

Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інженерно-економічний факультет

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
освітнього рівня «бакалавра»

на тему: Підвищення ефективності стаціонарної електростанції,
потужністю 1200 кВт, за рахунок вдосконалення рекуперативного
охолоджувача наддувочного повітря.

Прототип 6ЧН 26/26.

Виконав: студент V курсу групи 54-ЕМ-18з

Спеціальність

142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма

«Двигуни внутрішнього згоряння»

Іщенко Ігор Євгенович

Керівник ***Швець І.А.***

Рецензент ***Нестеренко В.В.***

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	3
1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його установки	4
1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна та обґрунтування вибору генератора.	4
1.2 Опис будови двигуна-прототипу	7
2. Конструкторський розділ	19
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу газового двигуна.	19
2.2 Розрахунок теплового балансу	34
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	41
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	48
2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	55
3. Розробка конструкції та проектування рекуперативного охолоджувача наддувочного повітря.	57
3.1 Обґрунтування вибору та опис конструкції пропонованого рекуперативного охолоджувача наддувочного повітря	57
3.2 Умови роботи агрегату що проектується	59
3.3 Розрахунок параметрів рекуперативного охолоджувача наддувочного повітря.	60
4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	70
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які створює спроектований двигун	70
4.2 Техніка безпеки та охорона праці під час ремонту та обслуговування двигуна.	73
Висновок	75
Список використаної літератури	76
Додатки:	
Додаток А - Специфікація двигун 6ГЧН 26/26	
Додаток Б – Специфікація рекуперативний охолоджувач	

					ПФ НУК 142.54.20.06.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка	Літ	Лист	Листів
Розробив		Іщенко					2	
Перевірив		Швець І.А.						
Н. Контр.						ПФ НУК		
Затвердив		Нестеренко						

ВСТУП

Динамічний розвиток техніки вимагає все більш швидкого зростання потужності двигунів для різних областей застосування, зменшення їх питомих габаритів і поліпшення економічності без істотного збільшення маси при постійно зростаючій надійності. Збільшення потужності поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) без зміни їх розмірів пов'язано з необхідністю спалювання в циліндрах великих порцій палива за один робочий цикл. Рішення цього завдання вимагає подачі в циліндри більшої кількості повітря, але збільшення кількості свіжого заряду при незмінному робочому об'ємі двигуна може бути забезпечено тільки за рахунок підвищення нею щільності в результаті попереднього стиснення.

Щільність заряду, що подається в циліндр ДВЗ можна збільшити в три рази і більше, у порівнянні з щільністю атмосферного повітря. Однак підвищення тиску наддувочного повітря супроводжується зростанням температури. Як наслідок, вказане підвищення температури вимагає обмеження тиску наддуву у зв'язку з погіршенням деяких характеристик робочого процесу, а також з підвищенням теплової та механічної напруженості деталей двигуна.

Уникнути вказаних негативних наслідків наддуву дозволяє охолодження наддувочного повітря. Надувне повітря найчастіше охолоджують за допомогою рекуперативних теплообмінників, причому в якості охолоджуючого теплоносія застосовують атмосферне повітря або охолоджуючу рідину з системи охолодження двигуна. Рух охолоджуючого та проміжного теплоносіїв може здійснюватися різними способами, вибір яких виробляють виходячи з рівня наддуву, компоновальних умов, наявних на двигуні і транспортному засобі, технологічних і виробничих можливостей, умов експлуатації та ін.

В ході даного дипломного проекту планується спроектувати чотиритактний газовий двигун потужністю 1200 кВт, на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/26. Окремо планується розглянути питання щодо розробки конструкції рекуперативного теплообмінника для охолодження наддувочного повітря.

					ПФ НУК 142.54.20.06.ПЗ	Лис
						3
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТА ЙОГО УСТАНОВКИ.

1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна та обґрунтування вибору генератора.

1.1.2 Вибір та обґрунтування генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{\text{ген}} = P_e \cdot \eta_{\text{з.м}}$$

де $P_e = 1200$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$\eta_{\text{з.м}} = 0.98$ - коефіцієнт корисної дії з'єднувальної муфти; згідно [3 ст. 125]
рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень

$$\eta_{\text{з.м}} = (0,96 \dots 0,99)$$

$$P'_{\text{ген}} = P_e \cdot \eta_{\text{з.м}} = 1176.000$$

Повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_{\text{ген}} = P'_{\text{ген}} \cdot \cos \varphi$$

де $\cos \varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і
вказується виробником у супровідних документах.

$$P_{\text{ген}} = P'_{\text{ген}} \cdot \cos \varphi = 999.600$$

Максимальна потужність, що споживається під час пікових навантажень в
мережі, в кВт

$$P_{\text{ген.мах}} = P_{\text{ген}} \cdot k_H$$

де $k_H = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253]
рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень
 $k_H = (1,05 \dots 1,15)$

$$P_{\text{ген.мах}} = P_{\text{ген}} \cdot k_H = 1099.560$$

Частота струму що виробляється генератором, в Гц

$$f_{\text{ген}} = p \cdot \frac{n}{60}$$

$p = 3$ - число пар полюсів генератора;

$n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання колінчастого валу

$$f_{\text{ген}} = p \cdot \frac{n}{60} = 50$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі
СБГ 1100-1000, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі
ДвГА - 1100.

1.1.2 Загальний опис будови електростанції.

Стационарна автоматизована електростанція потужністю 1100 кВт на базі двигун-генератора ДГА-1100, розміщена в укритті, призначена для використання як основне або як резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

температура повітря, що оточує двигун-генератор від +8 до +45°C;

температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;

відносна вологість не більш 88%;

висота над рівнем моря до 1000 м;

сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Силова установка розташована на рамі в укритому приміщенні, яка в свою чергу закріплена на масивному бетонному фундаменті для зменшення вібрації та шуму, також в приміщенні електростанції знаходиться обладнання обслуговуюче двигун, а саме: шафа керування двигун-генератором, балони пускового повітря, балон господарських потреб та повітряні компресори для закачування повітря в балони, радіаторна система охолодження, а також елементи системи підготовки палива.

Система включає в себе: цистерну основного запасу палива, також ця цистерна використовуються для відстоювання палива. Паливоподаючий насос, призначений для перекачування палива до паливо підкачуючого насоса двигуна. Цистерна для збору водяних відходів та близьких по щільності до води, грязі і шламу з паливної апаратури.

В машинному приміщенні біля двигуна розташований розширювальний бачок води. Глушник-іскрогасник винесений назовні укриття станції.

					ПФ НУК 142.54.20.06.ПЗ	Лис
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вентиляція двигуна складається з дефлектора, від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу та системою примусової вентиляції. Приміщення системи підготовки палива також вентилюється.

Машинне приміщення обслуговується 2-тонним краном для демонтажу ШПГ, що має висячу колодку з кнопками керування.

Також в машинному приміщенні, встановлена автоматизована протипожежна система.

					ПФ НУК 142.54.20.06.ПЗ	Лист
						6
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис будови двигуна-прототипу

Двигун 6ЧН 26/26 – чотиритактний високо-обертовий поршневий двигун, призначений для приводу в дію електрогенераторів, що знаходяться в складі головних або допоміжних судових та стаціонарних двигун-генераторних установок, призначених для живлення трифазним електричним струмом споживачів в залежності від їх потреб.

Рама зазначеної установки є жорсткою зварною конструкцією для установки на ній двигуна і генератора. Двигун і генератор кріпляться на верхній площині рами болтами і фіксуються штифтами. Сталеві регульовальні прокладки, встановлювані під лапи генератора, дозволяють здійснювати його центровку з колінчастим валом двигуна. Для забезпечення герметичності порожнини картера між двигуном і рамою встановлюються паронітові прокладки.

Внутрішня порожнина рами служить маслосбірником. Зверху порожнина рами закривається знімними пінознижуючими сітками. Забір мастила з порожнини рами здійснюється через маслосабірник, отвори в якому закриті знімними сітками.

На лівій стороні рами розташовується масляна порожнина К, призначена для установки фільтруючих елементів фільтру грубого очищення мастила. На стінці цієї порожнини з боку масляної порожнини рами встановлюється редукційний клапан фільтру, а на зовнішній стінці - фланець для підведення мастила у фільтр від маслопрокачуючого насоса.

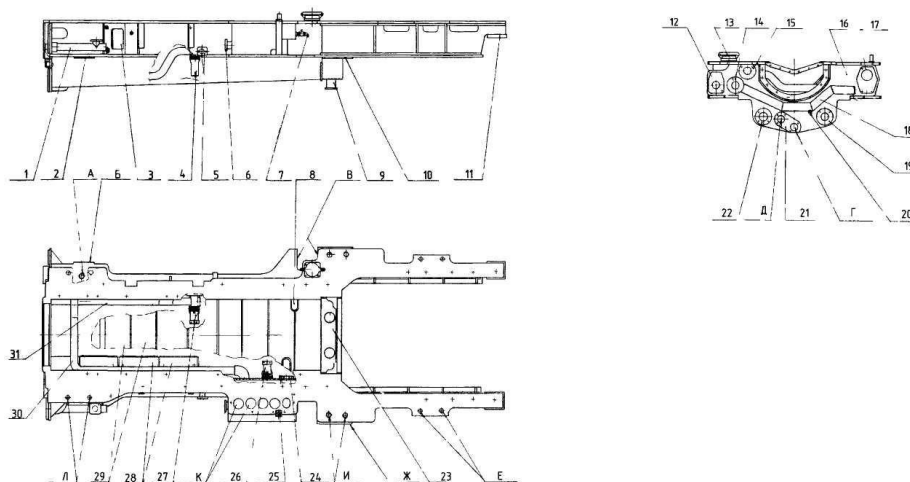


Рис. 1.1 - Рама.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.20.06.ПЗ

Лис
7

На правій стороні рами встановлюються: на верхній площині - горловина для заливання, на бічній стінці - щуп рівня мастила.

Для встановлення двигуна-генератора на раму на нижніх плитах рами розташовані 4 опорних платіка, а також торцеві поверхні Б, В, Ж під поздовжні і поперечні упори .

Блок служить остовом, на якому встановлюються всі деталі і вузли двигуна. Блок є зварною конструкцією, що складається з вертикальних поперечних і поздовжніх бічних листів.

Тиск спалаху і інерційні сили кривошипно-шатунного механізму передаються на кришки корінних підшипників. Кожна кришка кріпиться двома корінними болтами з гайками. Для запобігання течі мастила по контакту між головою болта і блоком встановлюється гумове кільце. Поздовжня жорсткість блоку забезпечується бічними листами, двома нижніми плитами та середніми листами.

На торці блоку з боку генератора розташовані фланці для встановлення корпусу ущільнення колінчастого валу, для установки валоповоротного механізму, для зливу мастила з турбокомпресора і встановлення турбокомпресора. На торці блоку з боку управління розташовані фланці для встановлення фільтра тонкого очищення мастила, для встановлення відцентрового фільтра і редуктора приводу агрегатів дизеля.

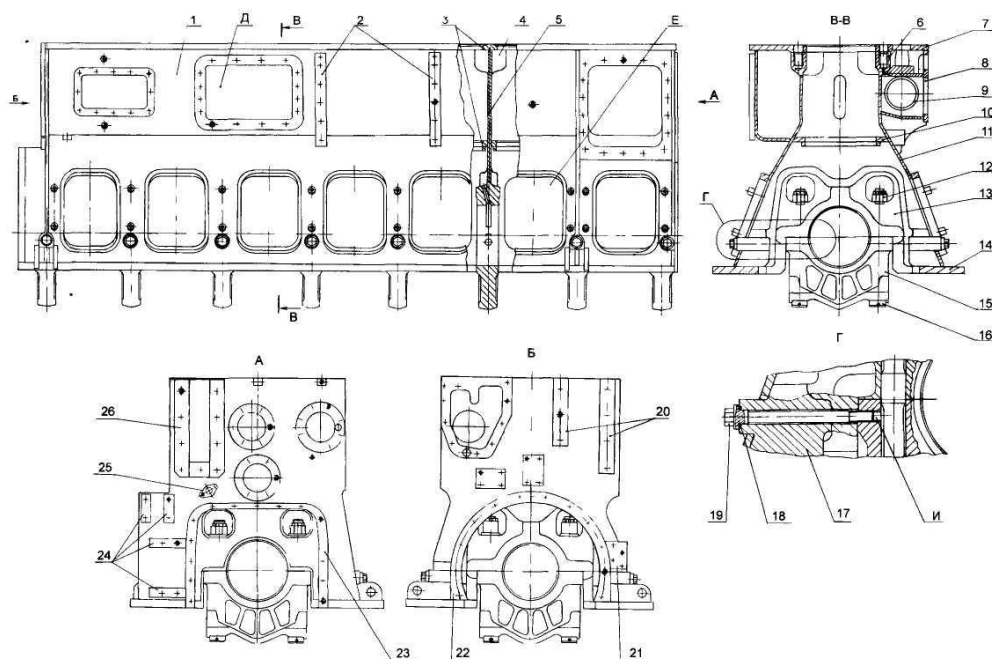


Рис. 1.2 – Блок.

Корінні підшипники сталеві, покриті алюмінієво-олов'яним сплавом. Кожен підшипник складається з двох половинок-вкладишів. Вкладиші, які встановлюються в блок мають канавку і три отвори для підведення мастила до корінних шийок колінчастого валу. Вкладиші, які встановлюються в кришки корінних опор, безканавочні.

Дев'ята опора є опорно-упорною, і для сприйняття осьових зусиль колінчастого валу в цю опору в блок встановлюється бронзо-бабітовий опорно-упорний вкладиш. Для оберігання блоку від руйнування, у разі спалаху пари мастила у внутрішніх порожнинах, на оглядових люках картера на лівій стороні дизеля встановлюються кришки із запобіжними клапанами.

Втулка – лита з легованого чавуну. На верхньому опорному бурті втулки виконана проточка для газового стику. Герметичність стику досягається роздільним притиранням поверхонь бурту кришки циліндра і втулки.

Ущільнення водяної порожнини між рубашкою і втулкою по циліндровій поверхні забезпечується трьома гумовими кільцями ущільнювачів, розміщеними в канавках, а по опорному бурту - роздільним притиранням опорних буртів сорочки і втулки.

Нижче за перше кільце ущільнювача виконаний сигнальний отвір. Відсутність течії води через сигнальний отвір свідчить про справний стан верхнього кільця ущільнювача.

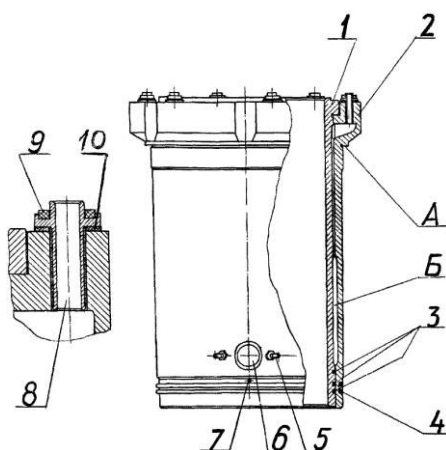


Рис. 1.3 – Втулка циліндру.

Кришка циліндрів обмежує зверху робочий простір циліндра дизеля. З її допомогою здійснюється надходження в циліндр заряду свіжого повітря і випуску відпрацьованих газів.

Кришка циліндрів це складне відливання з високоміцного чавуну, є гранованою порожнистою коробкою і служить для розміщення в ній двох впускних, двох випускних клапанів з направляючими втулками, двох траверс з своїми направляючими, сталевого стакана зі вставленими в нього форсункою і індикаторного крана .

