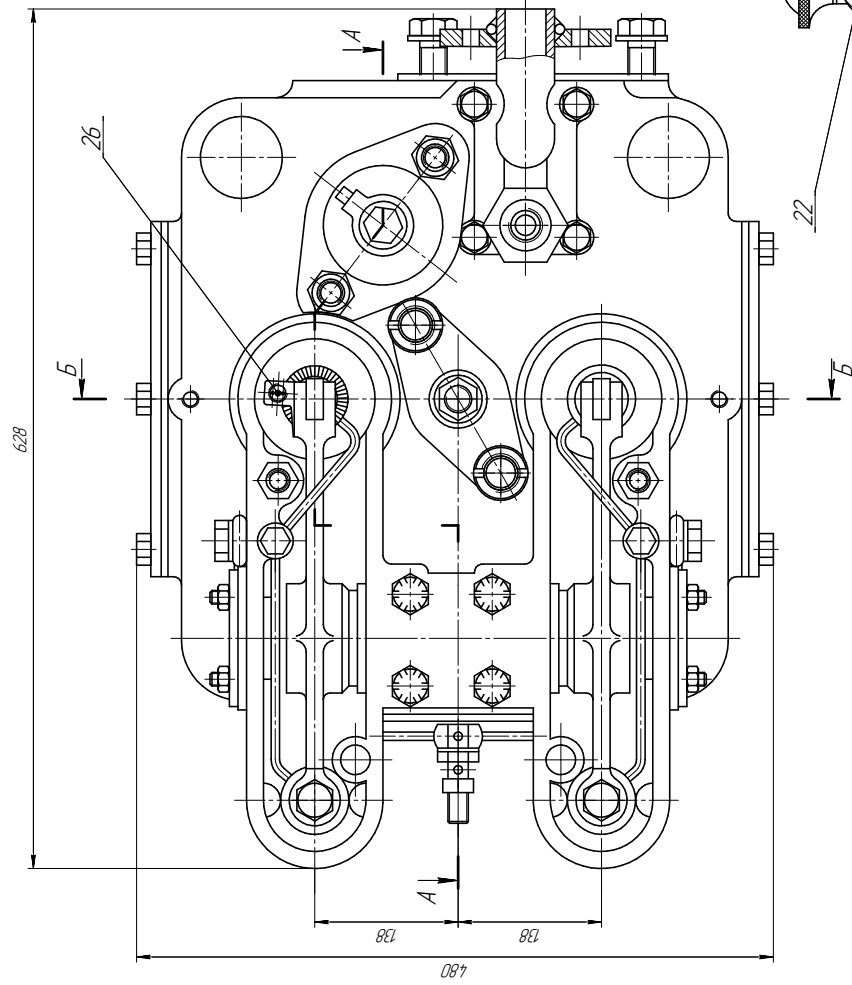
[illegible]

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол. на			Примечание	
Справ. №		A1									
				1			Привід клапанів				
				2			Пусковий клапан				
		A2		26			Храповий механізм				
							Деталі				
					3		Кришка	1			
					4		Впускний клапан	1			
					5		Випускний клапан	1			
					6		Втулка клапана	2			
			7		Тарілка нижня	2					
			8		Тарілка верхня	2					
			9		Замок клапана	2					
			10		Сідло впускного клапана	1					
			11		Сідло випускного клапана	1					
			12		Пружина зовнішня	2					
			13		Пружина внутрішня	2					
			14		Сухар замка клапана	1					
			15		Стакан	1					
			16		Свічка запалювання	1					
			17		Прокладка	1					
			18		Коромисло	2					
Подп. и дата							ПННІ НУК 131.61.23.07 СК				
Взам. инв. №							Кришка циліндра				
Инв. № дубл.							61-ТЕМмаг-223				
Подп. и дата							Кришка циліндра				
Изм. Лист							Кришка циліндра				
Разраб.							Кришка циліндра				
Пров.							Кришка циліндра				
Н.контр.							Кришка циліндра				
Утв.							Кришка циліндра				

Копировал

Формат A4

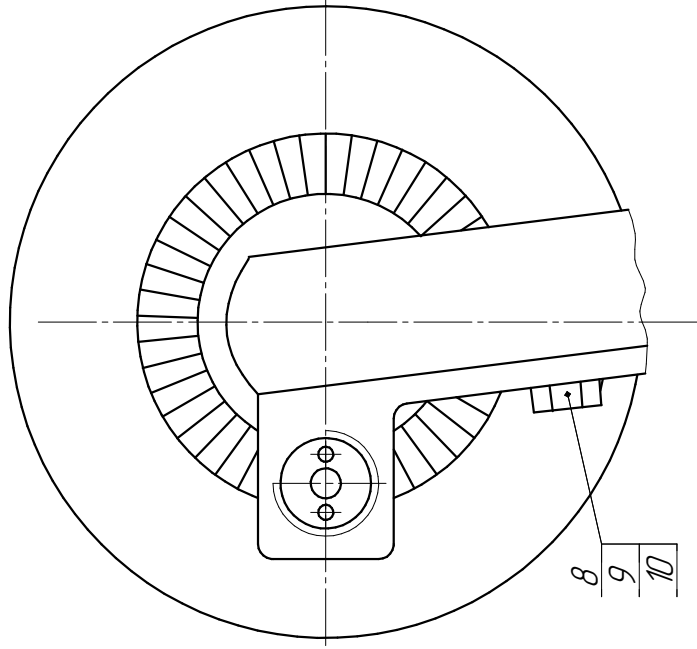
[illegible]



