

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМ. С. ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **“Покращення ефективності використання автомобіля КраЗ –
5401В2 шляхом удосконалення циліндро-поршневої групи двигуна
М906LAG”**

Виконав: студент групи Ат-44

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Юрій КОВАЛЬ

(ім'я та прізвище)

Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 631.358.1: 78

Коваль Ю. А. Покращення ефективності використання автомобіля КрАЗ-5401В2 шляхом удосконалення циліндро-поршневої групи двигуна М906LAGa: Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С. Гжицького, 2024. 77 с.

Табл. 8; бібліогр. джерел 22.

На основі існуючих конструкцій кривошипно-шатунних механізмів дизельних двигунів розроблено ряд заходів для модернізації двигуна автомобіля КрАЗ – 5401В2.

Здійснено покращення швидкісних характеристик, тобто збільшено потужність двигуна до 272 кВт. Також проведено розрахунок деталей вдосконалення на міцність.

Розглянуто стан охорони праці та довкілля і запропоновано заходи з їх покращення.

Проведено розрахунок економічної доцільності впровадження запропонованого вдосконалення.

Зміст

Вступ	5
1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВЗ	6
Висновки до першого розділу.....	13
2. РОЗРАХУНКОВО-ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	15
2.1 Тепловий розрахунок двигуна	15
2.1.1. Визначення індикаторних та ефективних показників	21
2.2 Побудова індикаторної діаграми	26
2.3 Розрахунок та побудова швидкісної та навантажувальної характеристик	29
3. КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА	37
3.1. Опис конструкції модернізованих частин	37
3.2. Розрахунок кінематичних та динамічних параметрів кривошипного механізму двигуна	39
3.3. Діаграма навантажень на шатунну шийку	47
3.4. Розрахунок поршня	51
3.5. Розрахунок поршневого пальця	54
3.6. Розрахунок поршневого кільця	56
3.7. Розрахунок шатуна	57
4. ОХОРОНА ПРАЦІ	63
4.1 Охорона праці в майстерні з сервісного обслуговування та виготовленню модернізованих вузлів	63
4.2 Аналіз умов праці під час обкатування двигуна	64
4.3 Заземлюючі пристрої приміщення майстерні	64
4.4 Захист приміщень і споруд від блискавок	66
4.5 Заходи з покращення умов праці	69
5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	70
Висновки та пропозиції	75
Список використаних джерел	76

Вступ

Трактори і автомобілі являються основними засобами, з допомогою яких здійснюються механізовані роботи і перевезення різних вантажів в сільському господарстві і промисловості нашої держави.

Машинобудування на Україні розвивається стрімкими темпами , але для покращення тягово-динамічних показників тракторів і автомобілів потрібно більш потужніші і економічніші двигуни.

Перед двигунобудуванням поставлена мета збільшення виробництва двигунів внутрішнього згорання з підвищеними техніко-економічними показниками, розширення і прискорення розвитку виробництва потужних тракторів і вантажних автомобілів, а також машин для збирання і переробки сільськогосподарської продукції.

В сільському господарстві застосовуються дизельні двигуни. Вони більш потужніші і економічніші, ніж бензинові.

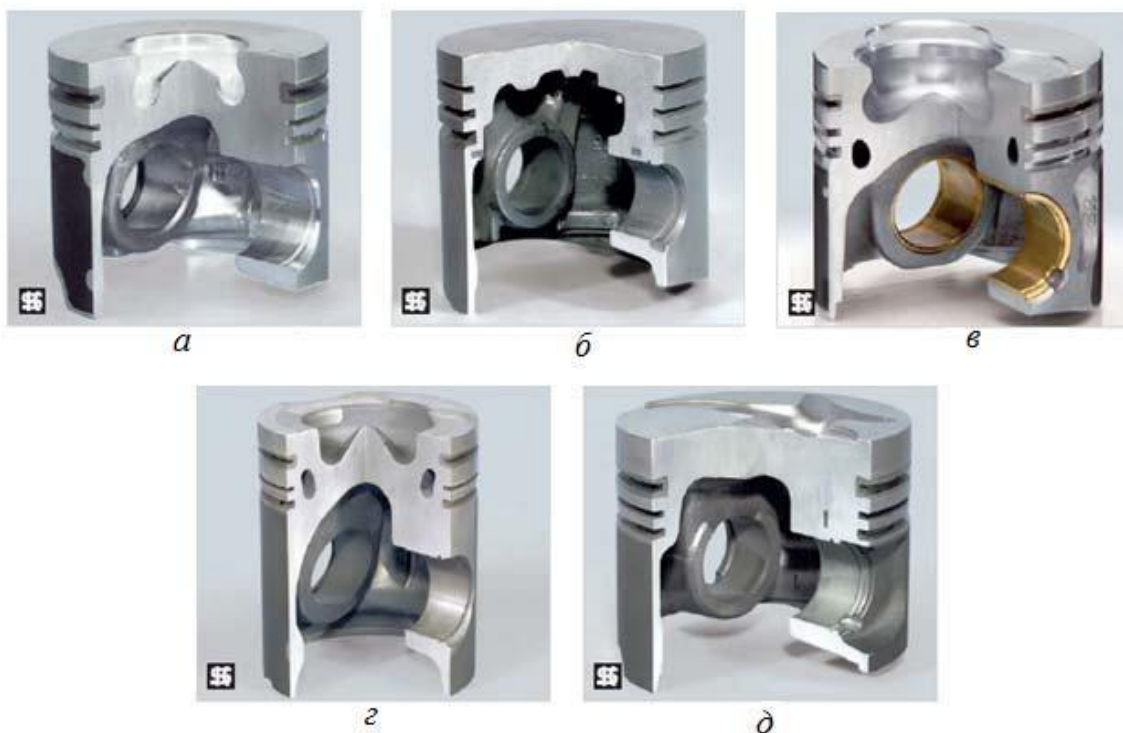
Одночасно з цим, до дизельних двигунів висувають певні вимоги:

1. Надійність в роботі – здатність двигуна виконувати роботу впродовж встановленого часу на всіх заданих режимах. Вона досягається шляхом раціональної конструкції дизеля і ступінню його модернізації.
2. Високий ресурс – можливість великого часу роботи до ремонту, впродовж якого він повинен працювати надійно і економічно.
3. Висока економічність – здатність працювати з невеликою питомою витратою палива і мастила на різних експлуатаційних режимах, а особливо, на номінальних.
4. По можливості зменшення габаритних розмірів і ваги двигуна.
5. Повна безпечність при обслуговуванні двигуна при всіх експлуатаційних режимах.

Покращення цих вимог закладено в основу проекту покращення швидкісних і навантажувальних характеристик двигуна M906LAGa.

1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВЗ

В роботі [6] поршні класифікують по ряду конструкційних ознак, пов'язаних, головним чином, з надійністю окремих елементів даної деталі (Рисунок 1.1):



а - поршень литий з нерозрізною юбкою; б - поршень з терморегулюючою кільцевою вставкою; в - поршень з охолоджуючими каналами і з втулкою поршневого пальця; г - поршень із зміцнюючою вставкою для кільця з каналом для охолодження; д - терморегулюючий поршень з сегментною зміцнюючою вставкою для кільця

Рисунок 1.1. Поршні фірми KOLBENSCHMIDT:

Алюмінієві литі поршні відзначаються меншою вагою та покращеною теплопровідністю. Залежно від їхнього призначення, конструкція може містити додаткові зміцнювальні елементи, такі як вставки з чавуну для кільця, сталеві компоненти для забезпечення необхідного теплового

розширення або керамічні елементи з армованими волокнами оксиду алюмінію.

Твердо-анодовані кільцеві канавки ефективно протидіють зношенню та мікрозварюванню, особливо при використанні поршнів у дизельних двигунах [1]. Зносостійкі нітридні покриття, нанесені на поверхні тертя канавок поршня за допомогою плазмового азотування чи електролітно-плазмової нітроцементатації в середовищі інертних газів, набули широкого застосування. Ковані поршні з суцільною юбкою, запатентовані під марками AutoThermik і HydroThermik, отримали популярність [2]. Поршні AutoThermik використовуються переважно в гоночних автомобільних двигунах і серійних двигунах, що працюють з високими навантаженнями. Особливий метод виробництва надає їм високу міцність, дозволяючи додавати невеликі надрізи для зменшення ваги. HydroThermik частіше встановлюють у бензинових і дизельних двигунах легкових автомобілів, маючи сталеві вставки та шліци між поясом поршневих кілець і юбкою. Зростання питомої потужності двигунів внутрішнього згоряння ускладнює роботу поршнів, адже вони мають витримувати значні механічні та термічні навантаження, залишаючись при цьому максимально легкими та працюючи з мінімальними втратами на тертя. Для цього були розроблені нові методи виробництва алюмінієвих і сталевих поршнів. Запатентована конструкція Evotec SC (рис. 1.2, а) містить вбудований канал охолодження, який здатен знижувати температуру в районі першої кільцевої канавки до 25 °С. Evotec також розробила легковаговий поршень Evolite з новим дизайном (рис. 1.2, б), що дозволяє зменшити вагу на 5%. У випробуваннях та реальних умовах експлуатації підтверджено суттєве скорочення втрат на тертя.

Сталеві поршні демонструють здатність витримувати значно вищі температурні навантаження та тиск у порівнянні з алюмінієвими. Окрім цього, вони характеризуються меншими втратами на тертя. Це зумовлено тим, що сталь має нижчий коефіцієнт температурного розширення, а також забезпечує високу жорсткість і міцність конструкції. Досягнення таких

характеристик можливе завдяки зменшенню висоти поршня при збереженні його маси. Інноваційні запатентовані конструкції поршнів типу Monotherm та MonoGuide довели свою ефективність у дизельних двигунах для легкових автомобілів (див. рис. 1.2, в).



а - Mahle Evotec SC; б - Mahle Evolite; в - Mahle MonoGuide

Рисунок 1.2. Поршні фірми Mahle:

Сучасні підходи до проектування циліндрів для високошвидкісних дизелів передбачають використання спеціальних циліндрових гільз, обладнаних так званим вогневим кільцем (або кільцевою вставкою), розміщеним у прямокутній канавці у верхній частині гільзи (див. рис. 1.3) [9]. Основна мета цієї вставки — запобігання утворенню твердих шарів масляного нагару на вогневому поясі поршня. Ефективність досягається завдяки ретельно підбраному внутрішньому діаметру вставки, який є дещо меншим за внутрішній діаметр циліндра. Таким чином, коли поршень досягає верхньої мертвої точки, вогнева вставка очищає його поверхню від нагару та перешкоджає подальшому його накопиченню під час роботи двигуна внутрішнього згоряння.