Внутрішня частина кришки розділена на три основні порожнини: порожнина для прийому поступаючого в циліндр повітря (канал впуску) Е, порожнина очищення циліндра від відпрацьованих газів (випускний канал) К і порожнина для циркуляції охолоджуючої води Ж, куди вода поступає з гільзи циліндра через одинадцять отворів Д і охолоджує гарячі стінки кришки. Фланці каналів впуску і випуску, до яких підходять колектори впуску і випуску, розташовані з одного боку кришки.

На нижній площині кришки проточний циліндровий бурт Н для ущільнення газового стику з гільзою циліндра. Ущільнення газового стику здійснюється роздільним притиранням торцьової поверхні бурту Н кришки і поверхні опорного торця гільзи циліндра, що сполучається.

Кришка циліндра кріпиться до блоку шістьма шпильками, для проходу яких в кришці виконано шість крізних отворів. Отвори, закриті пробками на верхній площині і бічних стінках кришки, передбачені для огляду і очищення охолоджуючої порожнини при виготовленні деталей. Шість довгих шпильок, укручених у верхню площину кришки, служать для кріплення корпусу важелів приводу клапанів. Наявність отворів М, виконаних в кришці в міжклапанних перемичках, забезпечує інтенсивне охолодження днища кришки завдяки спрямованості потоку охолоджуючої рідини.

Впускні та випускні клапани двигуна виконані з високоякісної сталі. За своєю формою впускні та випускні клапани виконані однаково. Випускний клапан відрізняється від впускного меншим (на 8мм) діаметром тарілки і наявністю наплавлення із спеціального жаростійкого сплаву на робочій фасці. Робочі фаски клапанів виконані під кутом 45°. Кожен клапан утримується в закритому стані пружинами, що

					ПФ НУК 142.54.20.06.ПЗ	Лис
						10
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

мають різний напрям навивання. Пружини знизу спираються в тарілку, яка встановлюється на борт направляючої клапана.

Сідла утримуються в днищі кришки пружинними кільцями. Для забезпечення надійної роботи пари шток клапана - направляюча клапана штоки клапанів азотуються або хромуються. Направляючі втулки клапанів виготовлені із спеціального чавуну.

Траверса, за допомогою запресованих в неї гідроштовхачів, забезпечує одночасне відкриття і рух кожної пари однойменних клапанів. Для обмеження можливого провороту траверси в направляючій на траверсі виконані щоки І, в пази між якими входять важелі приводу клапанів.

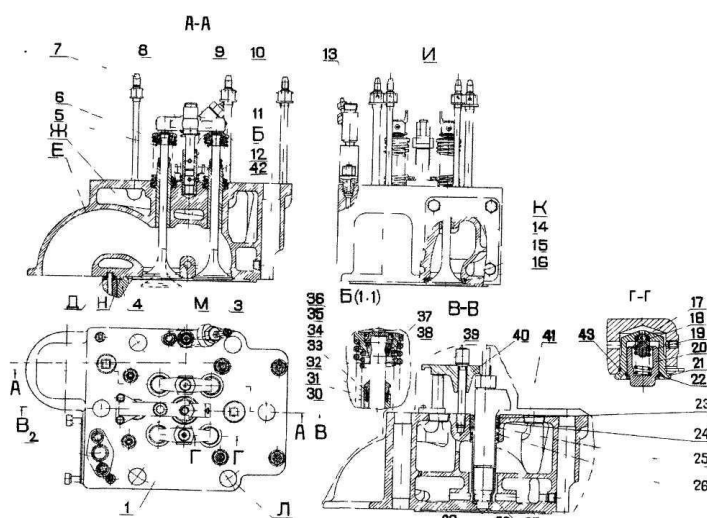


Рис. 1.4 – Кришка циліндра.

Кран індикаторної встановлений на кожній кришці циліндра двигуна і служить для продування циліндра двигуна, виміру тиску в циліндрі, а також для полегшення провороту колінчастого валу двигуна за допомогою валоповоротного механізму.

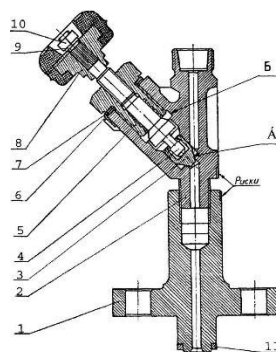


Рис. 1.5 – Індикаторний кран.

Привід клапанів є передавальним механізмом від розподільного валу до клапанного механізму кожного циліндра дизеля.

Основні елементи приводу клапанів: штовхачі, штанги, пружини, корпус, проставка, важелі, вісь важелів, втулка розпір, регулювальні кільця, кришка.

При обертанні розподільного валу відповідний його кулачок набігає на ролик штовхача. Поступальна хода ролика передається штовхачу, а через штовхач - на штангу. Штанга, стискаючи пружину, передає рух важелю, який, обертаючись на осі, іншим своїм кінцем натискає на траверсу. Траверса передає рух через гідроштовхач парі однойменних клапанів – відбувається їх відкриття.

Мащення поверхонь, що труться, здійснюється мастилом, що поступає в поздовжнє свердлення осі важеля. По поперечних свердленнях осі важелів мастило поступає в свердлення важелів, мастить їх втулки, проходить на мащення пар ударник - штанга, бойок- траверсу, траверсу - гідроштовхачі та гідроштовхачі - клапани.

Далі мастило стікає з корпусу важелів по кожухах штанг в порожнину штовхачів, де мастить всі частини штовхача, що труться, зокрема пару ролик -кулачок і стікає в порожнину двигуна.

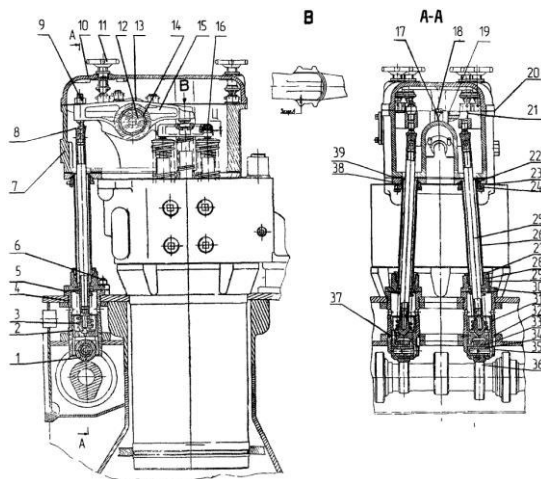


Рис. 1.6 – Привід клапанів.

Колінчастий вал відлито із спеціального високоміцного чавуну з кулястим графітом. Кривошипи колінчастого валу розташовані через 120° відповідно до порядку чергування спалахів в циліндрах.

Вал має 10 корінних і 8 шатунних шийок, виконаних порожнистими для зменшення ваги. Корінні шийки, навантажені великими діючими силами, мають велику довжину в порівнянні з іншими.

Для зменшення інерційних навантажень на корінні шийки вал має 14 противаг, відлитих у згоді з відповідними щоками, при цьому на двох щоках (1, 14) вісь симетрії противаги співпадає з віссю симетрії відповідного кривошипа, на щоках (2, 3, 4, 5, 8, 9, 10, 11, 12, 13) противаги розташовані під кутом 120° до осі симетрії відповідного кривошипа, а щоки (6, 7) відповідно з своїми кривошипами розташовуються під кутом 120° до осі симетрії кривошипів I і VI.

Для підведення мастила від корінних шийок до шатунних у валу виконано по два свердлення до кожної шатунної шийки від суміжних з нею корінних шийок.

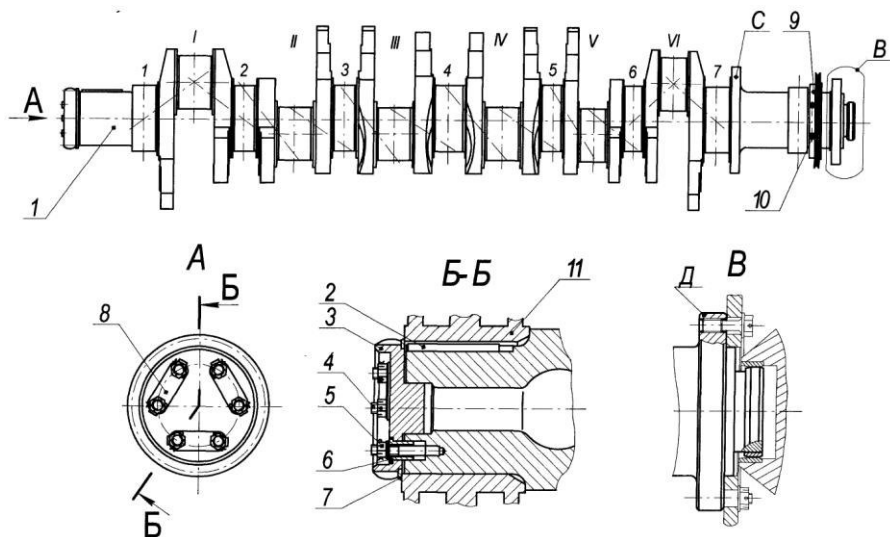


Рис. 1.7 – Колінчастий вал.

Комплект поршня складається з головки поршня, тронка, компресійних, маслознімних кілець, пальця і інших деталей.

Днище головки поршня має спеціальну форму, створюючи камеру згорання. Два різьбові отвори в днищі головки призначені для кріплення пристосування при монтажі і демонтажі поршня. На зовнішній поверхні головки поршня виконані три канавки для компресійних кілець.

Компресійні кільця виготовлені з високоміцного чавуну, зовнішня поверхня кілець для підвищення зносостійкості хромована.

Тронк відштампований з алюмінієвого сплаву. Робоча поверхня тронка покрита антифрикційним покриттям.

В отвори бобишок тронка встановлений палець плаваючого типу. Від осьового переміщення палець фіксується в бобишках тронка стопорними кільцями.

На верхній і нижній частині тронка по зовнішній поверхні виконані канавки під маслоснімні кільця, виготовлені з чавуну.

Для пониження теплової напруженості поршень охолоджується мастилом. З верхньої головки шатуна мастило поступає в щільно притиснутий до неї пружиною стакан, з якої по отворах в порожнину охолодження, а звідти по каналах стікає в картер двигуна. У головці поршня мастило охолоджує днище і зону компресійних кілець.

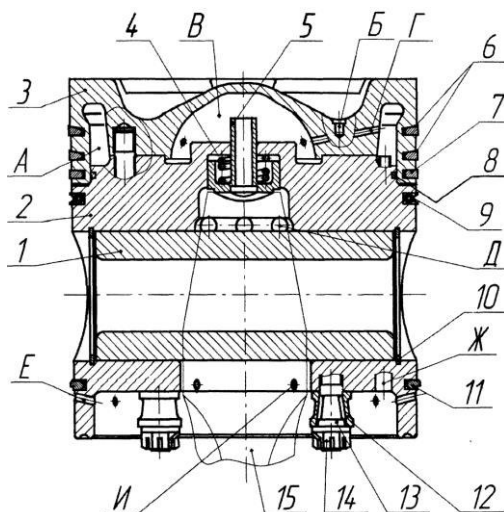


Рис. 1.8 – Поршень.

Шатун складається з стрижня шатуна, головки шатуна і кришки, виготовлених з штампованих заготовок. Шатун має двотавровий перетин стрижня, верхня головка шатуна має трапецієвидний перетин, в розточування головки запресована біметалічна втулка, що складається із сталевго корпусу, залитого спеціальною бронзою. Розточування втулки верхньої головки виконане по гіперболічній поверхні.

У головку шатуна в спеціальні колодязі загорнені шпильки. Хвостовик і штифт забезпечують фіксацію шатуна щодо головки.

Шпильками з шестигранными гайками до головки кріпиться кришка, при цьому для підвищення жорсткості з'єднання головка - кришка на стикових поверхнях нарізані трикутні шлиці.

Для запобігання самовивертання шпильки закручені на анаеробній смолі. Для фіксації кришки щодо головки служить штифт.

У розточування, утворене головкою і кришкою шатуна, встановлені шатунні вкладиші. Вкладиші - сталеві, покриті алюмінієво-олов'яним сплавом.

Вкладиші, які встановлюються в головку і кришку (верхній і нижній), неоднакові і невзаємозамінні. Верхній вкладиш - безканавочний, нижній - має кільцеву канавку. Для попередження від провертання і осьового зсуву в нижньому вкладиші в середній частині виконаний отвір, в який заходить штифт, запресований в кришку шатуна, у верхньому вкладиші виштампований виступ («зуб»), який заходить у відповідну виточку в головці шатуна.

У шатуні і головці шатуна є канали (свердлення), які спільно з отворами в нижньому вкладиші забезпечують подачу мастила від шатунної шийки колінчастого валу на мащення поршневих пальців і охолодження поршнів.

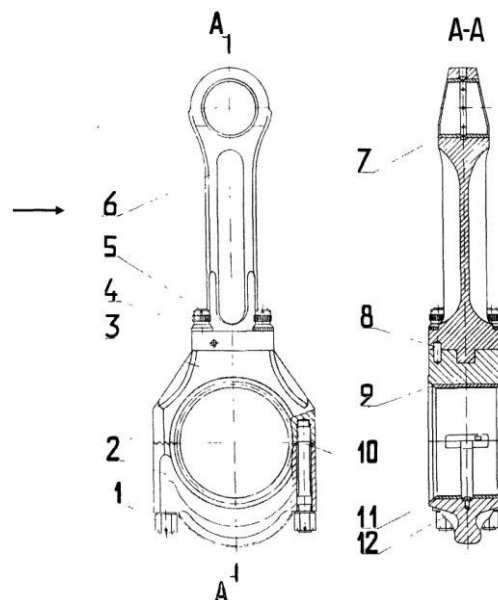


Рис. 1.9 – Шатун.

Вал розподільний встановлений в блоці, служить для приведення в дію механізму приводу клапанів.

Профіль кулачків і їх відносне розташування на розподільному валу забезпечує відкриття і закриття клапанів в задані моменти, визначають час наповнення циліндрів свіжим зарядом повітря та час випуску відпрацьованих газів.

Розподільний вал складається з двох кулачкових секцій і хвостовика, сполучених на фланцях призонними болтами. На кожній кулачковій секції є вісім кулачків, на зібраному валу шістнадцять кулачків (по два кулачки на циліндр). Розподільний вал спирається на десять сталевих підшипників з бабітовою заливкою. Крайній підшипник (з боку генератора) одночасно є і упорним, що утримує вал від осового переміщення.

Фіксація хвостовика валу відносно упорного підшипника виконується за допомогою розрізної гайки. Контрення гайки від вивертання здійснюється двома болтами. Осевий зазор валу регулюється прокладками.

Обертання розподільного валу здійснюється циліндричною шестернею, змонтованою на фланці хвостовика. Мащення опорних шийок валу здійснюється мастилом, що проходить через чотири отвори В, виконані в кожній шийці, з внутрішньої порожнини Б валу. У внутрішню порожнину валу мастило поступає з масляної системи двигуна через штуцер, укручений в сьому опору блоку, а потім через свердлення Г в широкому підшипнику і гайці валу.

На передньому фланці розподільного валу на чотирьох шпильках 1 змонтований граничний регулятор 2.