1. Після заправки порець свіда клапана повинен швидко привертати до підверни Г. Допускається прохідження шуга товщиною 0,03 мм на дізі не більше 180°.
2. Допуск стійкості фаски Е свіда клапана відносно осі нахвильної дупки клапана після притирання 0,06 мм.
3. При складанні кришки осадіть уфазу привертати протильності відношення відсунутого та відсунутого клапана у відвідні знади.
4. Клапани поз.2 та 3 привертати до свей. Ширина притертого пожека не менше 1,5 мм.
5. Передірки шильності притертих фасок і з'єднання кришка-свіда клапана привертати за допомогою нажда газу з витримкою 10 хв. Концентрація газу не допускається.
6. Водяну паровину випробувати на герметичність додава під тиском 600 кПа на протязі 5 хв. Протікання не допускається.
7. Розміри для довідок.

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

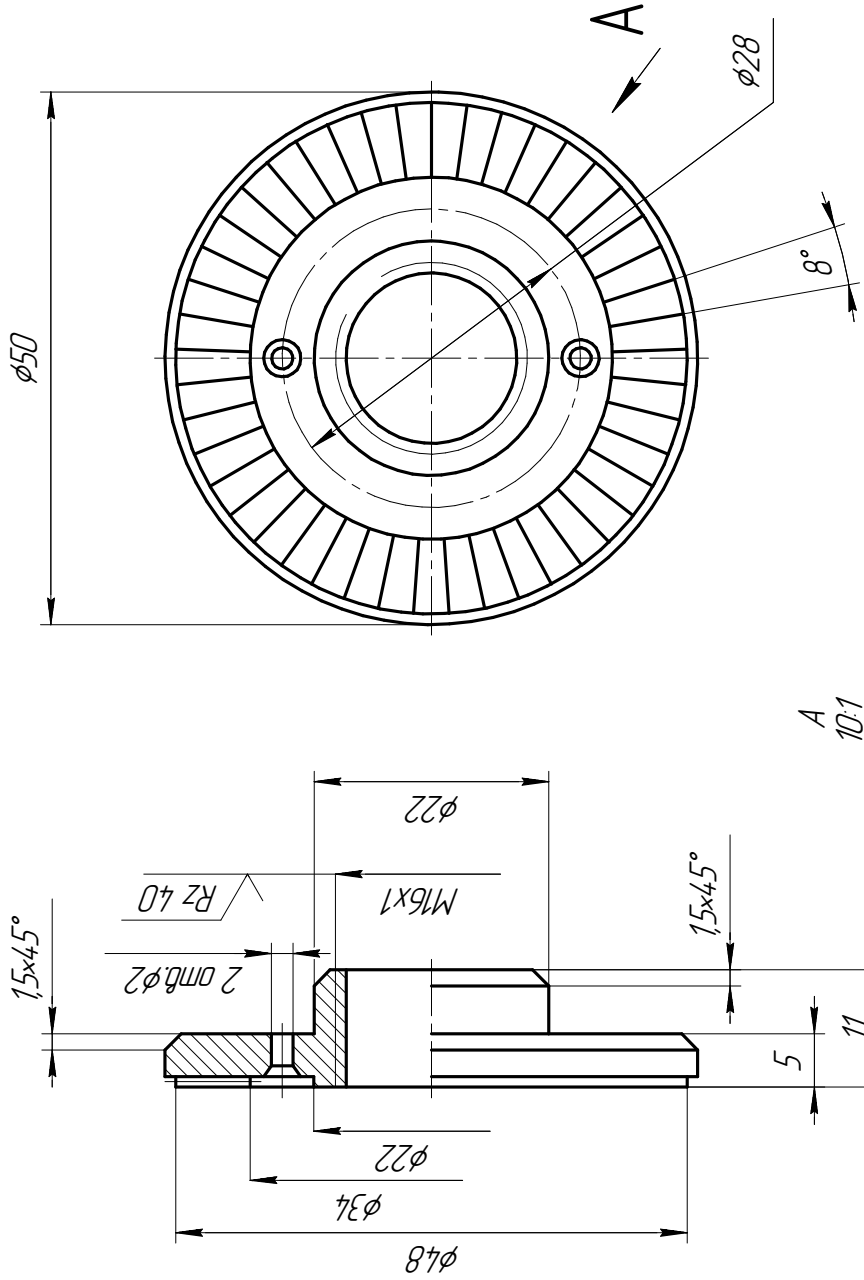
Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №	A2				Документація			
					Складальне креслення			
					Деталі			
			1		Корпус	1		
			2		Втулка направляюча	1		
			3		Гайка	1		
			4		Пружина	1		
	A3		5		Собачка	1		
	A3		6		Храпове колесо	1		
			7		Стопорна шайба	1		
Подп. и дата					Стандартні вироби			
			8		Болт М6-7Н ГОСТ 7798-70	2		
			9		Гайка М6 ГОСТ 5915-70	2		
			10		Шайба 6.65 Г.02 ГОСТ 6402-70	2		
Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.07 СК
Инв. № подл.	Разраб.	Дудовскова В.А.			Пристрій для обертання клапана	Лит.	Лист	Листов
	Пров.	Нестеренко В.В.						1
	Н.контр.	Нестеренко В.В.				61-ТЕМмаг-22з		
	Утв.	Нестеренко В.В.						