Формування профілю бокової поверхні поршня має велике значення, оскільки визначення оптимальних параметрів цієї деталі є ключовим етапом у процесі конструювання. Сам процес профілювання є складним і значно впливає на такі фактори, як механічні втрати, рівень зносу, шум під час роботи, вібрації та витрати моторної оливи через вигорання.



Рисунок 1.3. Гільза циліндра з вогневою кільцем-вставкою фірми KOLBENSCHMIDT

Наразі серед типів профілів, що застосовуються для поршнів сучасних середньо- та швидкохідних дизелів, переважають бочкоподібні у поздовжньому напрямку та овальні у поперечному. Ці так звані бочкоподібно-овальні профілі, якщо поршень оброблено по зовнішній поверхні як тіло обертання, володіють симетрією відносно характерних площин колінчастого вала та зони коливань шатуна (рисунок 1.4).

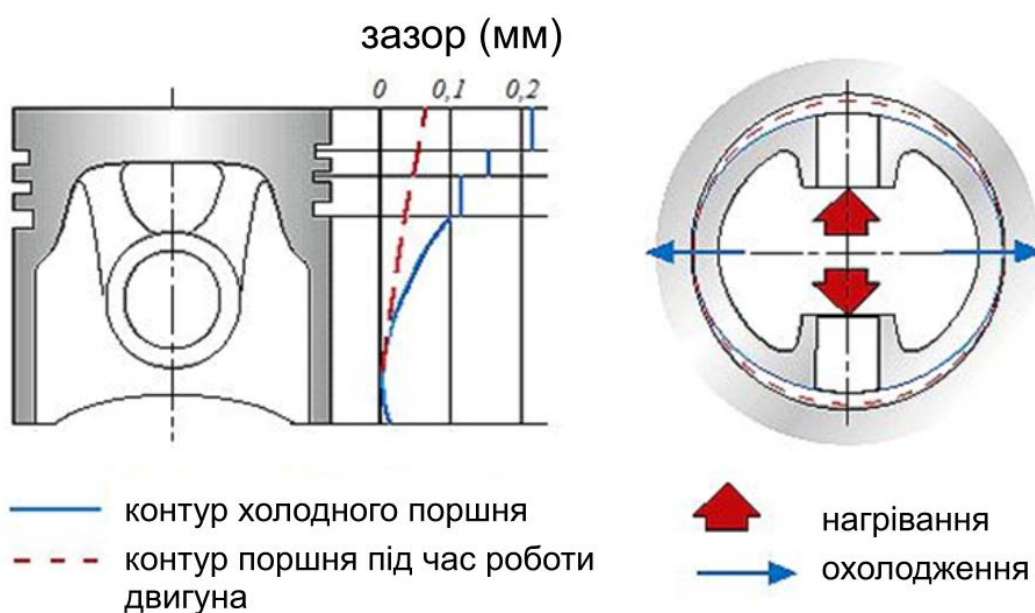


Рисунок 1.4. Профіль бочкоподібно-овального поршня

Широка популярність симетричних (у площині коливань шатуна) бочкоподібно-овальних поршнів пояснюється науково обґрунтованою методикою їх профілювання [7], а також відносною простотою перенесення профілю на деталь. Це можливо завдяки використанню технологій копіювальної або безкопіювальної токарної обробки заготовок.

З точки зору гідродинаміки, а також зі сторони зменшення механічних втрат і зношування, така конструкція вважається більш вдалою, ніж конічні або кроково-конічні форми юбки. Основна причина полягає в тому, що за умов роботи двигуна під навантаженням конічний поршень нерівномірно нагрівається вздовж своєї бічної поверхні, набуваючи майже циліндричної форми. Це унеможливорює створення стабільного гідродинамічного тиску в шарі мастила під час як прямого, так і зворотного ходу поршня. При цьому профіль юбки, який має бочкоподібну форму уздовж осі поршня, забезпечує збереження мінімальної клиноподібності або, точніше, серповидної форми зазорів на вході та виході між юбкою і циліндром. Завдяки цьому створюється гідродинамічна піднімальна сила під час реверсивного руху поршня. Цей ефект дозволяє відокремити юбку поршня від стінки циліндра, зменшуючи силу тертя і ймовірність зношування при контакті. Однак використання бочкоподібною форми юбки має й суттєві недоліки. Із збільшенням маси поршня спостерігається зниження його поперечної стійкості під час руху в циліндрі. Таке явище є наслідком високого розташування центру мас поршня стосовно осі пальця. Це призводить до роботи поршня на межі допустимих кутів перекидання, що викликає інтенсивний контакт головки поршня зі стінками циліндра, збільшує рівень шуму і зношування.

Особливої уваги заслуговує технологія нанесення спеціальної розточки у верхній частині циліндра (рис. 1.5). У цьому місці гільза циліндра має збільшений діаметр, що сприяє утворенню більш товстого шару масляного нагару. Цей шар виконує захисну функцію, запобігаючи укладенню небажаних відкладень на поверхні вогневого поясу поршня. Проте варто

враховувати абразивні властивості масляного нагару. При застосуванні гільз із розточкою необхідно стежити, щоб перше компресійне поршневе кільце не заходило в область розточки. Це означає, що висота вогневого поясу поршня повинна перевищувати висоту розточення. Недотримання цієї умови може спричинити пошкодження як поршня, так і стінок гільзи циліндра.



Рисунок 1.5. Типовий вид внутрішньої поверхні гільзи циліндра з розточуванням верхнього пояса

Незважаючи на солідний за часом досвід застосування технології плосковершинного хонінгування (ПВХ) як фінішної обробки поверхні тертя циліндрів для забезпечення зносо- та задиростійкості останнього, важливі питання призначення раціональної глибини, кроку і кута перетину гвинтових ліній сліду хону (визначається поєднанням значень швидкості подачі і обертання хонінгувальної головки) в кожному випадку доводиться вирішувати окремо і, як правило, пошуково-експериментальним шляхом (рис.1.6).

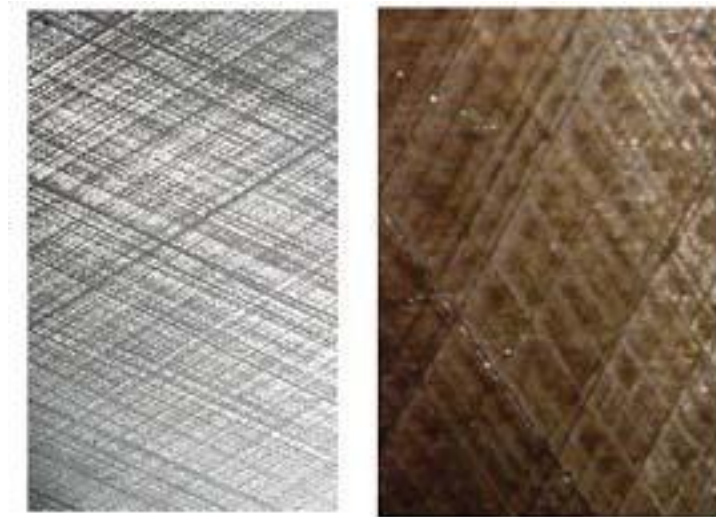


Рисунок 1.6. Вид внутрішньої поверхні циліндрів з різною глибиною і кутом перетину сітки ПВХ

Мікрорельєф на внутрішній поверхні циліндра можна формувати за допомогою методу поверхневого пластичного деформування (ППД) з використанням кульки або ролика. Цей метод зарекомендував себе як ефективний спосіб підвищення зносостійкості деталей. Проте варто ретельно оцінювати доцільні зони нанесення мікрорельєфу, а також раціонально підбирати крокові та висотні параметри. Навіть незначне відхилення в цих параметрах може спричинити збільшення витрати масла на чад, особливо якщо ППД застосовується на всій площі внутрішньої поверхні циліндра [11, 12].

Важливе значення має макро- та мікрогеометрія внутрішньої поверхні циліндрів, яка безпосередньо впливає на витрату масла на чад. Хоча проблеми зі збереженням циліндричної форми характерні переважно для двигунів внутрішнього згоряння з повітряним охолодженням, у яких кріплення шпильками створює монтажну деформацію, двигуни з рідинним охолодженням і вставними гільзами також потребують врахування цих факторів [6]. Особливо важливо забезпечити необхідну циліндричність як під час виробництва, так і після установки циліндра в блок, адже монтажні й температурні навантаження можуть суттєво змінювати геометрію.

Дослідження та досвід експлуатації підтверджують, що викривлення форми, наприклад "овалізація" чи "ограновування," значно погіршує роботу поршневих кілець. Порушення щільного прилягання обов'язково призводить до зростання витрати масла, втрати компресії й збільшення зношування компонентів. Тому для двигунів із повітряним охолодженням першочерговим завданням є досягнення максимально можливої точності у формуванні циліндра як обертального тіла в його поздовжньому та поперечному перерізах. При цьому геометрія повинна відповідати не лише початковому стану після виготовлення, а й робочому стану – після монтажу й у реальних умовах теплового навантаження. У деяких випадках для досягнення кращої енерго- та ресурсозбереження навіть допускається певне проєктне відхилення від ідеальної геометрії на початковому етапі.

Висновки до першого розділу

Проведений аналіз проблематики, пов'язаної зі зниженням механічних втрат у поршневих двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ), дозволяє зробити такі висновки:

1. Для розв'язання питань енерго- та матеріалозбереження шляхом мінімізації механічних втрат і зношування є ефективним підхід, що передбачає узгодження параметрів макро- і мікротопографії, твердості, реологічних властивостей та інших характеристик із кінематикою, динамікою та температурними умовами роботи деталей або пар тертя.

2. Для переходу на більш стабільний гідродинамічний режим роботи поршня та його кілець із одночасним зменшенням граничного тертя доцільно застосовувати технології мікро- та макропрофілювання їхніх поверхонь тертя. Це включає оптимізацію параметрів мікрорельєфу та визначення місць його нанесення для досягнення максимального ефекту.