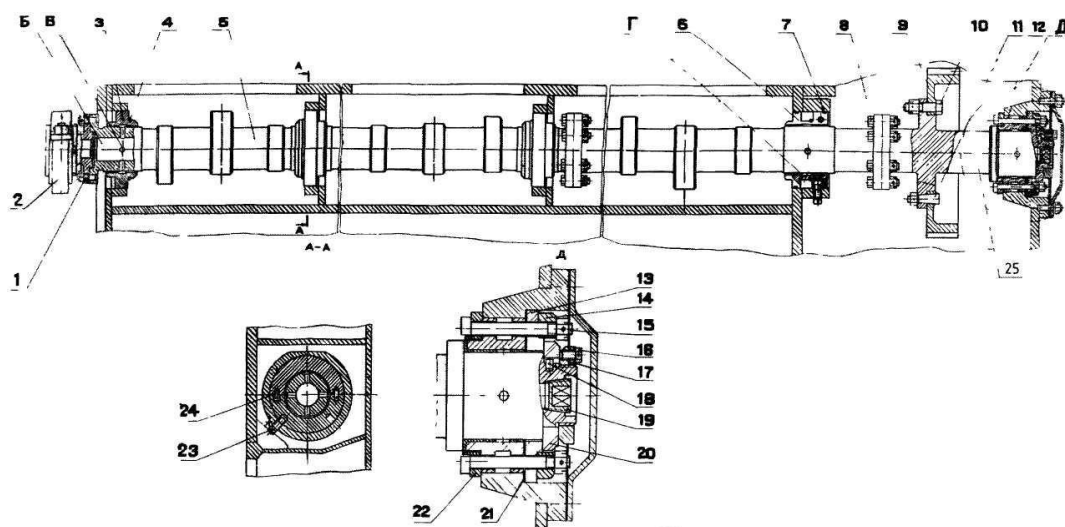


Рис. 1.10 – Розподільний вал.

Привід розподільного валу служить для передачі обертання від колінчастого валу до розподільного валу дизеля.

Привід розподільного валу встановлений в крайньому відсіку блоку з боку генератора і складається з ведучої шестерні насадженої на фланець колінчастого валу, проміжних валів, на шліцах яких встановлені шестерні, і шестерні, виконаної за одне ціле з валом.

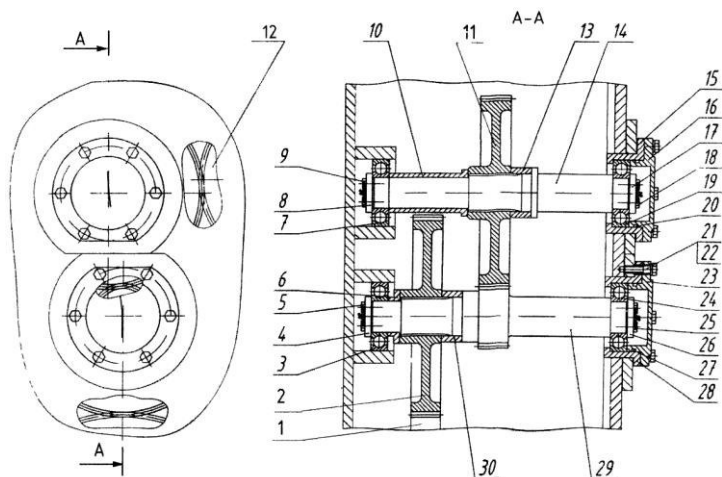


Рис. 1.11 – Привід розподільного валу.

Редуктор приводу агрегатів призначений для встановлення і приводу водяних і масляних насосів, насоса відцентрового фільтру, тахометра електронного. Редуктор приводу агрегатів встановлений на торці двигуна з боку управління.

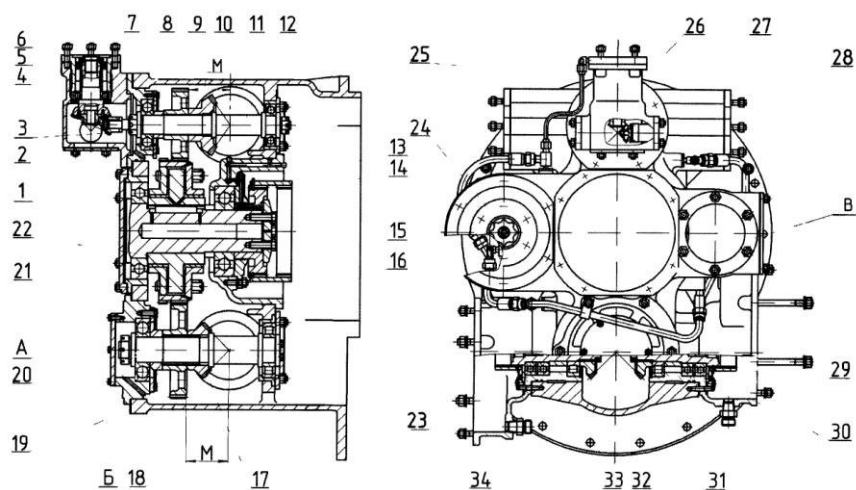


Рис. 1.12 – Редуктор приводу агрегатів.

Валоповоротний механізм служить для провертання колінчастого валу двигуна механізованим способом або вручну.

Валоповоротний механізм має блокування запобігання пуску дизеля при робочому положенні валоповоротного механізму (коли черв'як знаходиться в зачіпленні із зубчастим вінцем ведучого диска еластичної муфти).

При робочому положенні валоповоротного механізму важіль, розташований на валу, відходить від штока кінцевого вимикача, внаслідок чого розмикається електричний ланцюг готовності до пуску, і двигун не може бути запущений.

При неробочому положенні валоповоротного механізму (коли черв'як виведений із зачеплення із зубчастим вінцем ведучого диска еластичної муфти) важіль тисне на шток кінцевого вимикача. При цьому замикається електричний ланцюг готовності дизеля до пуску.

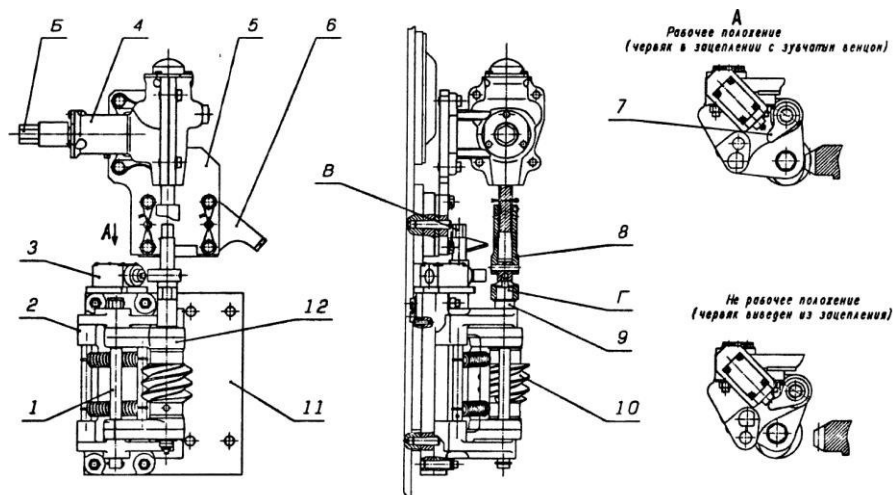


Рис. 1.13 – Валоповоротний механізм.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу газового двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 1200 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon_w = 15$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.15$	[1, ст. 5]
Тиск наддуву	$p_B = 150 \text{ кПа}$	
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 101.3 \text{ кПа}$	
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 15 \text{ К}$	[1, ст. 6]
Тиск залишкових газів	$p_r = 155 \text{ кПа}$	[1, ст. 6]
Температура залишкових газів	$T_r = 850 \text{ К}$	[1, ст. 6]
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 2.7$	[1, ст. 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.85$	[1, ст. 6]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.97$	[1, ст. 7]

Паливо що використовується:

Природний газ: згідно ГОСТ 5542-87

Найнижча теплота згоряння газового палива	$Q_{H.G} = 34500 \text{ кДж /м}^3$
---	------------------------------------

Склад газового палива:

компонент	в %	в об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 95$	$r_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.95$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2$	$r_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.02$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1$	$r_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.01$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0$	$r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0$
вуглекислий газ	$\text{CO}_2 = 0$	$r_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0$
чадний газ	$\text{CO} = 1$	$r_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0.01$
азот	$\text{N}_2 = 0$	$r_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0$
кисень	$\text{O}_2 = 1$	$r_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0.01$
водень	$\text{H}_2 = 0$	$r_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

Загальна сума компонентів газового палива:

$$\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_8 + \text{C}_4\text{H}_{10} + \text{C}_5\text{H}_{12} + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{H}_2 = 100 \quad \%$$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 м³ газового палива, в
кмоль повітря / кмоль газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left[\begin{aligned} &0.5 \cdot (r_{\text{CO}} + r_{\text{H}_2}) + (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot r_{\text{CH}_4} \dots \\ &+ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} \dots \\ &+ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \dots \\ &+ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} - r_{\text{O}_2} \end{aligned} \right]$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left[\begin{aligned} &0.5 \cdot (r_{\text{CO}} + r_{\text{H}_2}) + (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot r_{\text{CH}_4} \dots \\ &+ (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} \dots \\ &+ (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + (4 + 0.25 \cdot 10) \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \dots \\ &+ (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} - r_{\text{O}_2} \end{aligned} \right] = 9.595$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 = 12.035 \quad \text{кмоль} / \text{кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}} + (r_{\text{CH}_4} + r_{\text{CO}_2}) + (2 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + r_{\text{CO}_2}) \dots = 1.03 \quad \text{кмоль} / \text{кмоль} \\ + (3 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + r_{\text{CO}_2}) \dots \\ + (4 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + r_{\text{CO}_2}) + (5 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + r_{\text{CO}_2})$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2} + 0.5 \cdot 4 \cdot r_{\text{CH}_4} + 0.5 \cdot 6 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + 0.5 \cdot 8 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} \dots = 2 \quad \text{кмоль} / \text{кмоль} \\ + 0.5 \cdot 10 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + 0.5 \cdot 12 \cdot r_{\text{C}_5\text{H}_{12}}$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.302 \quad \text{кмоль} / \text{кмоль}$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 + r_{\text{N}_2} = 8.717 \quad \text{кмоль} / \text{кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}$$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 12.05 \quad \text{кмоль} / \text{кмоль}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 0.015$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1.001$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 339.5 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 289.5 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_\Gamma}{\alpha \cdot L_0 + 1}$$

де $T_\Gamma = 293 \text{ K}$ - температура газу на вході

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_\Gamma}{\alpha \cdot L_0 + 1} = 292.7 \text{ K}$$

Тиск повітря після охолоджувача.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{\text{int}} = p_{\text{в}} - \Delta p_{\text{охл}} = 147 \text{ кПа}$$

Тиск в кінці впуску

$$p_{\text{д}} = k \cdot p_{\text{в}}$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_{\text{д}} = k \cdot p_{\text{в}} = 142.500 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{\text{д}} = (0,9...0,95)p_{\text{в}}$ кПа, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_{\text{г}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{г}}} \cdot \frac{p_{\text{г}}}{\epsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{г}}}$$

$$\gamma_{\text{г}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{г}}} \cdot \frac{p_{\text{г}}}{\epsilon \cdot p_{\text{д}} - p_{\text{г}}} = 0.03$$

Для газових двигунів з наддувом $\gamma_{\text{г}} = (0,03...0,012)$, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}}{1 + \gamma_{\text{г}}}$$

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}}{1 + \gamma_{\text{г}}} = 322.6 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом $T_{\text{д}} = (310...350)$ К, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_{\text{с}} = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{int}}} \cdot \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{д}} \cdot (1 + \gamma_{\text{г}})}$$

$$\Phi_{\text{с}} = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{int}}} \cdot \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{д}} \cdot (1 + \gamma_{\text{г}})} = 0.916$$

Для газових двигунів з наддувом $\Phi_{\text{с}} = (0,80...0,95)$, згідно [1, ст. 8].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 9]

$$n_1 = 1.367$$

Тиск в кінці стиску

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

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 5774.729 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_c = (2000 \dots 6500)$ кПа, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску

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

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 871.6 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом $T_c = (650 \dots 900)$ К, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1.001$$

Для газових двигунів з наддувом $\beta_0 = (1.00 \dots 1.04)$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях та %:

вуглекислого газу CO_2

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = 0.085 \text{ або у \% } R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 8.548$$

водяної пари H_2O

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = 0.166 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 16.598$$

кисню O_2

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = 0.025 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 2.508$$

азоту N_2

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = 0.723 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 72.345$$

Сума компонентів продуктів згоряння (перевірка)

$$R_{CO_2} + R_{H_2O} + R_{O_2} + R_{N_2}$$

$$R_{CO_2} + R_{H_2O} + R_{O_2} + R_{N_2} = 1.000$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 159,1 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 22,374 + 134,0 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,341 + 242,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,670 + 443,8 \cdot 10^{-5} \cdot T;$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{me} = a_{me} + b_{me} \cdot T; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{me} = R_{O_2} \cdot 23.664 + R_{N_2} \cdot 22.374 + R_{CO_2} \cdot 41.341 + R_{H_2O} \cdot 26.670 = 24.741$$

$$b_{me} = R_{O_2} \cdot 159.1 \cdot 10^{-5} + R_{N_2} \cdot 134.0 \cdot 10^{-5} + R_{CO_2} \cdot 242.8 \cdot 10^{-5} \dots = 0.002 \\ + R_{H_2O} \cdot 443.8 \cdot 10^{-5}$$

Мольна теплоємність газового палива при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{п}} = r_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + r_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + r_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + r_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + \dots \\ r_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + r_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + r_{N_2} \cdot mCv_{N_2};$$

для CH_4 : $mCv_{\text{CH}_4} = 26,314 + 2600 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для C_2H_6 : $mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} = 41,246 + 7964 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для C_3H_8 : $mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} = 60,043 + 11382 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для C_4H_{10} : $mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 67,0 + 11920 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для C_5H_{12} : $mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 118,060 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для CO_2 : $mCv_{\text{CO}_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

для N_2 : $mCv_{\text{N}_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot T$;

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{ГП}} = a_{\text{ГП}} + b_{\text{ГП}} \cdot T ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{ГП}} = r_{\text{CH}_4} \cdot 26.314 + r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot 41.246 + r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 60.043 \dots = 26.424 \\ + r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot 67.0 \dots \\ + r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot 118.060 + r_{\text{CO}_2} \cdot 20.637 + r_{\text{N}_2} \cdot 27.545$$

$$b_{\text{ГП}} = \left(r_{\text{CH}_4} \cdot 2600 + r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot 7964 + r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 11382 \dots \right) \cdot 10^{-5} = 0.027 \\ + r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot 11920 \dots \\ + r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot 14096 + r_{\text{CO}_2} \cdot 255.4 + r_{\text{N}_2} \cdot 1386$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

$$mCv_{\text{см}} = (mCv_{\text{ГП}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ме}} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)) / ((1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)) ;$$

де $mCv_{\text{пов}}$ - теплоємність повітря;

$$mCv_{\text{пов}} = a_{\text{пов}} + b_{\text{пов}} \cdot T ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$a_{\text{пов}} = 22.709$$

$$b_{\text{пов}} = 129.8 \cdot 10^{-5}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv_{\text{см}} = a_{\text{см}} + b_{\text{см}} \cdot T ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a_{\text{см}} = \frac{a_{\text{ГП}} + a_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + a_{\text{ме}} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)} = 23.065$$

$$b_{cm} = \frac{b_{гп} + b_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + b_{me} \cdot \gamma_r \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)} = 3.428 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при сталому об'ємі:

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{1}{2} \cdot b_{cm} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCvm_{cm} = a_{m,cm} + b_{m,cm} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_{m,cm} = a_{cm} = 23.065$$

$$b_{m,cm} = \frac{b_{cm}}{2} = 1.714 \times 10^{-3}$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску в точці "z":