[illegible]

ПННІ НУК 131612307 РК

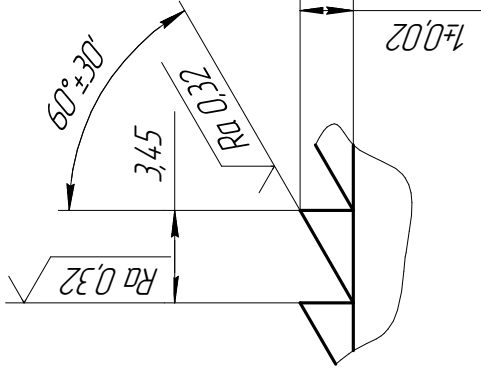
Місц. примеч.	Спроб. №	
---------------	----------	--

Місц. № підл.	Підл. у діам.	Взам. уніф. №	Місц. № дугл.	Підл. у діам.
---------------	---------------	---------------	---------------	---------------

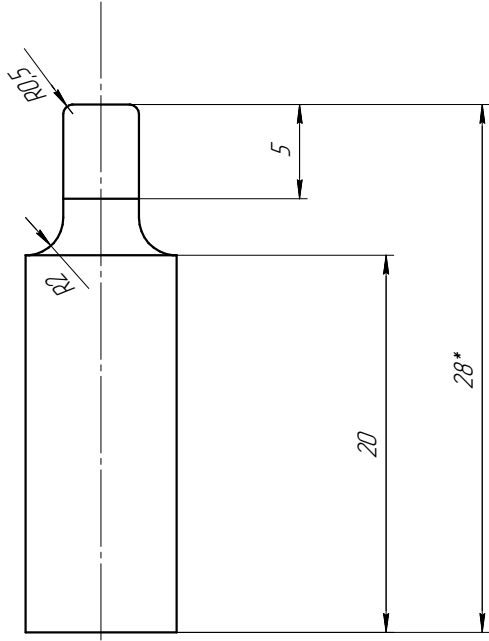
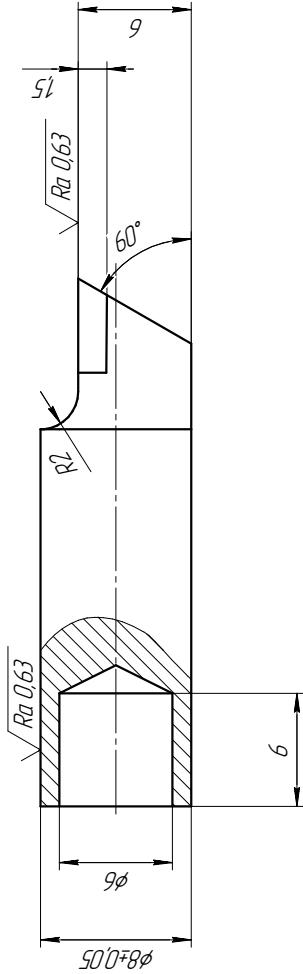


1. Твердість поверхонь зубців HRC 56...60
2. Допуски на вільні розміри отворів – по А5, вріз – по b5, інших СМ5
3. Осьове диття вінця харапавага колеса на діаметрі 48 мм не

дільше 0,1 мм



ПННІ НУК 131612307 РК		Маса	Масштаб
Колесо харапавае		0,118	2:1
Z=45		Лист	Листов 1
Сталь Шк		61-ТЕММД2-223	
ГОСТ 80T-78		Формат А3	



1. Граничні відхилення розмірів отворів – по А5, інших – по СМ 5
2. *Розмір для довідок

ПНН НУК 131612307.РК				Лист		Маса		Масштаб	
Содачка				Лист		Листа		51	
				Лист		Листа		1	
61-1ЕМмаг-22Е				Лист		Листа		1	
				Лист		Листа		1	
Норматив				Норматив		Норматив		Норматив	
Удл				Удл		Удл		Удл	

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible][illegible]