3. Ключовим чинником у зниженні тертя та підвищенні зносостійкості конструктивних елементів циліндро-поршневої групи (ЦПГ) є використання антифрикційних покриттів. Важливими є також конструкторські й технологічні рішення із раціонального профілювання, мінімізації викривлень початкової геометрії бічної поверхні юбки поршня та дзеркала циліндра, особливо в умовах їхнього робочого стану.

2. РОЗРАХУНКОВО-ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

Поршні виготовляються з високоякісного алюмінієвого сплаву марки АКГ, яка відповідає стандарту ДСТУ 4784:2009. Вони з'єднуються з шатунами за допомогою плаваючого пальця, виготовленого зі сталі 12ХНЗА (ДСТУ 4343:2001). Для запобігання осьовому переміщенню палець фіксується пружинними стопорними кільцями зі сталі марки 65Г (ДСТУ 1050:2004). У верхньому поясі поршня розташовані три компресійні кільця і одне оливознімальне, а ще одне оливознімальне кільце знаходиться на юбці. Водночас у поршнях двигуна M906LAGa охолодження не передбачене.

В модернізованому варіанті двигуна конструкція поршня зазнала суттєвих змін. У верхньому поясі тепер розміщені лише два компресійні кільця та одне оливознімальне, що дозволило зменшити висоту поршня на 15 мм. Юбка також була вдосконалена - оливознімальне кільце з неї вилучено, а довжина юбки скорочена до мінімуму. Завдяки цьому масу поршня вдалося знизити приблизно на 15%. Для підвищення довговічності конструкції верхнє компресійне кільце виконано у трапецієподібній формі, що запобігає його закоксуванню. Крім того, для покращення зносостійкості найбільш навантаженого верхнього кільця в конструкції поршня передбачена вставка зі зносостійкого чавуну.

2.1. Тепловий розрахунок двигуна

Тепловий розрахунок дає змогу аналітично та з достатньою точністю визначити ключові параметри модернізованого двигуна, а також оцінити його індикаторні та ефективні характеристики. Це дозволяє створити об'єктивну основу для внесення змін в конструкцію, аналізу й подальшої оптимізації роботи двигуна. Розрахунок робочого циклу використовується для визначення індикаторних та ефективних показників роботи двигуна, оцінки теплових умов експлуатації деталей, розрахунку основних

конструктивних параметрів, а також аналізу навантажень, що діють на складові частини двигуна. Крім цього, він дозволяє побудувати характеристики роботи та вирішити важливі питання динаміки системи в цілому. Точність результатів теплового розрахунку залежить від ретельного уточнення ряду коефіцієнтів, що враховують особливості проєктованої моделі. Чим більше фактичних даних про тестування подібних двигунів, близьких за основними параметрами до розроблюваного, використовується при аналізі, тим вищою буде відповідність розрахункових параметрів реальним показникам. У процесі роботи застосовуються основні положення для визначення реальних параметрів циклів, а також оцінки індикаторних та ефективних характеристик двигуна. Отримані результати теплового аналізу використовуються як база для виконання кінематичних і динамічних розрахунків. Під час виконання розрахунків задаються ключові параметри, враховуючи діапазон їх можливих значень і характеристики двигунів-аналогів, узятих як прототип. Для модернізованого двигуна прийнято такі параметри на основі джерела [11]: ступінь стиску дорівнює 14, коефіцієнт тактності двигуна 4, коефіцієнт надлишку повітря (залежний від умов роботи), а як паливо використовується дизельне паливо марки «А» згідно з ДСТУ 4840:2007.

Теоретичну кількість повітря, необхідну для згоряння 1 кг палива, визначаємо за формулою, наведеною в [11]:

$$l_0 = \frac{(8/3)C + 8H - O}{0,23}, \quad (2.1)$$

де C – вміст вуглецю в 1 кг палива, 0,857 кг;

H – вміст водню в 1 кг палива, 0,133 кг;

O – вміст кисню в 1 кг палива, 0,01 кг;

$$l_0 = \frac{(8/3) \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01}{0,23} = 14,54 \text{ м}^3$$

Для розрахунків застосовують інші одиниці вимірювання:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B}, \quad (2.2)$$

де μ_e – молярна маса повітря, $28,96 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$;

$$L_0 = \frac{14,54}{28,96} = 0,51 \text{ кмоль}.$$

Кількість свіжого заряду визначаємо з виразу:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_1 = 1,7 \cdot 0,51 = 0,85 \text{ кг/с}.$$

Відповідно загальна кількість продуктів горіння становить:

$$M_2 = M_1 + H/4 + O/32, \quad (2.4)$$

$$M_2 = 0,85 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,01}{32} = 0,88 \text{ кмоль}.$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші визначено з відношення:

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}, \quad (2.5)$$

$$\beta_0 = \frac{0,88}{0,85} = 1,04.$$

Параметри зовнішнього середовища приймаю із [11]:

атмосферні умови: $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; $T_0 = 288 \text{ К}$;

тиск надлишкового повітря $p_k = 0,17 \text{ МПа}$.

Приймаємо показник політропи стиску повітря в компресорі $n_k = 1,65$ [11]. Відповідно температура повітря за компресором становить:

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}, \quad (2.6)$$

$$T_k = 288 \left(\frac{0,17}{0,1} \right)^{\frac{1,65-1}{1,65}} = 354 \text{ К}.$$

Тиск і температура залишкових газів:

$$p_r = 0,8 p_k, \quad (2.7)$$

$$p_r = 0,8 \cdot 0,17 = 0,136 \text{ МПа}.$$

Приймаємо із [11]: $T_r = 800 \text{ К}$.

Температура підігріву свіжого заряду приймається $\Delta t = 10^\circ \text{C}$.

Густота заряду під час такту впуску становить [11]:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_B \cdot T_k}, \quad (2.8)$$

де R_B – газова стала повітря,

$$\rho_k = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 357} = 1,63 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Приймаємо: $(\beta^2 - \xi_{\text{от}}) = 3,3$; $\omega_{\text{от}} = 90 \text{ м/с}$.

В цьому випадку витрати тиску на такті впуску в двигун розраховано за формулою:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{от}}) \omega_{\text{от}}^2 \cdot \beta_k \cdot 10^{-6} / 2, \quad (2.9)$$

$$\Delta p_a = 3,3 \cdot 90^2 \cdot 1,67 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,022 \text{ МПа}.$$

Тиск в кінці впуску визначено з різниці [11]:

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \quad (2.10)$$

$$p_a = 0,17 - 0,022 = 0,148 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт остаточних газів розраховано за формулою [11]:

$$\nu_z = \frac{T_k + \Delta t}{T_z} \cdot \frac{p_z}{\varepsilon \cdot p_a - p_z}, \quad (2.11)$$

$$\nu_z = \frac{354 + 10}{800} \cdot \frac{0,136}{18 \cdot 0,148 - 0,136} = 0,025.$$

Відповідно температура в кінці такту впуску становить:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \nu_z T_z}{1 + \nu_z}, \quad (2.12)$$

$$T_a = \frac{354 + 10 + 0,025 \cdot 800}{1 + 0,025} = 393 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення розраховано за формулою:

$$\eta_v = \frac{T_k (\varepsilon \cdot p_a - p_z)}{(T_k + \Delta t) (\varepsilon - 1) p_k}, \quad (2.13)$$

$$\eta_v = \frac{354(18 \cdot 0,148 - 0,136)}{(354 + 10)(18 - 1) \cdot 0,17} = 0,855.$$

Для заданих параметрів двигуна і враховуючи характерні значення показника політропи стиску, прийнято $p_1 = 1,35$ із врахуванням рекомендацій вказаних в літературі [11].

Значення тиску в кінці такту стискання визначено з рівняння:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (2.14)$$

$$p_c = 0,148 \cdot 18^{1,35} = 7,4 \text{ МПа.}$$

В цих же умовах температура розрахована за формулою:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \quad (2.15)$$

$$T_c = 393 \cdot 18^{1,35-1} = 1080 \text{ К.}$$

Відповідно середня молярна теплоємність повітря становить:

$$\overline{\mu C_{V_c}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \quad (2.16)$$

$$\overline{\mu C_{V_c}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 = 22,04 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град.}}$$

Число молів залишкових газів розраховано за формулою:

$$M_z = \alpha \cdot v_z \cdot L_0 \quad (2.17)$$

$$M_z = 1,7 \cdot 0,025 \cdot 0,5 = 0,021 \text{ кмоль}$$

Відповідно число молів газів в кінці такту стиску до згорання становить:

$$M_c = M_1 + M_z, \quad (2.18)$$

$$M_c = 0,85 + 0,021 = 0,871 \text{ кмоль}$$

Середня молярна теплоємність продуктів горіння дизельного палива визначено з виразу:

$$\overline{\mu C_{p_z}} = \left(2,02 + \frac{0,92}{1,7} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{1,7} \right) 10^{-4} \cdot T_z + 8,314, \quad (2.19)$$

$$\overline{\mu C_{p_z}} = 29,05 + 0,00236 \cdot T_z \quad \text{кДж/(кмоль} \cdot \text{град.)}$$

Після згорання число молів газів становить:

$$M_z = M_z + M_r \quad (2.20)$$

$$M_z = 0,884 + 0,021 = 0,904 \text{ кмоль.}$$

Розрахунковий коефіцієнт молекулярної зміни визначено з співвідношення:

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}, \quad (2.21)$$

$$\beta = \frac{0,904}{0,871} = 1,036.$$

На основі рекомендацій [11] прийнято коефіцієнт використання теплоти: $\xi = 0,85$. В цьому випадку кількість теплоти, що передається газом на ділянці CZ'Z, під час згорання 1 кг дизельного палива розраховано за формулою:

$$Q = \xi \cdot Q_H, \quad (2.22)$$

$$Q = 0,15 \cdot 42500 = 6375 \text{ кДж} / \text{кг}$$

В дизельному двигуні з наддувом для обмеження максимального тиску згорання приймаємо менше значення ступеня підвищення тиску, ніж в двигуні без наддуву із [11]: $\lambda = 1,6$.