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + 1.68/\alpha + (427.38 + 184.36/\alpha) \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp_z = a_z + b_z \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} = 29.635$$

$$b_z = \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} = 5.877 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "z":

$$mCpm_z = a_z + \frac{1}{2} \cdot b_z \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCpm_z = a_{m,z} + b_{m,z} \cdot T; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a_{m,z} = a_z = 29.635$$

$$b_{m,z} = \frac{b_z}{2} = 2.938 \times 10^{-3}$$

Максимальна температура циклу визначається на основі рівняння:

$$(\xi_z \cdot Q_{н.р} \cdot 22.4) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) = \beta_z \cdot mCpm_z \cdot T_z - (mCvm_{cm} + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c$$

Після перетворення та підстановок одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b_{m.z} \cdot \beta = 0.003$$

$$B = a_{m.z} \cdot \beta = 29.671$$

$$C = \frac{\xi_z \cdot Q_{H.F} \cdot 22.4}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (a_{m.cm} + b_{m.cm} \cdot T_c + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = 94053.285$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} = 2533.5 \text{ K}$$

Для газових двигунів з наддувом $T_z = (2200 \dots 2700) \text{ K}$, згідно [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c} = 16805.03 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{\max} = (6500 \dots 20000) \text{ кПа}$, [1, ст. 9].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c}$$

$$\lambda' = \frac{p_{\max}}{p_c} = 2.910$$

Похибка складає у %:

$$\Delta \lambda = \frac{|\lambda' - \lambda|}{0.5 \cdot (\lambda' + \lambda)} \cdot 100 = 7.49$$

Згідно джерела [1, ст. 9] похибка має складати $\Delta \lambda < 10\%$

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda' \cdot T_c}$$

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda' \cdot T_c} = 1$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 15$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 10]

$$n_2 = 1.265$$

Тиск в кінці розширення

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

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = 546.618 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_b = (400 \dots 650) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення

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

$$T_b = 1236.1 \text{ К}$$

Для газових двигунів з наддувом $T_b = (1200 \dots 1700) \text{ К}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right]$$

де $k' = 1.4$ - емпіричні коефіцієнти;

$$k'' = 1.35$$

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{T_b}{k'} \cdot \left[1 + (k'' - 1) \cdot \frac{p_r}{p_b} \right] = 970.6 \quad \text{K}$$

Температура залишкових газів

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

$$T_{\text{г.п}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = 812.1 \quad \text{K}$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{\text{г.п}}|}{T_r} \cdot 100 = 4.461$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$p_{\text{mi}'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1444$$

Дійсний середній індикаторний тиск

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

$$p_{\text{mi}} = \xi \cdot p_{\text{mi}'} = 1400.91 \quad \text{кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{\text{mi}} = (750 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot T_{\text{см}} \cdot p_{\text{mi}}}{\Phi_c \cdot Q_{\text{н.г}} \cdot p_d \cdot 22.4} \cdot 4.186$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.G} \cdot p_d \cdot 22.4} \cdot 4.186 = 0.4$$

Для газових двигунів з наддувом $\eta_i = (0,28...0,40)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.G}} = 0.257 \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$$

Для газових двигунів з наддувом $b_i = (0,15...0,32) \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$, [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня

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

де $S_{пр} = 0.26 \text{ м}$ - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = 13 \text{ м / с}$$

Середній тиск механічних втрат

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

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = 241.4 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск

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

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1159.51 \text{ кПа}$$

Для газових двигунів з наддувом $p_{me} = (650...2000) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

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

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = 0.828$$

Для газових двигунів з наддувом $\eta_M = (0,75...0,89)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.336$$

Для газових двигунів з наддувом $\eta_e = (0,23...0,36)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата газового палива

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.G}} = 0.31 \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$$

Для газових двигунів з наддувом $b_e = (0,17...0,35) \text{ м}^3 / (\text{кВт год})$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата газового палива

$$B_e = b_e \cdot P_e$$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 372.319 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна

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

де $Z = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 1000}{P_{me} \cdot n} = 82.794 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндру

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

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = 13.799 \text{ л}$$

Розрахунковий діаметр циліндру

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

де $d_{пр} = 0.26$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} = 1 \quad - \text{ відношення ходу поршня до діаметру циліндру;}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 259.967 \text{ мм}$$

Розрахунковий хід поршня

$$S_p = m \cdot d_p$$

$$S_p = m \cdot d_p = 259.967 \text{ мм}$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 260 \text{ мм}$$

Літраж двигуна

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

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 82.825 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = 1200.455 \text{ кВт}$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = 1200.227 \text{ кВт - середнє значення потужності;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = 0.038 \text{ \%, що не перевищує допустимих - 5\%}$$

2.2 Розрахунок теплового балансу

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_b - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.2.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.г}}{3.6} = 3568052.488 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.2.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1200000 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 33.632 \%$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1200000 \text{ Дж / с}$$

Вираховуємо похибку $\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = 0 \%$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T,\Pi} + Q_{B,H}$$

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T,\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B,H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

$W_{нап} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці наповнення

$W_{ст} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці стиску

$W_{г.р} = 0.19$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

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

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

$$Q_W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}) \cdot Q_{\Pi} = 999054.697 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра
Середній тиск тертя поршня

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

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 144.84 \text{ кПа}$$

Робочий об'єм циліндру

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

$$V_{\text{с'}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = 0.01380 \text{ м}^3$$

Потужність тертя поршня

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

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{\text{с'}} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = 149.955 \text{ кВт}$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

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

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\text{п}} = 149954.57 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

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

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} = 1149009.266 \text{ Дж / с}$$

Витрата охолоджуючої рідини

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = 0.0329 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

$\eta_{\text{в.н}} = 0.8$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}} = 4.031 \text{ кВт}$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}}$$

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 4031.13 \text{ Дж/с}$$

Відповідно теплота віддана в систему охолодження:

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

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 1153040.397 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100$$

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = 32.316 \%$$

Температура залишкових газів

$$t_{\text{г}} = T_{\text{г}} - 273$$

$$t_{\text{г}} = T_{\text{г}} - 273 = 577 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура на початку стиску

$$t_{\text{д}} = T_{\text{д}} - 273$$

$$t_d = 49.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 33.8 \text{ кДж / (кг К)}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

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

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.114 \text{ кДж / (кг К)}$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d) = 1004687.459 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 28.158 \text{ \%}$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = 0.07$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 249829.65 \quad \text{Дж} / \text{с}$$

Перша складова теплоти, відведеної в систему мащення

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}}$$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 95843.95 \quad \text{Дж} / \text{с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{м}} = 900 \quad \text{кг} / \text{м}^3$ - густина мастила

$C_{\text{мм}} = 2.094 \quad \text{Дж} / \text{кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = 0.01271 \quad \text{м}^3 / \text{с}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = 6.357 \quad \text{кВт}$$

Друга складова теплоти, відведеної в систему мащення

$$Q_{\text{м2}} = 1000 \cdot P_{\text{м.н}}$$

$$Q_{\text{м2}} = 1000 \cdot P_{\text{м.н}} = 6.357 \times 10^3 \quad \text{Дж} / \text{с}$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна буде

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 102200.998 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 2.864 \%$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M) = 108123.634 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 3.03 \%$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для ГД без Н
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 3568052.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 1200000.0$	$q_e = 33.6$	23...38%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 1004687.5$	$q_{\Gamma} = 28.2$	28...55%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 1153040.4$	$q_B = 32.3$	12...29%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 102201$	$q_M = 2.9$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 108123.6$	$q_{HB} = 3$	до 5%

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

Перевірка головного рівняння теплового балансу:

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 100$$

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння

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

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = 9.86 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

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

$$V_{a'} = 0.01479 \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

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

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 9.86 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

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

$\lambda_{кр} = 0.255$ - кривошипно-шатунне відношення;

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\phi)$$

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00099$	$p(0) = 142.500$	$V(180) = 0.01479$	$p(180) = 142.500$
$V(10) = 0.00112$	$p(10) = 142.500$	$V(190) = 0.01471$	$p(190) = 143.538$
$V(20) = 0.00151$	$p(20) = 142.500$	$V(200) = 0.01448$	$p(200) = 146.732$
$V(30) = 0.00213$	$p(30) = 142.500$	$V(210) = 0.01409$	$p(210) = 152.334$
$V(40) = 0.00296$	$p(40) = 142.500$	$V(220) = 0.01354$	$p(220) = 160.801$
$V(50) = 0.00397$	$p(50) = 142.500$	$V(230) = 0.01284$	$p(230) = 172.866$
$V(60) = 0.0051$	$p(60) = 142.500$	$V(240) = 0.012$	$p(240) = 189.657$
$V(70) = 0.0063$	$p(70) = 142.500$	$V(250) = 0.01103$	$p(250) = 212.908$
$V(80) = 0.00754$	$p(80) = 142.500$	$V(260) = 0.00994$	$p(260) = 245.321$
$V(90) = 0.00877$	$p(90) = 142.500$	$V(270) = 0.00877$	$p(270) = 291.217$
$V(100) = 0.00994$	$p(100) = 142.500$	$V(280) = 0.00754$	$p(280) = 357.736$
$V(110) = 0.01103$	$p(110) = 142.500$	$V(290) = 0.0063$	$p(290) = 457.135$
$V(120) = 0.012$	$p(120) = 142.500$	$V(300) = 0.0051$	$p(300) = 611.31$
$V(130) = 0.01284$	$p(130) = 142.500$	$V(310) = 0.00397$	$p(310) = 860.856$

V(140) = 0.01354	p(140) = 142.500	V(320) = 0.00296	p(320) = 1282.425
V(150) = 0.01409	p(150) = 142.500	V(330) = 0.00213	p(330) = 2014.063
V(160) = 0.01448	p(160) = 142.500	V(340) = 0.00151	p(340) = 3238.896
V(170) = 0.01471	p(170) = 142.500	V(350) = 0.00112	p(350) = 4867.032
V(360) = 0.00099	p(360) = 5774.729	V(540) = 0.01479	p(540) = 546.618
V(370) = 0.00112	p(370) = 14345.425	V(550) = 0.01471	p(550) = 155.000
V(380) = 0.00151	p(380) = 9841.092	V(560) = 0.01448	p(560) = 155.000
V(390) = 0.00213	p(390) = 6340.368	V(570) = 0.01409	p(570) = 155.000
V(400) = 0.00296	p(400) = 4175.431	V(580) = 0.01354	p(580) = 155.000
V(410) = 0.00397	p(410) = 2887.460	V(590) = 0.01284	p(590) = 155.000
V(420) = 0.0051	p(420) = 2103.489	V(600) = 0.012	p(600) = 155.000
V(430) = 0.0063	p(430) = 1607.462	V(610) = 0.01103	p(610) = 155.000
V(440) = 0.00754	p(440) = 1281.162	V(620) = 0.00994	p(620) = 155.000
V(450) = 0.00877	p(450) = 1059.069	V(630) = 0.00877	p(630) = 155.000
V(460) = 0.00994	p(460) = 903.650	V(640) = 0.00754	p(640) = 155.000
V(470) = 0.01103	p(470) = 792.593	V(650) = 0.0063	p(650) = 155.000
V(480) = 0.012	p(480) = 712.156	V(660) = 0.0051	p(660) = 155.000
V(490) = 0.01284	p(490) = 653.611	V(670) = 0.00397	p(670) = 155.000
V(500) = 0.01354	p(500) = 611.284	V(680) = 0.00296	p(680) = 155.000
V(510) = 0.01409	p(510) = 581.439	V(690) = 0.00213	p(690) = 155.000
V(520) = 0.01448	p(520) = 561.625	V(700) = 0.00151	p(700) = 155.000
V(530) = 0.01471	p(530) = 550.302	V(710) = 0.00112	p(710) = 155.000

Індикаторна робота робочого циклу

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

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 22070.755 \text{ Дж / цикл}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_{s'} \cdot 1000}$$

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_{s'} \cdot 1000} = 1598.848 \text{ кПа}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi$$

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 1550.883 \text{ кПа}$$

Середнє значення індикаторного тиску

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2}$$

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = 1475.896 \text{ кПа}$$

Похибка середнього індикаторного тиску

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

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.ср}} \right| \cdot 100 = 10.779 \%$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 20^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

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

$f = c' - \Delta\phi_1 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\phi_1 = 10^\circ$ п.к.в;

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

$b'' = 130^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 70^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 50^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 150^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

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

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

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

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

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

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

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

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.075$	$l(c') = 9.4 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4 \text{ мм}$
точка $\Delta\phi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.718$	$l(b'') = 214.7 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.771$	$l(r') = 96.3 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.432$	$l(r'') = 54.0 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.898$	$l(d') = 237.2 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = 3 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

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

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

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 6929.675 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = 138.6 \text{ мм}$$

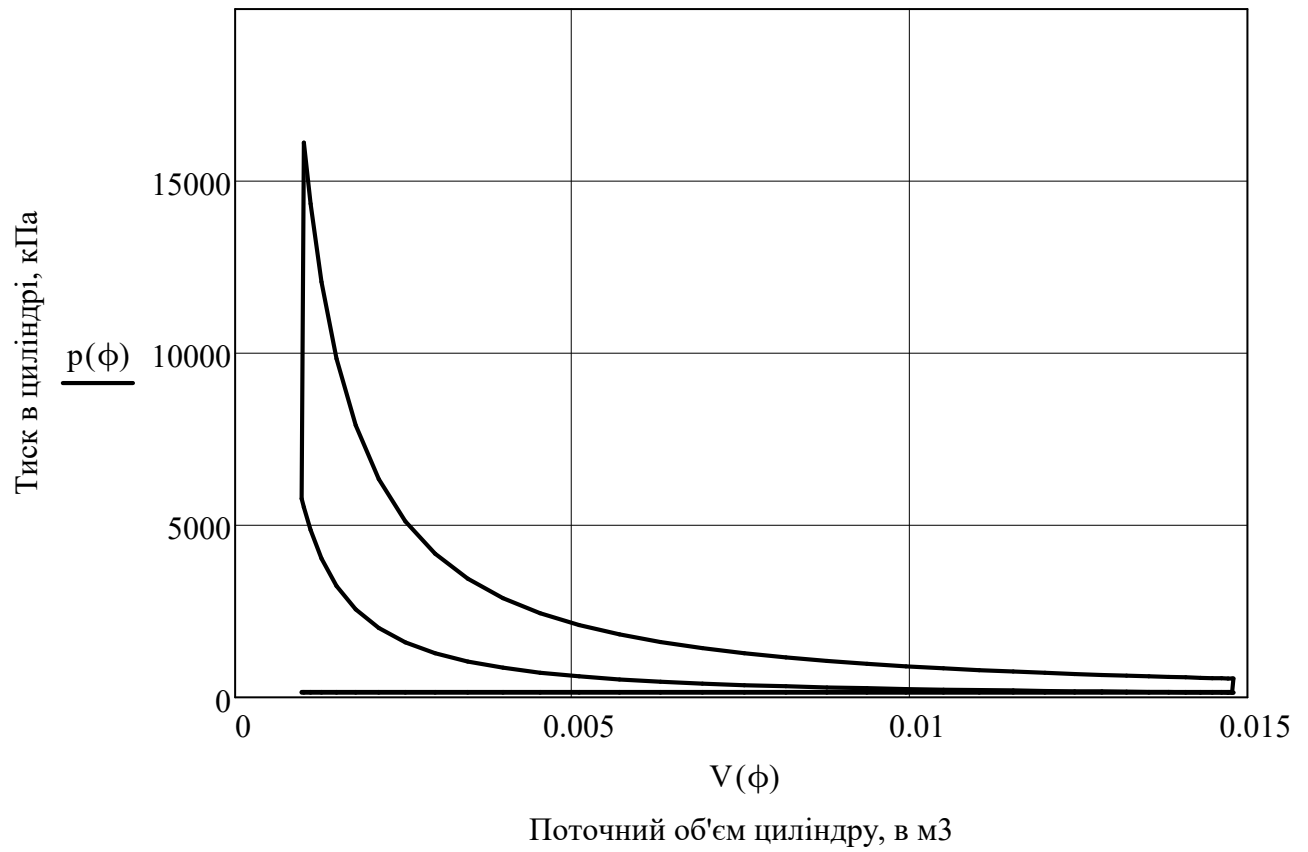
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 16805.03 \text{ кПа}$$

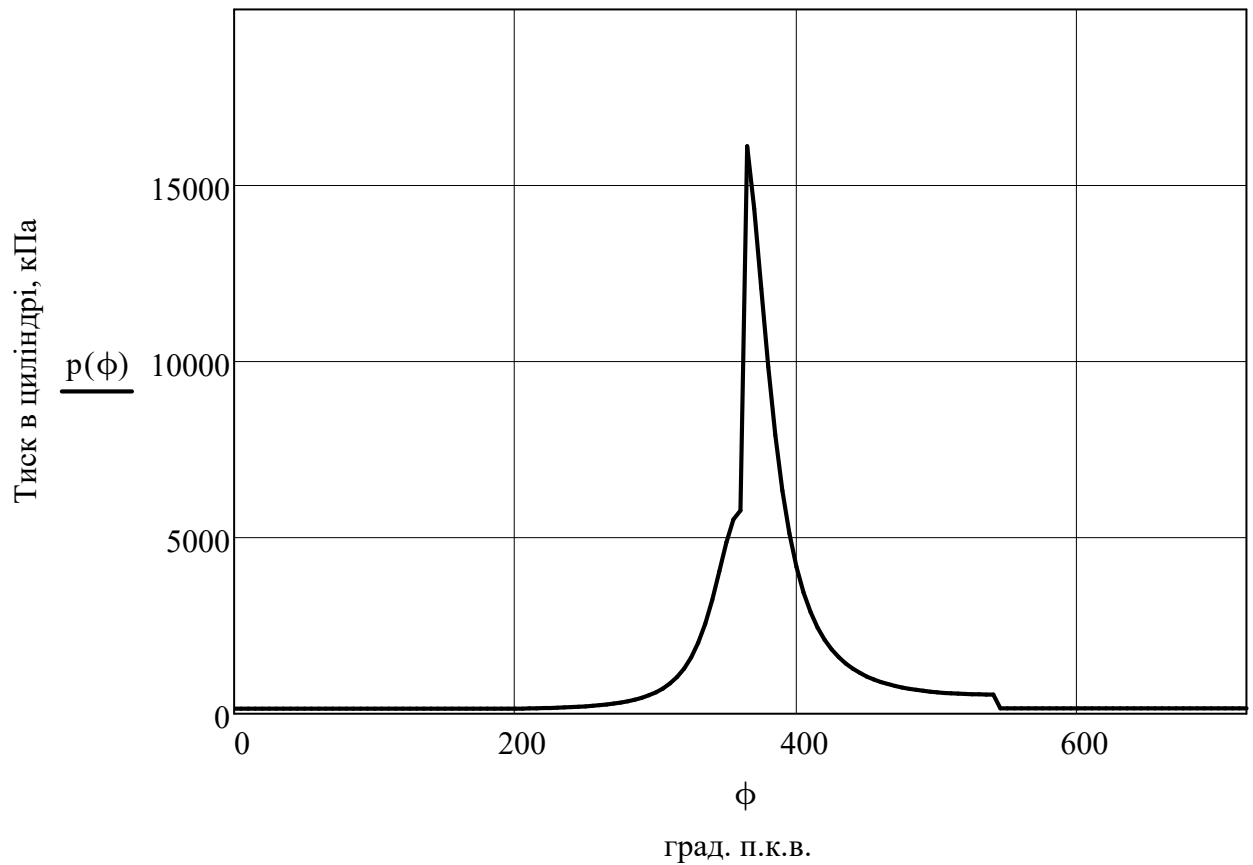
Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = 336.1 \text{ мм}$$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і від сил інерції. За цим силам виробляються розрахунки основних деталей на міцність і зношення, а також визначення нерівномірності крутного моменту і ступеня нерівномірності ходу двигуна. Під час роботи двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму діють: сили від тиску газів в циліндрі; сили інерції зворотно-поступально рухомих мас; відцентрові сили; сили від тиску на поршень з боку картера і сили тяжіння.

Протягом кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунний механізм, безперервно змінюються за величиною і напрямком. Тому для визначення характеру зміни цих сил по куту повороту колінчастого вала їх величини визначають для ряду окремих положень вала.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, на основі наступних допущень:

- кривошипно-шатунний механізм виконаний за аксіальною схемою;
- напрям дії сил відбувається по нормалі до діючої поверхні;

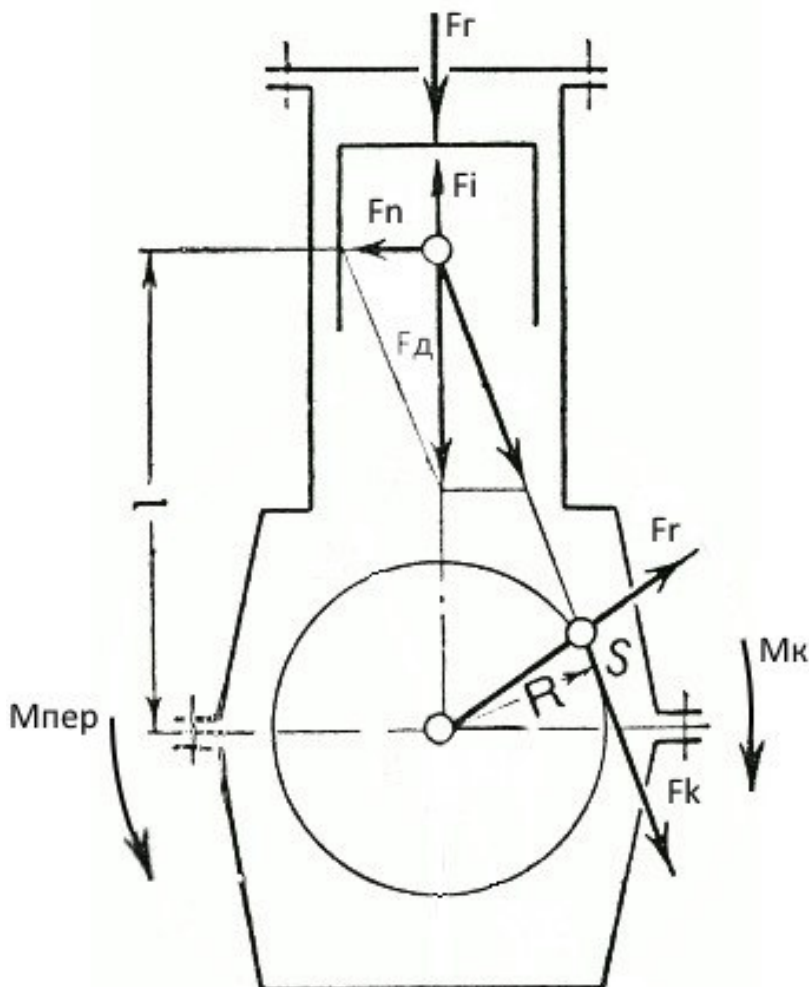


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 35$ кг - маса комплексу поршня

$m_{\text{Ш}} = 47$ кг - маса шагуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально:

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

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 50.667 \text{ кг}$$

Радіус кривошипу

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

$$r = \frac{S}{2 \cdot 1000} = 0.13 \text{ м}$$

Довжина шагуна

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

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = 0.51$$

Площа поршня

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

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = 0.053 \text{ м}^2$$

Кутова швидкість

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 157.08 \text{ рад / с}$$

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шагуна

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

Сили тиску газу

$$F_r(\phi) = (p(\phi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\phi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \text{deg}) + \lambda_{кр} \cdot \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\phi) = F_r(\phi) + F_i(\phi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\phi) = F_d(\phi) \cdot \tan(\beta'(\phi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\sin(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\phi) = F_k(\phi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

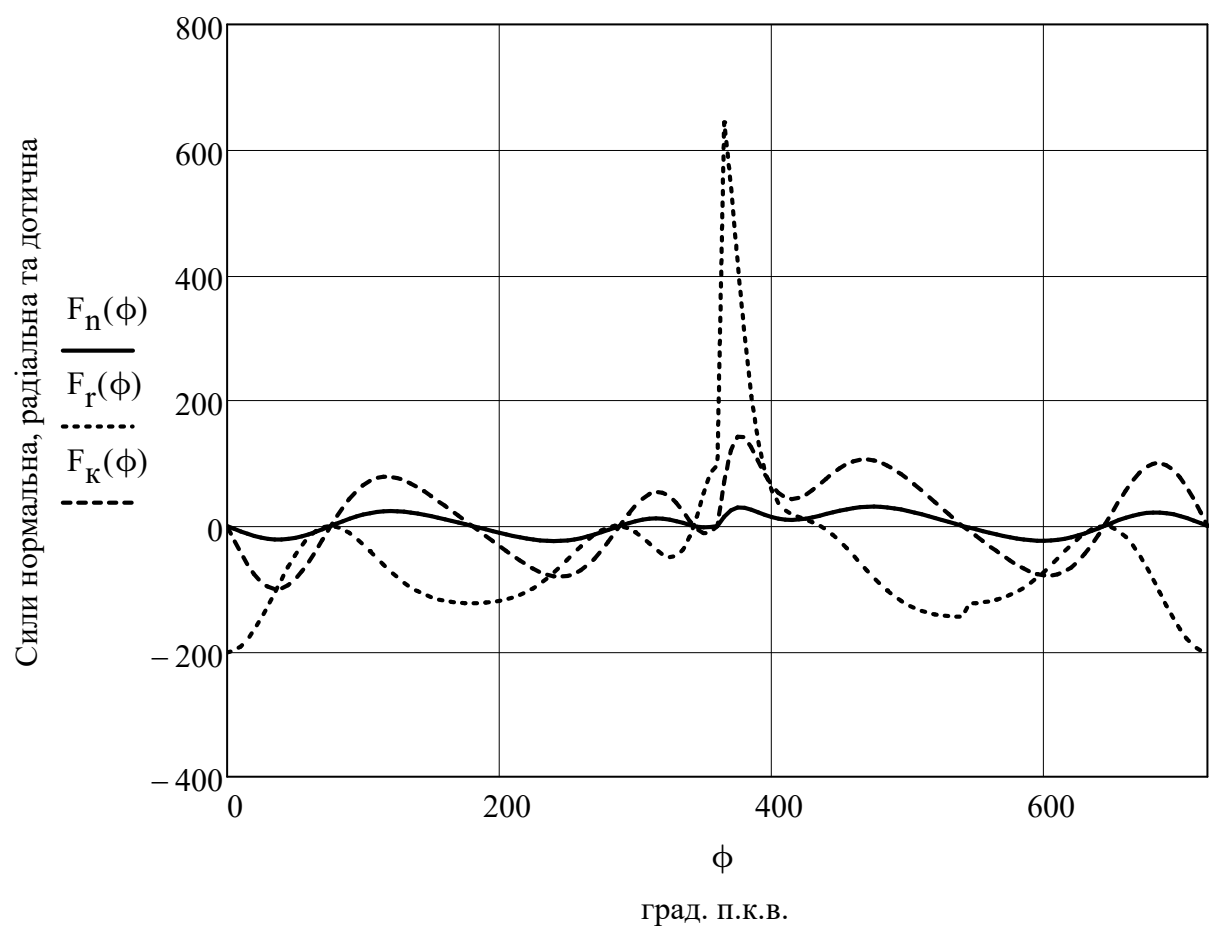
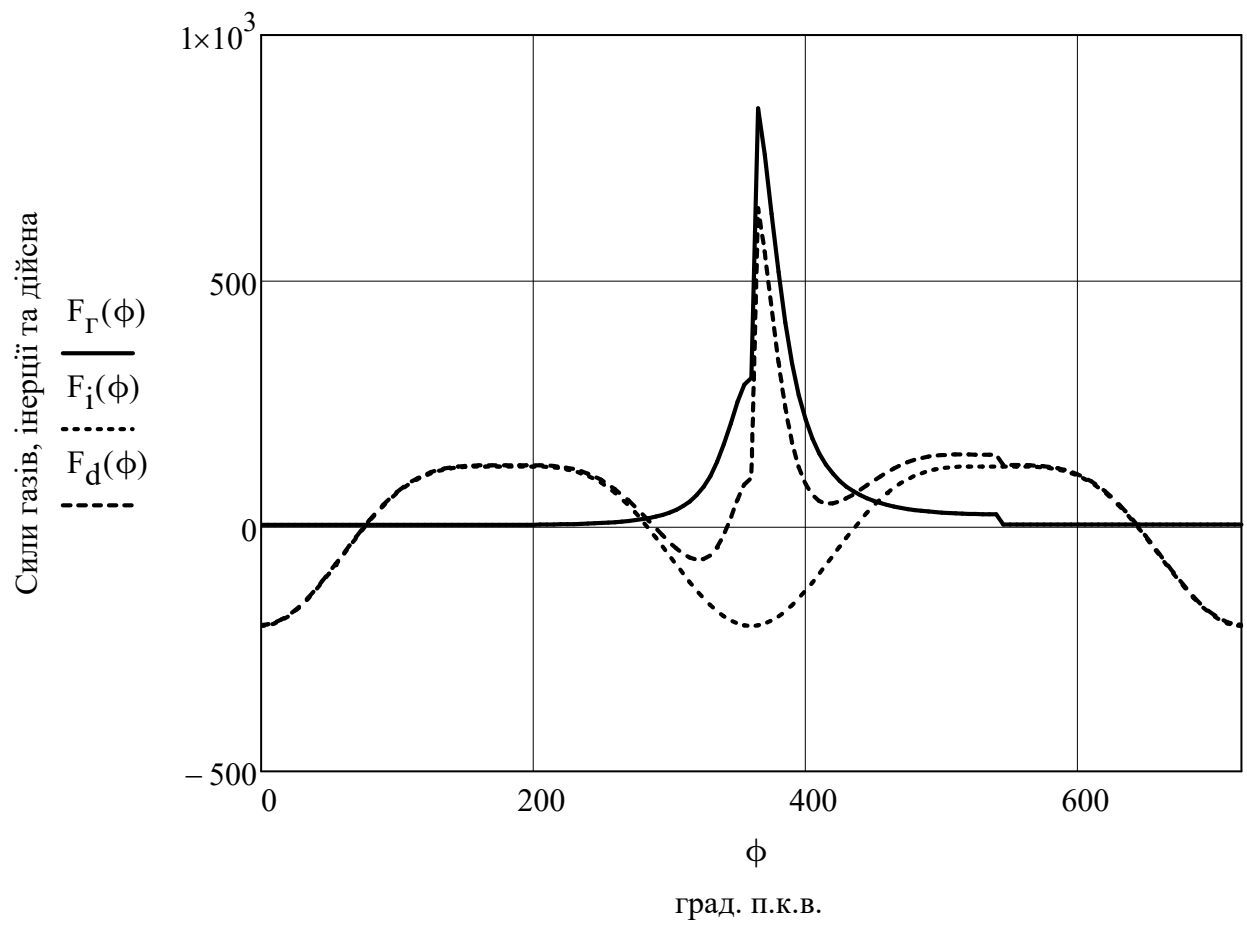
$$M_{пер}(\phi) = -F_n(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \text{deg}) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