В кінці такту горіння визначаємо температуру із рівняння горіння [11]:

$$\beta \mu C_{pz} T_z = \frac{\xi Q_H}{\alpha L (1 + \nu_r)} + T_c (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314) = 1,036 (29,05 + 0,00236 \cdot T_z) \cdot T_z, \quad (2.23)$$

$$\beta \mu C_{pz} T_z = (42500 \cdot 0,85) / (0,5 \cdot 1,7 (1 + 0,0246)) + 1080 (22,04 + 8,314 \cdot 1,6) = 79649,392.$$

Обчислюю рівняння відносно T_z та розраховую $T_z = 2245 \text{ К}$.

Тиск в кінці такту горіння розраховано як добуток:

$$P_z = P_c \cdot \lambda, \quad (2.24)$$

$$P_z = 7,4 \cdot 1,6 = 11,8 \text{ МПа}.$$

Ступінь попереднього розширення визначено з виразу:

$$\rho = \frac{\beta T_z}{\lambda T_c}, \quad (2.25)$$

$$\rho = \frac{1,04 \cdot 2245}{1,6 \cdot 1080} = 1,35.$$

Відповідно ступінь послідуочого розширення становить:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}, \quad (2.26)$$

Враховуючи характерні значення показника політропи розширення для заданих параметрів дизельного двигуна внутрішнього згорання прийнято $n_z = 1,25$ відповідно до рекомендацій [11]. В цьому випадку тиск становить:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_z}}, \quad (2.27)$$

$$P_b = \frac{11,8}{13,35^{1,25}} = 0,46 \text{ МПа}.$$

Під час кінця розширення температура відпрацьованих газів становить:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_z-1}}, \quad (2.28)$$

$$T_b = \frac{2245}{13,35^{0,25}} = 1175 \text{ К}.$$

Виконаємо перевірку правильності прийнятої раніше температури залишкових газів за формулою:

$$T_z = T_b / \sqrt[3]{P_b / P_z}, \quad (2.29)$$

$$T_z = 1175 / \sqrt[3]{0,46 / 0,136} = 783 \text{ К};$$

Для проведених розрахунків похибка становить:

$$\Delta = 100(800 - 783) / 800 = 2,13\%;$$

Відповідно рекомендацій в технічній літературі, допустиме значення не повинно перевищувати $\Delta = 5\%$.

2.1.1. Визначення індикаторних та ефективних показників

Для не округленої індикаторної діаграми визначено середній індикаторний тиск за формулою [11]:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n^2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \quad (2.30)$$

$$P'_i = \frac{7,4}{18 - 1} \left[1,6(1,35 - 1) + \frac{1,6 \cdot 1,35}{1,25 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,35^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,35 - 1} \left(1 - \frac{1}{18^{1,35-1}} \right) \right] = 1,26 \text{ МПа}.$$

Приймаю на основі технічної літератури [11] коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\nu = 0,95$. Відповідно тиск становить:

$$P_i = P'_i \cdot \nu,$$

$$P_i = 1,26 \cdot 0,95 = 1,19 \text{ МПа}.$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії визначено з виразу:

$$\eta_i = P_i \cdot \alpha \cdot l_0 / (Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v), \quad (2.32)$$

$$\eta_i = 1,19 \cdot 1,7 \cdot 14,5 / (42,5 \cdot 1,67 \cdot 0,855) = 0,485.$$

Індикаторна питома витрата палива становить:

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}; \quad (2.33)$$

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,485} = 175 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

На основі рекомендацій [12] приймаємо попередньо середню швидкість поршня $v_{\text{пор}} = 10,5$ м/с. В кваліфікаційній роботі, для визначення середнього тиску механічних втрат спочатку розраховую коефіцієнт зміни втрат на тертя циліндро-поршневої групи прототипу та модернізованого мною двигуна. Одночасно перевіряю герметичність камери змінного об'єму, за умови зміни кількості компресійних кілець.

Залежність тисків розраховано за формулою [10], відповідно тиск на n -му кільці:

$$P_n = P_z \cdot e^{-k(n-1)}, \quad (2.34)$$

де n – порядковий номер кільця;

k – коефіцієнт.

В нашому випадку для прототипу:

$$P_1 = 11,8 \cdot 2,71^{-1,5(1-1)} = 11,8 \text{ МПа},$$

$$P_2 = 11,8 \cdot 2,71^{-1,5(2-1)} = 2,63 \text{ МПа},$$

$$P_3 = 11,8 \cdot 2,71^{-1,5(3-1)} = 0,587 \text{ МПа}.$$

Для модернізованого двигуна:

$$P_1 = 11,8 \cdot 2,71^{-2(1-1)} = 11,8 \text{ МПа},$$

$$P_2 = 11,8 \cdot 2,71^{-2(2-1)} = 1,597 \text{ МПа}.$$

Для оливознімальних кілець приймаю із [9]: $P_{\text{ср}} = 0,392$ МПа.

Враховуючи та, що 50% всіх втрат на тертя відбуваються в циліндро-поршневій групі, визначаю силу тертя кілець за формулою [9]:

$$F_{\text{т.к.}} = \left(\sum_{i=1}^n F_n + mF_{\text{cp}} \right) f, \quad (2.35)$$

де F_n – сила, що діє на внутрішню частину n -го кільця, кН.;

F_{cp} – сила тиску кільця на стінку циліндра, кН;

n – кількість кілець, шт.;

m – кількість оливознімальних кілець, шт.;

f – коефіцієнт тертя.

Силою пружності компресійних кілець і силою тертя поршня нехтуємо.

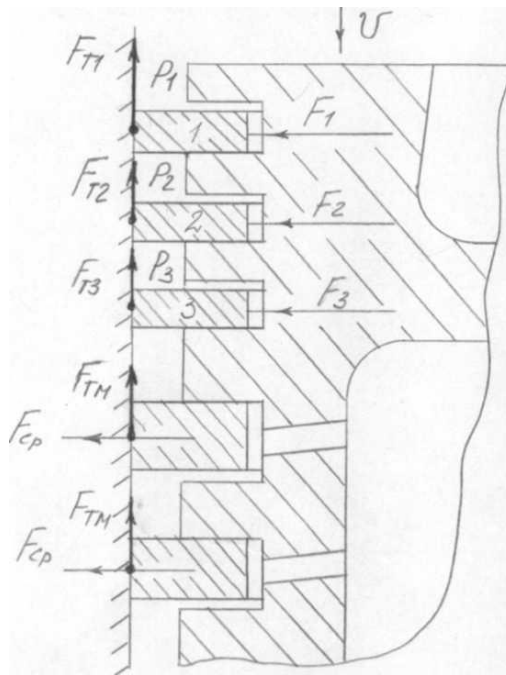


Рисунок 2.1. Розрахункова схема

Відповідно до сучасної методики розрахунку [9] визначено силу, що діє на внутрішню частину n -го кільця з виразу:

$$F_n = \pi(d - 2a)b \cdot p_n, \quad (2.36)$$

де d – діаметр кільця, м;

a – ширина кільця, м;

b – товщина кільця, м.

Для прототипу:

$$F_1 = 3,14(0,13 - 2 \cdot 0,007) \cdot 0,003 \cdot 11,8 = 12,9 \text{ кН};$$

$$F_2 = 3,14(0,13 - 2 \cdot 0,007) \cdot 0,003 \cdot 2,63 = 2,87 \text{ кН};$$

$$F_3 = 3,14(0,13 - 2 \cdot 0,007) \cdot 0,003 \cdot 0,587 = 0,649 \text{ кН}.$$

Відповідно для модернізованого двигуна:

$$F_1 = 3,14(0,13 - 2 \cdot 0,007) \cdot 0,003 \cdot 11,8 = 12,9 \text{ кН};$$

$$F_2 = 3,14(0,13 - 2 \cdot 0,007) \cdot 0,003 \cdot 1,597 = 1,75 \text{ кН}.$$

Розраховуємо силу пружності оливознімальних кілець за формулою [9]:

$$F_{cp} = \pi \cdot d \cdot b \cdot P_{cp}, \quad (2.37)$$

де b – товщина оливознімального кільця, м;

$$F_{cp} = 3,14 \cdot 0,13 \cdot 0,005 \cdot 0,392 = 0,48 \text{ кН};$$

В нашому випадку сила тертя кілець для стандартного двигуна становить:

$$F_{т.п.} = (12,9 + 2,87 + 0,64 + 2 \cdot 0,48) \cdot 0,15 = 2,822 \text{ кН}.$$

Відповідно для модернізованого двигуна внутрішнього згорання:

$$F_{т.м.} = (12,9 + 1,75 + 0,48) \cdot 0,15 = 2,412 \text{ кН}.$$

Визначаємо коефіцієнт зменшення тертя в циліндропоршневій групі:

$$\eta = F_{т.м.} / F_{т.п.}, \quad (2.38)$$

$$\eta = 2,412 / 2,822 = 0,855.$$

На основі представлених розрахунків можна стверджувати, що загальні втрати на тертя в модернізованому двигуні зменшилися на коефіцієнт η_z , який становить:

$$\eta_z = \eta \cdot 0,5 + 0,5, \quad (2.39)$$

$$\eta_z = 0,855 \cdot 0,5 + 0,5 = 0,928.$$

В нашому випадку середній тиск механічних втрат визначено з виразу :

$$p_m = \eta_z (a + b \cdot v_{п.ср}), \quad (2.40)$$

де a і b – коефіцієнти [9],

$$p_m = 0,928(0,105 + 0,012 \cdot 10,5) = 0,213 \text{ МПа}.$$

Розраховуємо середній ефективний тиск за формулою:

$$p_e = p_i - p_m \quad (2.41)$$

$$p_e = 1,19 - 0,213 = 0,977 \text{ МПа}.$$

Тоді механічний ККД визначимо з виразу:

$$\eta_m = P_e / P_i, \quad (2.42)$$

$$\eta_m = 0,977 / 1,19 = 0,821.$$

Відповідно ефективний ККД визначимо з виразу:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (2.43)$$

$$\eta_e = 0,485 \cdot 0,821 = 0,398.$$

Ефективна питома витрата палива розрахована за формулою:

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}, \quad (2.44)$$

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{4,25 \cdot 0,398} = 212,8 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Беручи до уваги виконані розрахунки вибрано основні розміри циліндра і параметри двигуна. Зокрема діаметр циліндра модернізованого двигуна приймаю рівним діаметрові двигуна прототипу [1]: $D = 130$ мм, хід поршня $S = 140$ мм.