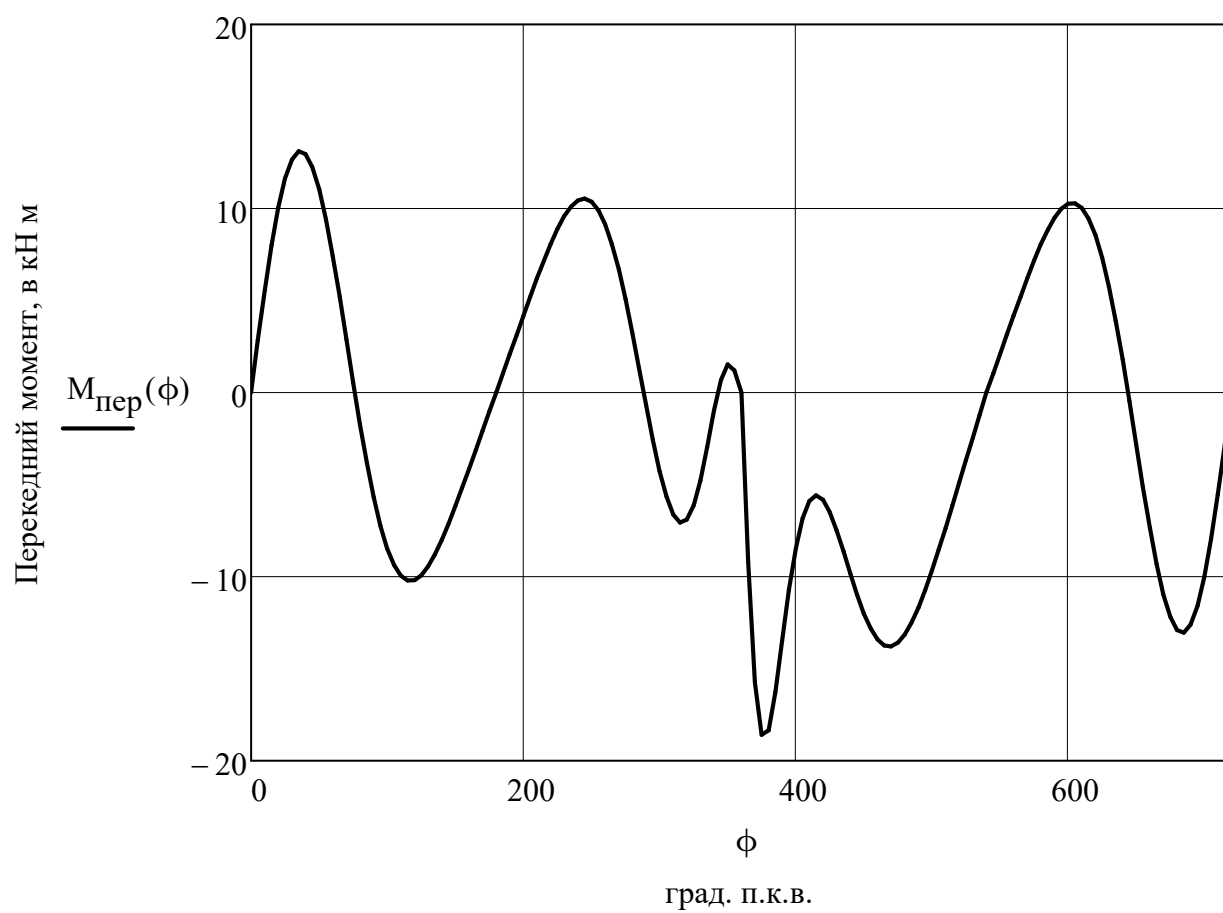
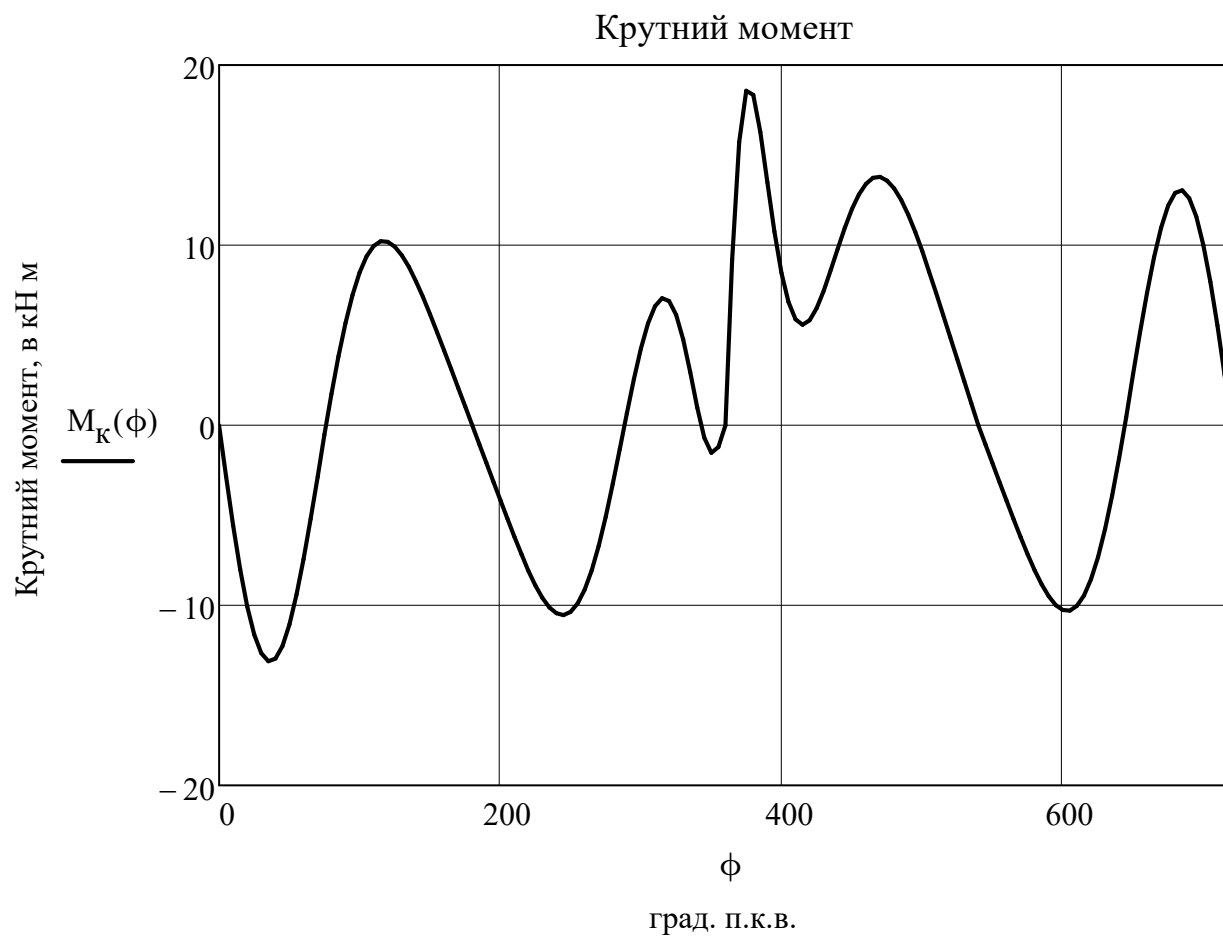
Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 2.187$	$F_i(0) = -203.962$	$F_d(0) = -201.775$	$M_k(0) = 0$
$F_r(30) = 2.187$	$F_i(30) = -161.467$	$F_d(30) = -159.28$	$M_k(30) = -12.658$
$F_r(60) = 2.187$	$F_i(60) = -60.539$	$F_d(60) = -58.351$	$M_k(60) = -7.428$
$F_r(90) = 2.187$	$F_i(90) = 41.442$	$F_d(90) = 43.63$	$M_k(90) = 5.672$
$F_r(120) = 2.187$	$F_i(120) = 101.981$	$F_d(120) = 104.168$	$M_k(120) = 10.194$
$F_r(150) = 2.187$	$F_i(150) = 120.025$	$F_d(150) = 122.212$	$M_k(150) = 6.175$
$F_r(180) = 2.187$	$F_i(180) = 121.077$	$F_d(180) = 123.264$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.71$	$F_i(210) = 120.025$	$F_d(210) = 122.734$	$M_k(210) = -6.201$
$F_r(240) = 4.691$	$F_i(240) = 101.981$	$F_d(240) = 106.672$	$M_k(240) = -10.44$
$F_r(270) = 10.083$	$F_i(270) = 41.442$	$F_d(270) = 51.526$	$M_k(270) = -6.698$
$F_r(300) = 27.078$	$F_i(300) = -60.539$	$F_d(300) = -33.461$	$M_k(300) = 4.26$
$F_r(330) = 101.554$	$F_i(330) = -161.467$	$F_d(330) = -59.913$	$M_k(330) = 4.761$
$F_r(360) = 301.219$	$F_i(360) = -203.962$	$F_d(360) = 97.257$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 331.25$	$F_i(390) = -161.467$	$F_d(390) = 169.783$	$M_k(390) = 13.493$
$F_r(420) = 106.302$	$F_i(420) = -60.539$	$F_d(420) = 45.764$	$M_k(420) = 5.826$
$F_r(450) = 50.851$	$F_i(450) = 41.442$	$F_d(450) = 92.293$	$M_k(450) = 11.998$
$F_r(480) = 32.432$	$F_i(480) = 101.981$	$F_d(480) = 134.413$	$M_k(480) = 13.154$
$F_r(510) = 25.492$	$F_i(510) = 120.025$	$F_d(510) = 145.517$	$M_k(510) = 7.353$
$F_r(540) = 23.643$	$F_i(540) = 121.077$	$F_d(540) = 144.72$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.851$	$F_i(570) = 120.025$	$F_d(570) = 122.876$	$M_k(570) = -6.209$
$F_r(600) = 2.851$	$F_i(600) = 101.981$	$F_d(600) = 104.832$	$M_k(600) = -10.259$
$F_r(630) = 2.851$	$F_i(630) = 41.442$	$F_d(630) = 44.294$	$M_k(630) = -5.758$
$F_r(660) = 2.851$	$F_i(660) = -60.539$	$F_d(660) = -57.687$	$M_k(660) = 7.344$
$F_r(690) = 2.851$	$F_i(690) = -161.467$	$F_d(690) = -158.616$	$M_k(690) = 12.606$
$F_r(720) = 2.851$	$F_i(720) = -203.962$	$F_d(720) = -201.111$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -201.775$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -20.475$	$F_r(30) = -127.703$	$F_k(30) = -97.372$	$M_{пер}(30) = 12.658$
$F_n(60) = -13.212$	$F_r(60) = -17.733$	$F_k(60) = -57.14$	$M_{пер}(60) = 7.428$
$F_n(90) = 11.506$	$F_r(90) = -11.506$	$F_k(90) = 43.63$	$M_{пер}(90) = -5.672$
$F_n(120) = 23.587$	$F_r(120) = -72.511$	$F_k(120) = 78.419$	$M_{пер}(120) = -10.194$
$F_n(150) = 15.71$	$F_r(150) = -113.694$	$F_k(150) = 47.501$	$M_{пер}(150) = -6.175$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -123.264$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = -0.000$
$F_n(210) = -15.777$	$F_r(210) = -114.18$	$F_k(210) = -47.704$	$M_{пер}(210) = 6.201$
$F_n(240) = -24.153$	$F_r(240) = -74.254$	$F_k(240) = -80.304$	$M_{пер}(240) = 10.44$
$F_n(270) = -13.588$	$F_r(270) = -13.588$	$F_k(270) = -51.526$	$M_{пер}(270) = 6.698$
$F_n(300) = 7.576$	$F_r(300) = -10.169$	$F_k(300) = 32.766$	$M_{пер}(300) = -4.26$
$F_n(330) = 7.702$	$F_r(330) = -48.035$	$F_k(330) = 36.626$	$M_{пер}(330) = -4.761$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 97.257$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 21.825$	$F_r(390) = 136.124$	$F_k(390) = 103.793$	$M_{пер}(390) = -13.493$
$F_n(420) = 10.362$	$F_r(420) = 13.908$	$F_k(420) = 44.813$	$M_{пер}(420) = -5.826$
$F_n(450) = 24.339$	$F_r(450) = -24.339$	$F_k(450) = 92.293$	$M_{пер}(450) = -11.998$
$F_n(480) = 30.435$	$F_r(480) = -93.564$	$F_k(480) = 101.188$	$M_{пер}(480) = -13.154$
$F_n(510) = 18.706$	$F_r(510) = -135.374$	$F_k(510) = 56.558$	$M_{пер}(510) = -7.353$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -144.72$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -15.796$	$F_r(570) = -114.311$	$F_k(570) = -47.759$	$M_{пер}(570) = 6.209$
$F_n(600) = -23.737$	$F_r(600) = -72.973$	$F_k(600) = -78.919$	$M_{пер}(600) = 10.259$
$F_n(630) = -11.681$	$F_r(630) = -11.681$	$F_k(630) = -44.294$	$M_{пер}(630) = 5.758$
$F_n(660) = 13.062$	$F_r(660) = -17.532$	$F_k(660) = 56.49$	$M_{пер}(660) = -7.344$
$F_n(690) = 20.390$	$F_r(690) = -127.171$	$F_k(690) = 96.966$	$M_{пер}(690) = -12.606$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -201.111$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$





2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипа та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	1000	1200	20,0
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1088	1304	19,9
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,364	0,357	-1,9
4	Механічний ККД	η_m	-	0,88	0,873	-0,8
5	Питома ефективна витрата	b_e	кДж	9925	10108	1,8
	палива		(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	260	260	0,0

Ефективна потужність проектного двигуна була збільшена згідно із завданням на 200 кВт. Розрахунок робочого циклу показав, що реальний приріст потужності склав 200,1 кВт, що у відсотках складає 20%. Для забезпечення такого зростання потужності, за умов що геометричні параметри циліндру та значення частоти обертання колінчастого валу не змінюються, необхідно здійснити комплекс заходів направлених на підвищення середнього ефективного тиску в циліндрі. Одним із найпоширеніших шляхів збільшення p_{me} є застосування наддуву. Завдяки його застосуванню є можливість збільшити циклову порцію повітря та палива в циліндрі двигуна. Але застосування наддуву передбачає попереднє стиснення робочого тіла в компресорній установці, і як наслідок його нагрівання, що є негативним з точки зору погіршення характеристик наповнення циліндру. Тому рекуперативний охолоджувач наддувочного повітря, запропонований в даному проекті забезпечує відведення тепла від робочого тіла для забезпечення збереження його густини на потрібному рівні.

Застосоване в даному проекті газове паливо (природний газ) має дещо нижчі параметри по енергетичній цінності палива, на відміну від двигуна-прототипа працюючого на дизельному паливі. Внаслідок цього спостерігається незначне зниження ефективного ККД у проектованого двигуна на 1,9% проти прототипу, та відповідно незначне зростання питомої ефективної витрати теплоти на 1,8%.

Так як запропонована доробка системи наддуву проектованого двигуна не вимагає додаткових механічних затрат енергії, а встановлення рекуперативного охолоджувача, несуттєво збільшує гідравлічний опір потоку рідини, то в результаті маємо незначне зменшення механічного ККД у проектованого двигуна, на 0,8%.

Проект нового двигуна базується на геометричних параметрах циліндру двигуна-прототипу. За умови збільшення номінальної потужності проектованого двигуна на 200 кВт, це призвело до підвищення теплової та механічної напруженості його деталей двигуна, але з іншої сторони дозволило зберегти майже без змін його масо-габаритні параметри.

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА ПРОЕКТУВАННЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ

3.1 Обґрунтування вибору та опис конструкції пропонованого рекуперативного охолоджувача наддувочного повітря.

В якості охолоджувачів у комбінованих двигунах внутрішнього згоряння переважно використовують рекуперативні теплообмінники. Рекуперативними називають такі апарати, у яких теплота від гарячого теплоносія до холодного передається через стінку, розділяючи теплоносії, і таким чином, процес передачі теплоти відбувається через поверхню твердого тіла. Тому рекуперативні апарати називають також поверхневими.