Відповідно до прийнятих розмірів, робочий об'єм циліндрів двигуна становить:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}, \quad (2.45)$$

де i – кількість циліндрів, шт.;

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 130^2 \cdot 140 \cdot 8}{4 \cdot 10^6} = 14,86 \text{ л}.$$

Розраховуємо кількість обертів колінчастого вала за формулою:

$$n = \frac{v_{\text{п.с.}} \cdot 30}{S}, \quad (2.46)$$

$$n = \frac{10,5 \cdot 30}{0,14} = 2250 \text{ с}^{-1}.$$

На основі отриманих даних ефективна потужність двигуна становить

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (2.47)$$

$$N_e = \frac{0,977 \cdot 14,86 \cdot 2250}{30 \cdot 4} = 272,22 \text{ кВт}.$$

Відповідно ефективний крутний момент розраховано за формулою:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}, \quad (2.48)$$

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{272,2}{2250} = 1155,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Годинна витрата палива модернізованого двигуна становить:

$$G_M = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} \quad (2.49)$$

$$G_M = 272,2 \cdot 212,8 \cdot 10^{-3} = 57,924 \text{ кг / год}.$$

2.2. Побудова індикаторної діаграми

За результатами теплового розрахунку для номінального режиму роботи двигуна будують індикаторну діаграму внутрішнього згорання аналітичним або графічним методом.

В кваліфікаційній роботі застосовано аналітичний метод, оскільки він дає точніші результати.

Беручи до уваги виконані попередньо розрахунки приймаємо технічних даних двигуна : $N_e = 272,2$ кВт; $n = 2250$ хв⁻¹; $\varepsilon = 18$ [11].

На основі теплового розрахунку двигуна отримані тиски в характерних точках діаграми: $p_a = 0,148$ МПа; $p_r = 0,136$ МПа; $p_c = 7,4$ МПа; $p_z = 11,8$ МПа; $p_b = 0,46$ МПа; значення політроп стиску та розширення: $n_1 = 1,35$; $n_2 = 1,25$; середній індикаторний тиск по нескругленій індикаторній діаграмі $p'_i = 1,26$ МПа; ступінь попереднього розширення $\beta = 1,35$; ступінь послідовного розширення $\delta = 13,35$.

Для побудови визначаю масштаб тиску:

$$\mu_p = \frac{P_z}{l}, \quad (2.50)$$

де l довжина діаграми, мм,

$$\mu_p = \frac{11,8}{236} = 0,05 \frac{\text{Мпа}}{\text{мм}}.$$

На основі прийнятого масштабу відмічаємо характерні точки.

Визначаємо робочий об'єм за формулою [11]:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \quad (2.51)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 13^2}{4} \cdot 14 = 1858,3 \text{ см}^3.$$

Повний об'єм циліндрів двигуна визначено з виразу:

$$V_a = \frac{V_h}{1 - 1/\varepsilon} = 1967,6 \text{ см}^3.$$

Об'єм камери згорання розраховано на основі значень V_a і V_h :

$$V_c = V_a - V_h, \quad (2.52)$$

$$V_c = 1967,6 - 1858,3 = 109,3 \text{ см}^3.$$

Будь-яку точку політропи стиску знаходимо із виразу [11]:

$$P_x = P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n1}, \quad (2.53)$$

де P_x – тиск в шуканій точці, МПа;

V_x – об'єм в шуканій точці, см^3 .

Приймаючи співвідношення V_a / V_x від 1 до 18 визначено відповідні значення тиску політропи стиску.

Виконані розрахунки представлено в таблиці 2.1.

За аналогією проводимо розрахунки для різних значень P_x політропи розширення [11]:

$$P_x = P_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n2} \quad (2.54)$$

де V_b / V_x приймаю від 1 до 13,35.

Результати розрахунків показано в таблиці 2.2.

На основі знайдених значеннях політроп стиску і розширення побудовано індикаторну діаграму.

Площа та довжина діаграми становлять $asz'zba$: $F' = 4672 \text{ мм}^2$, $l = 185 \text{ мм}$.

Таблиця 2.1 - Розрахунок тиску політропи стиску

V_a / V_x	$(V_a / V_x)^{n1}$	P_x
1	1	0,148
2	2,55	0,377
3	4,41	0,653
4	6,5	0,962
5	8,78	1,299
6	11,23	1,662
7	13,83	2,047
8	16,56	2,451
9	19,42	2,874
10	22,39	3,314
11	25,46	3,768
12	28,64	4,239
13	31,9	4,701
14	35,26	5,219
15	38,7	5,728
16	42,22	6,248
17	45,83	6,783
18	49,5	7,4

Таблиця 2.2 - Розрахунок тиску політропи розширення

V_b / V_x	$(V_b / V_x)^{n2}$	P_x
1	1	0,46
2	2,38	1,09
3	3,95	1,82
4	5,66	2,6
5	7,48	3,44
6	9,39	4,32
7	11,39	5,24
8	13,45	6,19
9	15,59	7,17
10	17,78	8,18
11	20,03	9,21
12	22,33	10,27
13	24,69	11,36
13,35	25,52	11,8

Розраховуємо середній індикаторний тиск за формулою [11]:

$$P_i = \frac{F' \cdot \mu_p}{l}, \quad (2.57)$$

$$P_i = \frac{4672 \cdot 0,05}{185} = 1,263 \text{ МПа.}$$

Величини середніх індикаторних тисків, отриманих планіметруванням і в результаті теплового розрахунку практично співпадають. Відхилення значень розраховано за співвідношенням [11]:

$$\Delta = \frac{P'_i}{P_i} \cdot 100\%, \quad (2.58)$$

$$\Delta = \frac{1,26}{1,263} \cdot 100\% = 99,7\%.$$

Відхилення складає 0,3%, що допустимо.

2.3. Розрахунок та побудова швидкісної та навантажувальної характеристик

Відповідно до технічної літератури швидкісну характеристику двигуна прийнято описувати залежністю ефективної потужності N_e , середнього ефективного тиску p_e , годинного $G_{\text{год}}$ і питомої g_e витрати палива та інших показників від частоти обертів колінчастого вала за умови незмінного положення пристрою, який регулює подачу палива в двигуні.

У кваліфікаційній роботі зовнішню швидкісну характеристику удосконаленого двигуна побудовано за емпіричними формулами, які забезпечують достатню ступінь точності [18].

Криві швидкісних характеристик будують в інтервалі [18].

Від:

$$n_{\min} = \frac{n_{\text{ном}}}{4}, \quad (2.58)$$

$$n_{\min} = \frac{2250}{4} = 563 \text{ хв}^{-1};$$

Пропоную прийняти заокруглено: 500 хв^{-1} .

До:
$$n_{max} = 1,1 \cdot n_{ном}, \quad (2.59)$$

$$n_{max} = 1,1 \cdot 2250 = 2475 \text{ хв}^{-1};$$

Відповідно приймаємо: 2500 хв^{-1} .

Розрахункові точки встановлюємо через кожні 200 хв^{-1} .

Побудова кривої ефективної потужності для дизелів з нероздільними камерами:

$$N_{ex} = N_{e.ном} \frac{n_x}{n_n} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_n} - \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right], \quad (2.60)$$

де n_x – число обертів колінчастого вала в шуканій точці, хв^{-1} ;

Для модернізованого двигуна: $N_{e.н.} = 272,2 \text{ кВт}$; $n_{ном} = 2250 \text{ хв}^{-1}$.

Для двигуна прототипу M906LAGa із [14]: $N_{e.н.} = 235,4 \text{ кВт}$; $n_{ном} = 2100 \text{ хв}^{-1}$.

Розраховуємо точки в прийнятому інтервалі та записуємо отримані величини в таблицю 2.3.

Для побудови кривої ефективного крутного моменту розраховуємо значення за формулою із [18]:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{ex}}{n_x}, \quad (2.61)$$

За аналогією отримані величини записано в таблицю 2.3.

Залежність питомої витрати палива розраховано відповідно виразу [17]:

$$g_{ex} = g_{en} \cdot K_{II} \cdot K_H, \quad (2.62)$$

де K_{II} – коефіцієнт із [17];

K_H – коефіцієнт із [17];

Побудову залежності годинної витрати палива виконано завдяки формули:

$$G_{ex} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}, \quad (2.63)$$

Результати розрахунку відображені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Залежність N, M, g_e, G_T від частоти обертів колінчастого вала

	п, хв. ⁻¹	500	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100	2300	2500
Прототип M906LAGa	N _e , кВт	60,5	89,2	118,2	146,4	172,8	196,3	215,3	228,6	235,5	234,1	223,6
	M _e , Н·м	1157,5	1215,4	1253,2	1270,8	1270,2	1249,2	1208,7	1149,5	1070,5	971,9	854,1
	$g_e, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год.}}$	355,3	308,8	242,6	242,3	225,8	223,5	222,6	225,8	238,4	247,2	263,6
	G _T , кг/год	21,5	27,5	28,6	35,4	39,2	43,1	47,8	51,5	56,4	57,9	58,9
Модернізований	N _e , кВт	64,8	95,3	126,5	157,5	187,0	213,9	237,1	255,4	267,7	272,7	269,5
	M _e , Н·м	1237,5	1300	1342,2	1367,2	1373,6	1361,7	1331,8	1283,6	1217,3	1132,7	1029,4
	$g_e, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год.}}$	300,2	279,4	250,8	221,7	204,4	202,3	200,1	202,3	206,4	217,5	236,4
	G _T , кг/год	19,5	26,6	31,7	34,9	38,2	43,3	47,4	51,7	55,3	59,2	63,7

Залежність годинної G_r і питомої витрати палива та інших показників від навантаження (ефективної потужності N_e , крутного моменту M_k або середнього ефективного тиску p_e) за постійної частоти обертів колінчастого вала двигуна в технічній літературі [11] прийнято називати навантажувальною характеристикою ДВЗ.

Крім вказаних змінних, в навантажувальній характеристиці додатково можна привести зміну індикаторних показників робочого циклу, шуму і вібрації, загазованості, а також температурних показників та зносостійкості. В цьому випадку навантажувальна характеристика дозволяє оцінити паливну економічність, зносостійкість і загазованість двигуна за умови різного завантаження та постійної частоти обертів колінчастого вала.

У відповідності до ДСТУ 18059:2008 „Методи стендових випробувань дизелів” навантажувальну характеристику ДВЗ визначаємо за умови постійної частоти обертів, послідовно збільшуючи подачу палива в межах зміни навантаження від 0 до максимальної.

Для визначення навантажувальних характеристик під час випробування двигуна, навантаження встановлюють з допомогою гальмівного пристрою, а з метою підтримання сталої частоти обертів колінчастого вала змінюють подачу палива.

3. КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

3.1. Опис конструкції модернізованих частин

Під час роботи двигуна, поршень зазнає навантажень від змінного тиску газів, температура яких може досягати 2800 К. До цього додаються сили інерції, що виникають через змінну швидкість руху поршня, і сили тертя. Поршень виконує кілька важливих функцій: не лише сприймає навантаження від газів, але також ущільнює простір над собою і відводить тепло. У двигуні M906LAG поршень виготовлено з алюмінієвого сплаву АК-2 (відповідно до ДСТУ 4784:2019), який має перевагу легкої ваги та доброго тепловідведення. Маса поршня становить 2,85 кг [19].

Компресійні кільця запобігають проникненню газів з камери згорання в картер і відводять тепло від головки поршня до системи охолодження. В процесі експлуатації ці кільця піддаються впливу високих температур і зношуються через тертя. Вони виготовляються зі спеціального чавуну ЧЕХ і мають масу 0,04 кг. Оливознімні кільця призначені для видалення залишків масла з дзеркала циліндра, яке потім виводиться через спеціальні отвори в поршнях. Для кращого збору моторної оливи на кільцях передбачено різальну кромку; інколи використовуються розширювачі. Кільця виготовляються з чавуну СУ 28-48, їх маса складає 0,055 кг.

Поршень з шатуном з'єднані пальцем плаваючого типу. Такий палець обертається в бобишках поршня і в головці шатуна, що дозволяє рівномірно розподілити зношування по зовнішній поверхні, знижуючи ризик заїдання. Палець виготовляється зі сталі 12 ХН 3А (відповідно до ДСТУ 4543:2017), а його вага становить 1,11 кг. Для запобігання осьового переміщення пальця застосовуються штопорні кільця з сталі 65Б (відповідно до ДСТУ 1050:2014). Їх маса дорівнює 0,006 кг. Втулка шатуна складається з двох частин і виготовляється з бронзи БР 05Ц5С5. Її вага становить 0,195 кг. Шатун виготовлений штампуванням зі сталі. Нижня головка шатуна має косий зріз під кутом 55 градусів, а кришка фіксується двома болтами.

У модернізованому двигуні для виготовлення поршня використано сплав АК2 (ДСТУ 4784:2019). В результаті зменшення висоти поршня на 15 мм вдалося зменшити його масу до 2,4 кг, що демонструє можливості підвищення номінальних обертів двигуна до $n_{\text{ном}} = 2250 \text{ хв}^{-1}$ завдяки зниженню сил інерції. Довжина шатуна збільшилась на 15 мм, верхня голівка зроблена зрізаною у верхній частині, оскільки це допускається навантаженням.

Розрахунки деталей циліндро-поршневої групи представлені в цьому розділі кваліфікаційної роботи.

Сучасні автомобільні двигуни є високошвидкісними, через що рухомі елементи кривошипно-шатунного механізму здійснюють переміщення з великими швидкостями та прискореннями. Для забезпечення надійності розрахунків таких двигунів необхідно детально вивчити всі сили, що діють у їх конструкції. Аналіз сил у кривошипному механізмі є критично важливим для правильного розрахунку міцності його елементів і визначення навантажень на підшипники. Динамічний розрахунок двигуна виконується для досягнення наступних цілей:

1. Дослідити кінематику та динаміку кривошипно-шатунного механізму;
2. Визначити основні параметри маховика з урахуванням обраного ступеня нерівномірності обертів колінчастого вала та максимальної надлишкової роботи тангенційних сил:
3. Побудувати полярну діаграму сил, що впливають на шатунну шийку;
4. Розробити діаграму зношення шатунної шийки, а також визначити оптимальне місце подачі мастила до підшипника шатунної шийки;
5. Проаналізувати баланс двигуна та, за потреби, провести розрахунок систем балансування для його оптимальної роботи.

3.2. Розрахунок кінематичних та динамічних параметрів кривошипного механізму двигуна

Виконуючи кінематичне дослідження кривошипного механізму приймаємо, що обертання колінчастого вала відбувається з постійною кутовою швидкістю $\omega = \text{const}$.

Відповідно до загально прийнятої методики [18] визначаємо кутову швидкість за формулою:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.1)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2250}{30} = 235,6 \text{ c}^{-1}.$$

Радіус кривошипа визначаємо за співвідношенням:

$$r = \frac{S}{2}, \quad (3.2)$$

$$r = \frac{0,14}{2} = 0,07 \text{ м.}$$

Постійна кривошипно-шатунного механізму розраховується за формулою [18]:

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (3.3)$$

$$\lambda = \frac{0,07}{0,21} = 0,33.$$

Переміщення поршня визначаємо з виразу:

$$S_n = rA \quad (3.4)$$

де A – коефіцієнт [18].

Результати розрахунків записано в таблицю 3.1.

Швидкість поршня розраховано з виразу:

$$v_n = r\omega B, \quad (3.5)$$

де B – коефіцієнт [18].

Відповідно прискорення поршня:

$$j_n = r\omega^2 E, \quad (3.6)$$

де E – коефіцієнт [18].

По розрахункових даних таблиці 3.1 в масштабах будуємо на аркуші 2 графічної частини криві переміщення, швидкості і прискорення поршня.

Таблиця 3.1 - Залежність S_n ; v_n ; j_n від кута повороту колінчастого вала

α	S_n , м	v_n , м/с	j_n , м/с ²
0	0	0	4952,5
15	$3,02 \cdot 10^{-3}$	5,395	4685,5
30	0,012	10,211	3922,9
45	0,025	13,954	2777,5
60	0,042	16,295	1423,0
75	0,061	17,113	69,01
90	0,080	16,52	-1094,4
105	0,097	14,801	-1948,9
120	0,112	12,319	-2475,7
135	0,124	9,408	-2736,1
150	0,133	6,309	-2829,7
165	0,138	3,155	-3898,7
180	0,14	0	-2077,3
195	0,138	-3,155	-3898,7
210	0,133	-6,309	-2829,7
225	0,124	-9,408	-2736,1
240	0,112	-12,319	-2475,1
250	0,097	-14,801	-1948,9
270	0,08	-16,52	-1094,4
285	0,061	-17,113	69,01
300	0,042	-16,295	1423,0
315	0,025	-13,954	2777,5
330	0,012	-10,211	3922,9
345	$3,02 \cdot 10^{-3}$	-5,395	4685,5
360	0	0	4952,5

Згідно технічної літератури в автомобільному двигуні діють такі основні сили: тиску газів P_r , інерції рухомих мас P_j , інерції обертових мас K_r , тертя, моменту опору.

Вихідними даними для динамічного розрахунку є:

1. Діаметр циліндра $D = 130$ мм [19];
2. Хід поршня: $S = 140$ мм [19];
3. Індикаторна діаграма [розділ 2];

4. Вага поршневого комплекту, шатуна і кривошипа колінчастого вала [19].

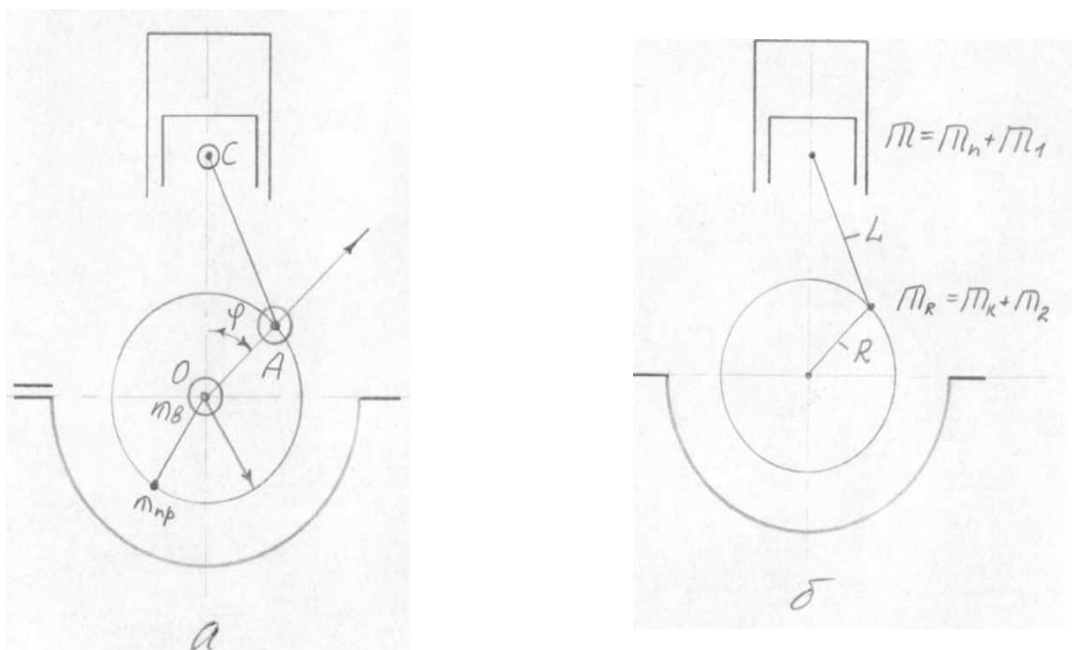


Рисунок 3.1. Сили і моменти, які діють на кривошипно-шатунний механізм

В точці С на осі поршневого пальця умовно вважають зосередженою масу поршневого комплекту. В цій же точці зосереджена частина маси шатуна $m_{ш.п.}$, яку приймаємо відповідно [19]:

$$m_{ш.п.} = 0,25 \cdot m_{ш.}, \quad (3.7)$$

де $m_{ш.}$ – маса шатуна, кг;

$$m_{ш.п.} = 0,25 \cdot 4,05 = 1,013 \text{ кг.}$$

Площу поршня знаходимо з виразу [11]:

$$F_n = 0,785 \cdot D_n^2, \quad (3.8)$$

$$F_n = 0,785 \cdot 0,13^2 = 0,013 \text{ м}^2.$$

Відповідно в точці С зосереджена маса, що виконує зворотно-поступальні рухи та розраховується з виразу [11]:

$$m_j = \frac{m_n + m_{н.ш.}}{F_n \cdot g}, \quad (3.9)$$

де g – прискорення вільного падіння,

$$m_{jm} = \frac{2,4 \cdot 1,013}{0,013 \cdot 9,81} = 26,2 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^3},$$

$$m_{jn} = \frac{2,85 \cdot 1,013}{0,013 \cdot 9,81} = 29,6 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^3}.$$