В залежності від виду нагріваючих та охолоджуючих теплоносіїв розрізняють газові, газорідні та рідні теплообмінники.

У газових теплообмінниках обидва теплоносія – газ, та коефіцієнти тепловіддачі на протилежних сторонах розділюючої їх поверхні не відрізняються більш ніж у 2-3 рази, а їх абсолютні значення нижче відповідаючи значень у рідинних теплообмінниках у 10-100 разів.

У комбінованих двигунах внутрішнього згоряння газові теплообмінники застосовуються у повітряних системах охолодження наддувочного повітря тепловозних та автотракторних дизелів.

У газорідних рекуперативних теплообмінниках відбувається передача теплоти від газового теплоносія (наддувочне повітря) до рідини (вода), або від рідини (вода, мастило) до повітря. У зв'язку з тим газорідні теплообмінники в комбінованих двигунах внутрішнього згоряння використовують у якості охолоджувачів наддувочного повітря, а також у якості радіаторних охолоджувачів води та масла.

У рідинних теплообмінниках охолодження одного рідкого теплоносія відбувається за рахунок нагрівання іншого, при цьому теплоємності рідких теплоносіїв значно не відрізняються.

Теплообмінники такого типу доцільно використовувати у тих випадках, коли коефіцієнти двох рідин не відрізняються більш ніж у 2-3 рази, та за рахунок цього немає особливої необхідності збільшувати площу поверхні теплообмінника.

По типу тепло передаючих поверхонь рекуперативні теплообмінники розділяють на трубчасті та пластинчасті. У трубчастих теплообмінниках використовують гладкі трубки, як круглі, так і плоскі, а також трубки із збільшеною площею поверхні теплообміну у результаті застосування поперечних та повздовжніх ребер, оребрення гвинтовою накаткою, гладкими пластинами та ін. При цьому поверхні теплообміну більшої площі виконують зі сторони теплоносія з меншим коефіцієнтом тепловіддачі.

Пластинчасті теплообмінники виготовляють з листового матеріалу. При низьких коефіцієнтах тепловіддачі з обох сторін розділяючої стінки теплообмінника частіше використовують двостороннє оребрення.

Основними видами взаємного руху теплоносіїв у теплообмінниках є прямоток, протиток та однократні або багатократні перехрестні токи. При прямотоці охолоджуємий та нагріваємий теплоносії рухаються в одному напрямку відносно розділяючої їх стінки, при протитоці – в протилежних напрямках. При однократно або багатократно перехрестному тоці теплоносії рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках.

При роботі двигуна на часткових режимах, особливо на режимі малих навантажень (від 20% ефективної потужності до режиму холостого ходу), наддувочне повітря для підтримання економічності двигуна потрібно не охолоджувати, а підігрівати. Також наддувочне повітря потрібно підігрівати після пуску двигуна для скорочення часу виходу на номінальну потужність.

Для того щоб підігріти повітря в охолоджувачі, потрібно перевести охолоджуючу рідину двигуна з малого контуру, так як після пуску двигуна вода малого контуру швидко нагрівається. Виходячи з цього двигун можна за короткий проміжок часу вивести на потрібну потужність.

3.2 Умови роботи агрегату, що проектується.

Теплота, яка відводиться в охолоджуючу рідину внутрішнього контуру при охолодженні наддувочного повітря, передається охолоджуючому теплоносію.

Охолоджуючим теплоносієм в судових двигунах є забортна вода, а в установках наземного транспорту – атмосферне повітря. Для забезпечення надійної роботи деталей, які створюють робочу порожнину, та прийнятих техніко-економічних показників двигуна температура води у внутрішньому контурі повинна підтримуватися у проміжку 340 – 365 К, а у високотемпературних системах охолодження досягають 400 К.

Максимальне значення температури наддувочного повітря (400 – 410К) обмежено допустимою тепловою напруженістю деталей циліндропоршневої групи, а мінімальне (323 – 333 К) – значним погіршенням процесу згорання.

Річкова та озерна вода, яка використовується у судових двигунах у якості охолоджуючого теплоносія, може мати значну жорсткість, високий ступінь забруднення частками або мікроорганізмами, а морська вода є агресивним середовищем, яке сприяє виникненню електрохімічної корозії та ерозії конструктивних матеріалів.

Для обмеження виділень солей та осаду знижують температуру забортної води на виході з системи охолодження, а на морських судах застосовують протекторний захист від електрохімічної корозії.

Повітря при нормальній вологості не спричиняє кородуючої дії, однак у повітряних порожнинах при роботі охолоджувача з'являється шар відкладень, за рахунок чого погіршується теплообмін.

До матеріалів що використовуються в охолоджувачах двигунів внутрішнього згорання, висувають наступні вимоги: достатня міцність та пластичність, висока теплопровідність, стійкість проти корозії, технологічність та низька вартість.

З точки зору задовільнення цих вимог найбільш прийнятними матеріалами для виготовлення теплообмінників є мідь, алюміній, та сплави на їх основі.

3.3 Розрахунок параметрів рекуперативного охолоджувача наддувочного повітря.

3.3.1 Початкові параметри для розрахунку:

$P_e = 1200$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$b_e = 0.231$ м³/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$l_0 = 12.3$ кг повітря / кг палива - теоретично необхідна кількість повітря;

$\alpha = 1.15$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$p_B = 165000$ Па - тиск повітря після компресору;

$T_B = 351.8$ К - температура повітря після компресору;

$R_{II} = 287$ кДж / (кг К) - газова стала повітря;

$p_0 = 101300$ Па - тиск навколишнього середовища;

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

3.3.2 Розрахунок витратних параметрів турбокомпресора

Визначимо годинну витрату палива через двигун в м³/год

$$B_e = P_e \cdot b_e$$

$$B_e = P_e \cdot b_e = 277.2$$

Визначимо об'ємну годинну витрату повітря через двигун в м³/год

$$Q_{\text{пов}} = B_e \cdot l_0 \cdot \alpha$$

$$Q_{\text{пов}} = B_e \cdot l_0 \cdot \alpha = 3920.994$$

Визначимо об'ємну секундну витрату повітря через двигун в м³/сек

$$Q_{\text{п.с}} = \frac{Q_{\text{пов}}}{3600}$$

$$Q_{\text{п.с}} = \frac{Q_{\text{пов}}}{3600} = 1.089$$

Визначимо масову секундну витрату повітря через двигун в м³/сек

$$G_{п.с} = Q_{п.с} \cdot \frac{p_B}{R_{п.с} \cdot T_B}$$

$$G_{п.с} = Q_{п.с} \cdot \frac{p_B}{R_{п.с} \cdot T_B} = 1.78$$

Температура повітря після охолоджувача

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

де $\Delta T_{int} = 15$ К - очікуваний перепад температури в охолоджувачі; вибираємо з рекомендованого діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 50$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 336.8 \text{ К}$$

Коефіцієнт ефективності охолодження наддувочного повітря

$$\eta_0 = \frac{T_B - T_{int}}{T_B - T_0}$$

$$\eta_0 = \frac{T_B - T_{int}}{T_B - T_0} = 0.255$$

3.3.3 Тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника

Параметри теплоносіїв на вході та виході з теплообмінного апарату (ТОА)

Гарячий теплоносій - повітря

Основні емпіричні залежності що дозволяють визначити фізико-хімічні властивості гарячого носія:

$$P_{г.г}(t) = 0.707447552448 - 2.34918414918 \cdot 10^{-4}t + 4.83682983683 \cdot 10^{-7}t^2$$

$$\mu_T(t) = 17.1384615385 + 5.15512820513 \cdot 10^{-2}t - 3.52564102564 \cdot 10^{-5}t^2$$

$$\lambda_T(t) = 2.44167832168 + 7.75617715618 \cdot 10^{-3}t - 1.68997668998 \cdot 10^{-6}t^2$$

Температура гарячого теплоносія на вході та виході з ТОА

$$T'_Г = T_B = 351.8 \text{ К} - \text{температура гарячого теплоносія на вході в ТОА}$$

$$T''_Г = T_{int} = 336.8 \text{ К} - \text{температура гарячого теплоносія на виході з ТОА}$$

або в °С

$$t'_Г = T'_Г - 273 = 78.8$$

$$t''_Г = T''_Г - 273 = 63.8$$

Перепад температури гарячого теплоносія, отриманий внаслідок процесів теплообміну в ТОА складає, в °С

$$\Delta t_Г = t'_Г - t''_Г$$

$$\Delta t_Г = t'_Г - t''_Г = 15$$

Середня по довжині трубки температура гарячого носія (повітря), в °С

$$t_{мг} = \frac{t'_Г + t''_Г}{2}$$

$$t_{мг} = \frac{t'_Г + t''_Г}{2} = 71.3$$

Інтальпія гарячого носія, в кДж/кг

$$i_Г = c_{pm.п} \cdot \Delta t_Г$$

де $c_{pm.п} = 1.005$ кДж/(кг К) - середня теплоємність повітряного потоку

$$i_Г = c_{pm.п} \cdot \Delta t_Г = 15.075$$

Величина теплового потоку, яку необхідно відвести від гарячого носія до холодного, в кДж/с

$$Q_{ТО} = G_{п.с} \cdot i_Г$$

$$Q_{ТО} = G_{п.с} \cdot i_Г = 26.832$$

Холодний теплоносій - вода

Основні емпіричні залежності що дозволяють визначити фізико-хімічні властивості холодного носія:

$$c_{p.x}(t) = 4.21084615385 - 2.03776223776 \cdot 10^{-3} t \dots \\ + 3.08916083915 \cdot 10^{-5} t^2 - 9.61538461528 \cdot 10^{-8} t^3$$

$$\rho_x(t) = 1.00055524476 \cdot 10^3 - 7.08344988345 \cdot 10^{-2} t - 3.55710955711 \cdot 10^{-3} t^2$$

$$\lambda_x(t) = 55.1328671329 + 0.256263403263 \cdot t - 1.25990675991 \cdot 10^{-3} t^2$$

$$\mu_x(t) = \left(6.50008920032 \cdot 10^{-3} + 1.57628361368 \cdot 10^{-4} t \right)^{\left(\frac{-1}{0.672107408160} \right)}$$

$$P_{r,x}(t) = \left(0.213568391749 + 5.16688600029 \cdot 10^{-3} t \right)^{\left(\frac{-1}{0.590057905208} \right)}$$

Температура холодного теплоносія на вході та виході з ТОА

$T'_x = 323$ К - температура холодного теплоносія на вході в ТОА

$T''_x = 333$ К - температура холодного теплоносія на виході з ТОА

або в °С

$$t'_x = T'_x - 273 = 50$$

$$t''_x = T''_x - 273 = 60$$

Перепад температури холодного теплоносія, отриманий внаслідок процесів теплообміну в ТОА складає, в °С

$$\Delta t_x = t''_x - t'_x$$

$$\Delta t_x = t''_x - t'_x = 10$$

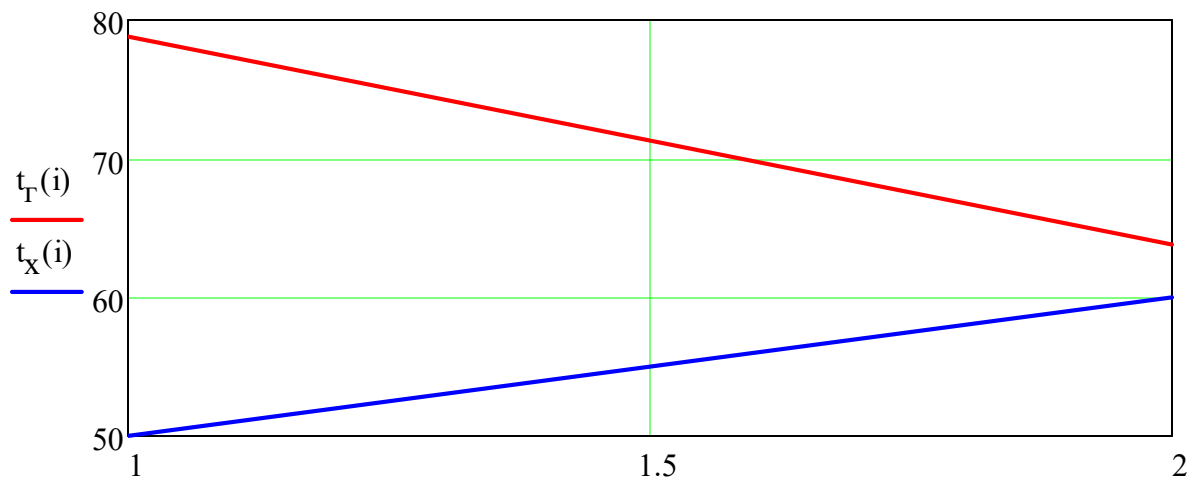


Рисунок 3.1 - Зміна температури гарячого та холодного теплоносія під час теплообміну в ОНП.

1 - індекс що відповідає входу теплоносія в теплообмінник;

2 - індекс що відповідає виходу теплоносія з теплообмінника;

1.5 - індекс що відповідає середині процесу теплообміну;

--- - гарячий теплоносій;

--- - холодний теплоносій;

Висновок: Так як перетину ліній трендів зміни температури гарячого та холодного носія під час теплообміну не спотерігається, значить параметри носіїв на вході і виході підібрані правильно.

Інтальпія холодного носія, в кДж/кг

$$i_x = c_{pm.v} \cdot \Delta t_x$$

де $c_{pm.v} = 4.174$ кДж/(кг К) - середня теплоємність повітряного потоку

$$i_x = c_{pm.v} \cdot \Delta t_x = 41.74$$

Масова секундна витрата холодного носія, в кг/с

$$G_{в.с} = \frac{Q_{то}}{i_x}$$

$$G_{в.с} = \frac{Q_{то}}{i_x} = 0.643$$

Середня по довжині трубки температура холодного носія (вода), в °С

$$t_{mx} = \frac{t'_x + t''_x}{2}$$

$$t_{mx} = \frac{t'_x + t''_x}{2} = 55$$

Об'ємна секундна витрата холодного носія, в м³/с

$$Q_{в.с} = \frac{G_{в.с}}{\rho_x}$$

де $\rho_x(t_{mx}) = 985.899$ кг/м³ - густина холодного носія

$$Q_{в.с} = \frac{G_{в.с}}{\rho_x(t_{mx})} = 0.001$$

Середньологарифмічний температурний напір між носіями, в °С

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_{\Gamma} - t''_{\text{X}}) - (t''_{\Gamma} - t'_{\text{X}})}{\ln \left[\frac{(t'_{\Gamma} - t''_{\text{X}})}{(t''_{\Gamma} - t'_{\text{X}})} \right]}$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_{\Gamma} - t''_{\text{X}}) - (t''_{\Gamma} - t'_{\text{X}})}{\ln \left[\frac{(t'_{\Gamma} - t''_{\text{X}})}{(t''_{\Gamma} - t'_{\text{X}})} \right]} = 16.171$$

Густина повітря на вході у ТОА, в кг/м³

$$\rho'_{\Gamma} = \frac{p'_{\Gamma}}{R_{\Pi} \cdot T'_{\Gamma}}$$

$p'_{\Gamma} = p_{\text{В}} = 165000$ Па - тиск повітря на вході у ТОА

$$\rho'_{\Gamma} = \frac{p'_{\Gamma}}{R_{\Pi} \cdot T'_{\Gamma}} = 1.634$$

Тиск повітря на виході з ТОА, в Па

$$p''_{\Gamma} = p_{\text{В}} - \Delta p_{\text{ОНП}}$$

де $\Delta p_{\text{ОНП}} = 3000$

$$p''_{\Gamma} = p_{\text{В}} - \Delta p_{\text{ОНП}} = 162000$$

Густина повітря на виході з ТОА, в кг/м³

$$\rho''_{\Gamma} = \frac{p''_{\Gamma}}{R_{\Pi} \cdot T''_{\Gamma}}$$

$$\rho''_{\Gamma} = \frac{p''_{\Gamma}}{R_{\Pi} \cdot T''_{\Gamma}} = 1.676$$

Середня густина повітря в ТОА, в кг/м³

$$\rho_{\Gamma} = \frac{\rho'_{\Gamma} + \rho''_{\Gamma}}{2}$$

$$\rho_{\Gamma} = \frac{\rho'_{\Gamma} + \rho''_{\Gamma}}{2} = 1.655$$

Розрахункова кількість трубок ТОВА.