На осі шатунної шийки в точці А зосереджена маса нижньої частини [11]:

$$m_{ш.к.} = 0,75 \cdot m_{ш}, \quad (3.10)$$

$$m_{ш.к.} = 0,75 \cdot 4,05 = 3,038 \text{ кг}.$$

Маса незрівноваженої частини коліна із [11]: $m_k = 8,2$ кг. В цьому випадку масу незрівноважених обертових частин розраховано з виразу:

$$m_s = \frac{m_k + n m_{ш.к.}}{F_n \cdot g}, \quad (3.11)$$

де n – кількість шатунів на одній шийці, шт.;

$$m_s = \frac{m_{8.2} + 2 \cdot 3.038}{0,13 \cdot 9,81} = 109,4 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^3}.$$

Розраховуємо сили інерції $P_{j \max}$ і $P_{j \min}$ для двигуна прототипу і модернізованого двигуна [18]:

$$P_{j \max} = m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda), \quad (3.12)$$

$$P_{j \min} = m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda), \quad (3.13)$$

$$P_{j \max} = 29,6 \cdot 0,07 \cdot 219,8^2 \cdot (1 + 1/3,7) = 1,27 \text{ МПа},$$

$$P_{j \min} = 29,6 \cdot 0,07 \cdot 219,8^2 \cdot (1 - 1/3,7) = 1,29 \text{ МПа}$$

Результати виконаних розрахунків показують, що $P_{j \max}$ для двигуна M906LAGA і для модернізованого мною двигуна практично не змінилися.

$$P_{j \min.n} = 29,6 \cdot 0,07 \cdot 219,8^2 (1 - 1/3,7) = 0,737 \text{ МПа},$$

$$P_{j \min.m} = 29,6 \cdot 0,07 \cdot 235,6^2 (1 - 1/3,7) = 0,740 \text{ МПа}.$$

Під час розрахунку $P_{j \min}$ прототипа і модернізованого двигуна результати не змінилися. Це іще раз показує доцільність збільшення обертів номінальних з 2100 до 2250 хв^{-1} .

Для побудови діаграми $P_j = \varphi(\alpha)$ використовуємо метод дотичних.

В нижньому лівому куті з аркуша графічної частини проводжу лінію АВ. На перпендикулярах по кінцях цього відрізка відкладаємо у відповідних масштабах відрізки $BK = P_{j \min}$ при $\alpha = 180^\circ$ (НМТ) і $АН = -P_{j \max}$ при $\alpha = 0^\circ$ (ВМТ) [18].

З'єднавши точки Н і К прямою лінією, визначаю точку D, перетину з прямою АВ. З цієї точкн проводимо перпендикуляр і відкладаємо відрізок DM із [11]:

$$DM = 3 \cdot m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda, \quad (3.14)$$

$$DM = 3 \cdot 26,2 \cdot 0,07 \cdot 235,6^2 \cdot 1/3,7 = 3,1 \text{ МПа.}$$

Відрізок DM відкладаємо в масштабі діаграми і знаходжу точку М.

З'єднавши точки К, Н і М, отримуємо відрізки МК та МН. Відрізки розділяємо на 5 частин і отримуємо на кожному точки: а, b, с, d, l, які позначаємо на кожному відрізку зліва на право та з'єднуємо одноіменні точки відрізками. Огинаючи дотична крива до цих прямих і є P_j .

Для перебудови діаграми P_j в розвернуту по куту повороту колінчастого вала α проектую точки 1–12 і 1'–12' на криву P_j . Потім отримані точки по кривій P_j проектуємо на площину $P_j - \alpha$ до пересічення з вертикаллю одноіменних точок. З'єднуючи отримані точки отримуємо розвернуту криву P_j .

Сумарну діаграму P_Σ знаходимо методом графічного складання.

Поправка Бікса становить [18]:

$$OO_1 = \frac{\lambda r}{2}, \quad (3.15)$$

$$OO_1 = \frac{0,27 \cdot 0,07}{2} = 9,45 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Колова сила інерції нерівноважених обертових мас для одного циліндра розрахована за формулою [11]:

$$K_r = m_s \cdot r \cdot \omega^2, \quad (3.16)$$

$$K_r = 109,4 \cdot 0,07 \cdot 235,6^2 = 4,25 \text{ МПа.}$$

Для кожного значення кута повороту кривошипа визначаю аналітичним методом [18].

Сили, які діють перпендикулярно до стінок циліндра розраховано з виразу:

$$N = P_\Sigma \operatorname{tg} \beta, \quad (3.17)$$

де $\operatorname{tg} \beta$ – функція, [18].

Дані розрахунки представлені в табличній формі (табл. 3.2.).

Питомі сили, що діють по радіусу кривошипа визначаємо за формулою:

$$K = P_{\Sigma} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (3.18)$$

де $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ – функція, [18].

Питомі сили, що діють вздовж шатуна визначаємо за формулою:

$$S = P_{\Sigma} \frac{1}{\cos \beta}, \quad (3.19)$$

де $\frac{1}{\cos \beta}$ – функція, [18].

Питомі тангенційні сили розраховано за виразом:

$$T = P_{\Sigma} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (3.20)$$

де $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ – функція, [18].

Відповідно отримані дані відображені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Залежність сил N, K, S, T від кута повороту колінчастого вала

α	P_2 , МПа	P_j , МПа	P_Σ , МПа	$\operatorname{tg}\beta$	N, МПа	$\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	K, МПа	$\frac{1}{\cos \beta}$	S, МПа	$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	T, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0,136	-1,29	-1,154	0	0	1	-1,154	1	-1,154	0	0
15	0,138	-1,34	-1,062	0,0068	-0,072	0,948	-1,007	0,996	-1,058	0,327	-0,347
30	0,139	-0,75	-0,611	0,137	-0,083	0,798	-0,488	0,991	-0,605	0,618	-0,378
45	0,140	-0,33	-0,161	0,189	-0,034	0,569	-0,091	0,991	-0,157	0,845	-0,135
60	0,141	0,32	0,441	0,241	0,106	0,292	-0,129	0,972	0,429	0,981	0,435
75	0,142	0,85	0,992	0,262	0,258	-0,002	-0,002	0,968	0,959	1,036	1,028
90	0,143	1,15	1,293	0,281	0,363	-0,281	-0,363	0,963	1,245	1	1,293
105	0,144	1,28	1,424	0,26	0,37	-0,523	-0,741	0,968	1,378	0,896	1,276
120	0,145	1,33	1,445	0,189	0,273	-0,709	-1,024	0,972	1,405	0,746	1,078
135	0,146	1,28	1,346	0,241	0,324	-0,845	-1,137	0,981	1,321	0,569	0,767
150	0,147	1,04	1,147	0,137	0,157	-0,934	-1,072	0,991	1,137	0,381	0,438
165	0,147	0,85	0,998	0,068	0,068	-0,984	-0,982	0,996	0,994	0,191	0,191
180	0,148	0,75	0,998	0	0	-1,241	-0,998	1	0,998	0	0
195	0,224	0,85	1,054	-0,068	-0,072	-0,984	-1,033	0,996	1,046	-0,191	-0,201
210	0,251	1,01	1,253	-0,137	-0,171	-0,934	-1,168	0,991	1,239	-0,382	-0,477
225	0,262	1,24	1,463	-0,241	-0,352	-0,845	-1,236	0,981	1,436	-0,569	-0,833
240	0,276	1,32	1,575	-0,188	-0,297	-0,709	-1,116	0,972	1,531	-0,746	-1,173
255	0,304	1,28	1,582	-0,262	-0,411	-0,52	-0,822	0,968	1,046	-0,896	-1,416
270	0,325	1,15	1,475	-0,281	-0,414	-0,281	-0,414	0,963	1,239	-1	-1,475
285	0,451	0,85	1,324	-0,261	-0,338	-0,002	-0,003	0,968	1,437	-1,036	-1,347
300	0,651	0,32	0,951	-0,241	-0,229	0,292	0,277	0,972	0,924	-0,986	-0,937
315	1	-0,34	0,721	-0,189	-0,132	0,569	0,399	0,981	0,687	-0,845	-0,591
330	2	-0,75	1,252	-0,137	-0,171	0,798	1,247	0,991	1,239	-0,618	-0,773