$$n_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G_{\text{п.с}}}{\rho_{\Gamma} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.вн}}^2 \cdot w_{\Gamma}}$$

де $w_{\Gamma} = 25$ м/с - швидкість руху гарячого носія;

$d_{\text{тр.вн}} = 0.025$ м - внутрішній діаметр трубки ТОВА; або в мм $d_{\text{тр.вн}} \cdot 10^3 = 25$

$l_{\text{тр}} = 0.5$ м - довжина трубки в ТОВА

$$n_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G_{\text{п.с}}}{\rho_{\Gamma} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.вн}}^2 \cdot w_{\Gamma}} = 87.634$$

Отримане в результаті значення округлюємо до найближчого цілого, та приймаємо кількість трубок ТОВА рівним:

$$n_{\text{тр.пр}} = 88$$

Тоді швидкість руху гарячого теплоносія в трубці ТОВА, в м/с

$$w_{\Gamma.p} = \frac{4 \cdot G_{\text{п.с}}}{\rho_{\Gamma} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.вн}}^2 \cdot n_{\text{тр.пр}}}$$

$$w_{\Gamma.p} = \frac{4 \cdot G_{\text{п.с}}}{\rho_{\Gamma} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.вн}}^2 \cdot n_{\text{тр.пр}}} = 24.896$$

Вирахуємо похибку, між прийнятою та розрахованою швидкістю руху, в %

$$\Delta w_{\text{п.р}} = \frac{|w_{\Gamma.p} - w_{\Gamma}|}{w_{\Gamma}} \cdot 100$$

$$\Delta w_{\text{п.р}} = \frac{|w_{\Gamma.p} - w_{\Gamma}|}{w_{\Gamma}} \cdot 100 = 0.416$$

Визначимо режим течії гарячого теплоносія

$$Re_{г} = \frac{w_{г.р} \cdot d_{тр.вн}}{\mu_x(t_{мг})} \cdot \rho_{г}$$

$$Re_{г} = \frac{w_{г.р} \cdot d_{тр.вн}}{\mu_x(t_{мг}) \cdot 10^{-6}} \cdot \rho_{г} = 2555.896$$

Висновок: Згідно отриманих результатів маємо: $Re_{г} > Re_{кр} = 2320$ - відповідно для гарячого теплоносія маємо турбулентний режим течії ;

Коефіцієнт втрат на тертя по довжині трубки, при турбулентному русі визначимо по формулі Блазіуса

$$\lambda_{тр} = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re_{г}}}$$

$$\lambda_{тр} = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re_{г}}} = 0.044$$

Коефіцієнт місцевого опору трубки

$$\xi_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \frac{l_{тр}}{d_{тр.вн}}$$

$$\xi_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \frac{l_{тр}}{d_{тр.вн}} = 0.889$$

Втрати тиску, отримані внаслідок подолання гідравлічного опору трубки, в Па

$$\Delta p_{тр} = \xi_{тр} \cdot \frac{w_{г.р}^2}{2} \cdot \rho_{г}$$

$$\Delta p_{тр} = \xi_{тр} \cdot \frac{w_{г.р}^2}{2} \cdot \rho_{г} = 455.909$$

Визначимо число Нусельта для гарячого теплоносія.

$$Nu_{г} = 0.021 \cdot Re_{г}^{0.8} \cdot Pr_{г}(t_{мг})^{0.43} \cdot \psi_{г}$$

$\psi_{г} = 1.05$ - коефіцієнт що враховує вплив температурного фактора для охолодження гарячого теплоносія

$$Nu_{г} = 0.021 \cdot Re_{г}^{0.8} \cdot Pr_{г}(t_{мг})^{0.43} \cdot \psi_{г} = 10.023$$

Коефіцієнт тепловіддачі для гарячого теплоносія

$$\alpha_{г} = 0.021 \cdot \frac{\lambda_{г}(t_{мг})}{d_{тр.вн}} \cdot Re_{г}^{0.8} \cdot Pr_{г}(t_{мг})^{0.43} \cdot \psi_{г}$$

$$\alpha_{г} = 0.021 \cdot \frac{\lambda_{г}(t_{мг})}{d_{тр.вн}} \cdot Re_{г}^{0.8} \cdot Pr_{г}(t_{мг})^{0.43} \cdot \psi_{г} = 1197.196$$

Визначимо площу поперечного перетину міжтрубного простору, для руху холодного носія, в м²

$$f_x = \frac{G_{в.с}}{\rho_x(t_{мх}) \cdot w_{х.пр}}$$

де $w_{х.пр} = 5$ м/с - середня швидкість руху холодного носія в середині ТОА

$$f_x = \frac{G_{в.с}}{\rho_x(t_{мх}) \cdot w_{х.пр}} = 0.00013$$

Зовнішній діаметр теплообмінної трубки, в м

$$d_{тр.з} = d_{тр.вн} + 2 \cdot \delta_{ст}$$

де $\delta_{ст} = 0.001$ м - товщина стінки теплообмінної трубки;

$$d_{тр.з} = d_{тр.вн} + 2 \cdot \delta_{ст} = 0.027$$

Внутрішній діаметр кожуха, в м

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{G_{\text{в.с}}}{\rho_{\text{х}}(t_{\text{мх}}) \cdot w_{\text{в.пр}}} + d_{\text{тр.з}}^2 \cdot n_{\text{тр.пр}}}$$

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{G_{\text{в.с}}}{\rho_{\text{х}}(t_{\text{мх}}) \cdot w_{\text{х.пр}}} + d_{\text{тр.з}}^2 \cdot n_{\text{тр.пр}}} = 0.254$$

Крок розміщення трубок на трубній дошці, в м

$$b = 1.25 \cdot d_{\text{тр.вн}} = 0.031 \quad \text{або в мм} \quad b \cdot 10^3 = 31.25$$

Периметр змочування теплобмінних трубок та кожуху, в м

$$U_{\text{см}} = \pi \cdot (D_{\text{вн}} + d_{\text{тр.з}} \cdot n_{\text{тр.пр}})$$

$$U_{\text{см}} = \pi \cdot (D_{\text{вн}} + d_{\text{тр.з}} \cdot n_{\text{тр.пр}}) = 8.261$$

Еквівалентний діаметр трубок теплообміну, в м

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot f_{\text{х}}}{U_{\text{см}}}$$

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot f_{\text{х}}}{U_{\text{см}}} = 0.0001$$

Визначимо режим течії холодного теплоносія

$$Re_{\text{е.х}} = \frac{w_{\text{х.пр}} \cdot d_{\text{екв}}}{\mu_{\text{х}}(t_{\text{мх}})} \cdot \rho_{\text{х}}(t_{\text{мх}})$$

$$Re_{\text{е.х}} = \frac{w_{\text{х.пр}} \cdot d_{\text{екв}}}{\mu_{\text{х}}(t_{\text{мх}}) \cdot 10^{-6}} \cdot \rho_{\text{х}}(t_{\text{мх}}) = 611.892$$

Висновок: Згідно отриманих результатів маємо: $Re_{\text{гх}} < Re_{\text{кр}} = 2320$ - відповідно для холодного теплоносія маємо ламінарний режим течії ;

Визначимо число Нусельта для холодного теплоносія.

$$Nu_{u,x} = 0.021 \cdot Re_{e,x}^{0.8} \cdot Pr_{r,x}(t_{mx})^{0.43} \cdot \psi_x$$

де $\psi_x = 1.2$ - коефіцієнт що враховує вплив температурного фактора для охолодження гарячого теплоносія

$$Nu_{u,x} = 0.021 \cdot Re_{e,x}^{0.8} \cdot Pr_{r,x}(t_{mx})^{0.43} \cdot \psi_x = 7.105$$

Коефіцієнт тепловіддачі для холодного теплоносія

$$\alpha_x = 0.021 \cdot \frac{\lambda_x(t_{mx})}{d_{екв}} \cdot Re_{e,x}^{0.8} \cdot Pr_{r,x}(t_{mx})^{0.43} \cdot \psi_x$$

$$\alpha_x = 0.021 \cdot \frac{\lambda_x(t_{mx})}{d_{екв}} \cdot Re_{e,x}^{0.8} \cdot Pr_{r,x}(t_{mx})^{0.43} \cdot \psi_x = 7360484.42$$

Коефіцієнт теплопередачі для процесів теплообміну в ТОА

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_\Gamma} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_x} + R_{заг}}$$

де $\lambda_{ст} = 226.785$? - коефіцієнт тепловіддачі для бронзової втулки;

$$R_{заг} = 0$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_\Gamma} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_x} + R_{заг}} = 1190.717$$

Визначимо необхідну величина площі поверхні теплообміну, в m^2

$$f_{тп} = \frac{Q_{в.с}}{k \cdot t_{мг}}$$

$$f_{тп} = \frac{Q_{в.с}}{k \cdot t_{мг}} = 7.68 \times 10^{-9}$$

4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які створює спроектований двигун.

При роботі двигуна, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003-83. У двигуні основним джерелом шуму є механізм та агрегати, що мають частини, що рухаються, які викликають вібрацію та аеродинамічні збурювання.

Шум двигунів внутрішнього згоряння впливає на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляє увагу. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою у двигуні є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу від шуму працюючого двигуна.

Серед найбільш ефективних методів боротьби із шумом є:

- спеціальна організація робочого місця та конструктивне оформлення двигуна та його вузлів,
- поліпшення технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок. Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких відбувається управління двигуном. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації, є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб. Для зниження

аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Визначимо рівень шуму для проектного двигуна з метою оцінювання його шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Рівні зовнішнього шуму проектного двигуна приблизно визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot 1g(n_n \cdot P_e^{0,55}) + 30 \cdot 1g\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ}$$

$$L = \left[54 + 10 \cdot 1g(1500 \cdot 1200^{0,55}) + 30 \cdot 1g\left(\frac{1500}{1500}\right) \right] = 97,892 \text{ дБ}$$

де: $n_n = 1500$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹

$n = 1500$ - робоча частота обертання колінчастого валу, хв.⁻¹;

$P_e = 1200$ - номінальна потужність, кВт;

Результати розрахунку звіримо з даними таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

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

Особи, обслуговуючі двигун (працюючий) з рівнем шуму вище 60 дБ, повинні мати засоби індивідуального проти шумного захисту по ГОСТ 12.4.051-78. При появі ознак детонації (різкі стуки) негайно понизити навантаження до припинення стуків в циліндрі.

Вібрація – рух матеріальної точки або механічної системи, при якому по чергово зростають і спадають за часом значення величини, що характеризують цей

рух. Проявляється у вигляді механічних коливань пружних тіл. Джерелом шуму може бути будь-яке тіло, що коливається, виведене з рівноваги зовнішньою силою.

Для зниження вібрації необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями. Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші. Нормативним документом, що установлює гранично допустимі величини вібрації є СНП 1103 – 73.

Ефективними засобами проти вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації наприклад: амортизатори.

Визначимо для проектного двигуна, очікуваний рівень вібрації, з метою оцінювання його шкідливого впливу на оточуюче середовище.

Рівень вібрації, в дБ приблизно визначається з формули:

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

де: $M = 15300$ кг - маса двигуна;

$f = 16 \text{ с}^{-1}$ – частота;

$n_n = 1500$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}

$n = 1500$ - робоча частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

$Pe = 1200$ - номінальна потужність, кВт;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 1200^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 1200}{15300} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{15300}{1200}} + 30 \lg \left(\frac{1500}{1500} \right) \right) = 89,6 \text{дБ}$$

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

Середньоарифметичні частоти октавних смуг, в Гц	6,3	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню д Б	95	103	107	109	111	113	115

4.2 Техніка безпеки та охорона праці під час ремонту та обслуговування двигуна.

При проектуванні двигуна важливе значення приділяють рішенням питань охорони праці та навколишнього середовища, так як двигун є одним із джерел небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також джерелом забруднення навколишнього середовища, і по багатьом аспектам має пряме відношення до проблем захисту природи.

В проектуваному двигуні небезпечними і шкідливими факторами згідно ГОСТ 12.003-74, є деталі і вузли які рухаються, паливо і вихлопні гази, які містять шкідливі речовини.

Для безпеки обслуговування двигуна, всі обертаючі частини мають захисні щитки, люки, огороження. Найбільш тепло-напружені деталі і зони двигуна мають додаткове охолодження, а випускний колектор ізолюваний азбестовим шнуром. Таким чином в цілому забезпечується безпечна робота двигуна.

При роботі двигуна внутрішнього згоряння, та його систем і механізмів, що обслуговують двигуни, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Вищевказані фактори регламентовані згідно ГОСТ 12.0.003 -74.

Неправильне обладнання робочих місць, погане освітлення, знижує безпеку робочих місць.

Освітлення ділиться на: основне та допоміжне. При основному освітленні застосовується напруга 220 В. Систему загального освітлення доцільно здійснювати двома засобами: розподілом рівномірного світильниками, що створюють освітлення переважно у горизонтальній площині, та локалізовано розміщеними світильниками.

Добре освітлення робочих місць сприяє підтриманню на високому рівні працездатності людини, тому, що виключає втому органів зору від частоті преадаптації.

Обслуговування та ремонт це головні складові виробничого процесу, тому до обслуговування і експлуатації двигунів допускаються особи:

- які мають необхідні навички і технікум по обслуговуванню і експлуатації двигунів;
- що пройшли курс навчання по експлуатації устаткування і мають відповідне посвідчення;
- що пройшли інструктаж по техніці безпеки, охороні праці і пожежній безпеці.

Забороняється:

- пускати двигун при знятому кожусі, що закриває маховик;
- обтирати рухомі і обертаються деталі, підтягувати гайки і болти з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском, на працюючому двигуні;
- торкатися без застосування теплозахисних засобів до незахищених деталей, не призначених для обслуговування, які мають температуру більш +45°C;
- провертати двигун вручну при включеному живленні на систему запалення.
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом при працюючому двигуні і за наявності напруги живлення на системі запалення на зупиненому двигуні.

ВИСНОВОК

Завдання поставлене на початку дипломного проектування – проект чотиритактного газового двигуна потужністю 1200 кВт, на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/26 можна вважати виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 1200,03$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,01 %). При цьому дане значення не виходить за межі допустимої похибки розрахунку вихідної потужності у 5%.

В результаті виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу проектного двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму, а за результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу. Крім того було обчислено величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

Спеціальна частина даного дипломного проекту стосувалася розробки рекуперативного теплообмінника для охолодження наддувочного повітря. Запропонована в ході проектування конструкція рекуперативного теплообмінника – кожухотрубний із омиванням трубок рідиною зовні. Завдяки правильно обраним початковим даним та допоміжним величинам, в ході проектування отримано рекуперативний теплообмінник з мінімальними масо-габаритними параметрами.

Для спроектованого двигуна в даному проекті розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та мінімізацію шкідливого впливу від нього. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна.

					ПФ НУК 142.54.20.06.ПЗ	Лис
						76
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.
2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.-375с.
4. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
5. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997
7. Система стандартів безпеки праці