Продовження таблиці 3.2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
345	3,541	-1,21	2,32	-0,068	-0,157	0,948	2,179	0,996	2,29	-0,327	-0,751
360	7,454	-1,29	6,11	0	0	1	6,112	1	6,11	0	0
375	11,842	-1,24	10,6	0,068	0,723	0,948	10,053	0,996	10,556	0,327	3,462
390	5,284	-0,75	4,45	0,137	0,607	0,798	3,554	0,991	4,413	0,618	2,751
405	2,948	-0,32	2,65	0,189	0,5	0,569	1,513	0,981	2,601	0,845	2,239
420	1,864	0,34	2,1	0,241	0,506	0,292	0,612	0,972	2,04	0,986	2,071
435	1,321	0,85	2,15	0,26	0,559	-0,002	-0,005	0,968	2,08	1,036	2,227
450	1,041	1,15	2,15	0,281	0,604	-0,201	-0,604	0,963	2,07	1	2,15
465	0,828	1,28	2,08	0,26	0,541	-0,52	-1,082	0,968	2,08	0,896	1,864
480	0,664	1,34	1,9	0,189	0,359	-0,709	-1,346	0,972	1,85	0,746	1,417
495	0,452	1,23	1,65	0,241	0,398	-0,845	-1,394	0,971	1,619	0,569	0,939
510	0,354	1,02	1,35	0,137	0,184	-0,934	-1,263	0,991	1,338	0,381	0,516
525	0,324	0,85	1,15	0,068	0,078	-0,984	-1,132	0,996	1,45	0,191	0,219
540	0,251	0,75	1,11	0	0	-1,11	-1,113	1	1	0	1
555	0,235	0,85	1,08	-0,068	-0,074	-0,984	-1,063	0,996	1,076	-0,191	-0,206
570	0,204	1,04	1,02	-0,137	-0,139	-0,934	-0,953	0,991	1,011	-0,382	-0,389
585	0,192	1,22	1,03	-0,241	-0,35	-0,845	-1,171	0,981	1,364	-0,569	-0,792
600	0,186	1,33	1,48	-0,189	-0,279	-0,709	-1,049	0,972	1,439	-0,746	-1,104
615	0,172	1,28	1,45	-0,26	-0,378	-0,52	-0,755	0,968	1,405	-0,896	-1,301
630	0,167	1,15	1,31	-0,281	-0,369	-0,281	-0,369	0,963	1,268	-1	-1,317
645	0,156	0,85	1,01	-0,26	-0,262	-0,002	-0,024	0,968	0,973	-1,036	-1,042
660	0,151	0,32	0,45	-0,209	-0,109	0,292	-0,132	0,972	0,438	-0,987	-0,445
675	0,148	-0,31	-0,15	-0,188	-0,029	0,565	-0,087	0,918	-0,149	-0,847	0,128
690	0,145	-0,75	-0,60	-0,137	-0,003	0,798	-0,483	0,991	-0,599	-0,618	0,374
705	0,139	-1,22	-1,06	-0,068	-0,072	0,948	-1,006	0,996	-1,057	-0,327	0,347
720	0,364	-1,29	-1,15	0	0	1	-1,154	1	-1,154	0	0

3.3. Діаграма навантажень на шатунну шийку

Значення і напрямки сил, діючих на шийку колінчастого вала, зручно визначати з допомогою діаграми, побудованої в полярних координатах. Побудова полярних діаграм результуючих сил, діючих на шатунну шийку і підшипник, необхідно для визначення положення каналу подачі мастила в шатунній шийці, а також для розрахунку на міцність деталей КШМ.

Для побудови полярної діаграми проводжу осі координат Т–К на аркуші графічної частини. Напрямок вправо і вниз приймаю (+), напрямки вліво і вгору (–). Для кожного положення кривошипа, починаючи від 0° до 720° , користуємося значеннями сил Т і К із таблиці 3.2. і відкладаємо їх на осях у вибраному масштабі з врахуванням знаку. Із кінців цих векторів відновляємо перпендикуляри. В кожній точці перетину цих перпендикулярів відкладаємо відповідний кут повороту кривошипа.

Побудовані точки з'єднують плавною кривою. Точка D – полюс полярної діаграми, відкладається в масштабі і рівна K_2 .

По полярній діаграмі визначаю максимальні $R_{ш\ max}$ і середні $R_{ш\ ср}$ значення результуючої сили, яка діє на шатунну шийку.

Для цього діаграму сил $R_{ш} = f(\alpha)$ перебудовують із полярних координат в прямокутні. Максимальне значення визначають безпосередньою зміною на діаграмі.

Для того, щоб отримати $R_{ш\ ср}$ необхідно спланіметрувати площу обмеженою кривою, двома крайніми ординатами і віссю абсцис, та розділити цю площу на довжину діаграми, відповідно за формулою [11]:

$$R_{ш\ ср} = \frac{F}{l} m_{R_{ш}}, \quad (3.21)$$

де $m_{R_{ш}}$ – масштаб сил $R_{ш}$,

$$R_{ш\ ср} = \frac{8649 \cdot 0,05}{93} = 4,65 \text{ МПа}.$$

Визначивши значення $R_{ш\ max}$ і $R_{ш\ ср}$ розраховуємо максимальне та середнє значення питомих тисків на шатунну шийку з виразів:

$$q_{\max} = \frac{R_{ш \max}}{d_{шш} \cdot l_{шш}}, \quad (3.22)$$

$$q_{cp} = \frac{R_{ш cp}}{d_{шш} \cdot l_{шш}}, \quad (3.23)$$

де $d_{шш}$, $l_{шш}$ – відповідно діаметр і довжина шатунної шийки

$$q_{\max} = \frac{6,75}{0,087 \cdot 0,042} = 1847,3 \text{ МПа} / \text{м}^2,$$

$$q_{cp} = \frac{4,75}{0,087 \cdot 0,042} = 1272,6 \text{ МПа} / \text{м}^2$$

Порівнюючи розрахункові значення з табличними [11], бачимо що умова виконується.

Порядок роботи циліндрів модернізованого двигуна залишається таким самим як і в двигуні M906LAGA. Через колінчастий вал від восьмого циліндра до першого і до маховика, від якого звичайно проводиться відбір потужності передаються крутні моменти.

Для визначення крутного моменту на шийках валу і сумарного моменту на шийці 8–1 складаю таблицю 3.3, в якій проводжу розрахунки моментів в табличній формі, використовуючи таблицю 3.2. Щоб отримати значення T_{cp} потрібно спланіметрувати площу, обмежену кривою $T_z = f(\alpha)$, двома крайніми ординатами і віссю абсцис, та розділити цю площу на довжину діаграми.

$$T_{cp} = \frac{F}{l} m, \quad (3.24)$$

де m – масштаб сил T ,

$$T_{cp} = \frac{13536}{360} 0,02 = 1,87 \text{ МПа}.$$

Повний момент являється періодичною функцією з періодом 90° . T_{cp} не повинно відрізнятись більше 2% значення розрахованого за формулою:

$$T'_{cp} = 716,2 \frac{N_i}{n \cdot r \cdot F_n \cdot \varphi}, \quad (3.25)$$

де φ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми,

$$T'_{cp} = 716,2 \frac{272,2}{2250 \cdot 0,07 \cdot 0,013 \cdot 0,95} = 1,88 \text{ МПа}.$$

Таблиця 3.3 - Зміна сумарного крутного моменту

α	T_8	T_7	ΣT_{8-7}	T_3	ΣT_{8-3}	T_6	ΣT_{8-6}	T_2	ΣT_{8-2}	T_4	ΣT_{8-4}	T_5	ΣT_{8-5}	T_1	ΣT_{8-1}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	-1,317	1	-0,317	2,15	1,833	0	1,833	-1,475	0,358	0	0,358	1,293	1,651	-0,347	1,651
15	-1,042	-0,206	-1,248	1,864	0,616	3,462	4,078	-1,347	2,731	-0,201	2,53	1,276	3,806	-0,378	3,459
30	-0,445	-0,389	-0,834	1,417	0,583	2,751	3,334	-0,934	2,397	-0,477	1,92	1,078	2,998	-0,135	2,62
45	0,128	-0,792	-0,664	0,939	0,275	2,239	2,514	-0,591	1,923	-0,833	1,09	0,767	1,857	0,435	1,722
60	0,374	-1,104	-0,73	0,516	-0,214	2,071	1,857	-0,773	1,084	-1,175	-0,091	0,438	0,47	1,028	0,782
75	0,347	-1,301	-0,954	0,219	-0,735	2,227	1,492	-0,751	0,741	-1,417	-0,675	0,191	-0,484	1,293	0,544
90	0	-1,317	-1,317	1	-0,317	2,15	1,833	0	1,833	-1,475	0,358	0	0,358	1,276	1,651
105	-0,347	-1,042	-0,389	-0,206	-1,595	1,864	0,269	3,462	3,731	-1,347	2,384	-0,201	2,184	1,078	3,459
120	-0,378	-0,445	-0,823	-0,389	-1,212	1,417	0,205	2,751	2,956	-0,937	2,019	-0,477	1,542	0,767	2,62
135	-0,135	0,128	-0,007	-0,792	-0,799	0,939	0,14	2,239	2,379	-0,591	1,788	-0,833	0,955	0,438	1,722
150	0,435	0,374	-0,809	-1,104	-0,295	0,516	0,221	2,071	2,292	-0,773	1,519	-1,175	0,344	0,191	0,782
165	1,028	0,347	1,375	-1,301	0,074	0,219	0,293	2,227	2,52	-0,751	1,769	-1,416	0,353	-0,201	0,544
180	1,293	0	1,293	-1,317	-0,024	1	0,376	2,15	3,126	0	3,126	-1,475	1,651	0,438	1,651
195	1,276	-0,347	0,929	-1,042	-0,113	-0,206	-0,319	1,864	1,545	3,462	5,007	-1,347	3,66	-0,201	3,459
210	1,078	-0,378	0,7	-0,445	0,255	-0,389	-0,134	1,417	1,283	2,751	4,034	-0,937	3,097	-0,477	2,62
225	0,767	-0,135	0,632	0,128	0,76	-0,792	-0,032	0,939	0,907	2,239	3,146	-0,591	2,555	-0,833	1,722
240	0,438	0,435	0,873	0,374	1,247	-1,104	0,134	0,516	0,659	2,071	2,73	-0,773	1,957	-1,175	0,782
255	0,191	1,028	1,219	2,15	1,566	-1,301	0,265	0,219	0,484	2,227	2,711	-0,751	1,906	-1,416	0,544
270	0	1,293	1,293	1,864	1,293	-1,317	-0,024	1	0,976	2,15	3,126	0	3,126	-1,475	1,651
285	-0,201	1,276	1,075	1,417	0,728	-1,042	-0,314	-0,206	-0,52	1,864	1,344	3,462	4,806	-1,347	3,459
300	-0,477	1,078	0,601	0,939	0,223	-0,445	-0,222	-0,389	-0,616	1,417	0,806	2,751	3,557	0,937	2,62
315	-0,833	0,767	-0,066	0,516	-0,201	0,128	-0,073	-0,792	-0,865	0,939	0,074	2,239	2,313	-0,591	1,722
330	-1,175	0,438	-0,737	0,219	-0,302	0,374	0,072	-1,104	-1,032	0,516	-0,516	2,071	1,555	-0,773	0,782
345	-1,416	0,191	-1,225	1	-0,197	0,347	0,15	-1,301	-1,151	0,219	-0,932	2,227	1,295	-0,751	0,544
360	-1,475	0	-1,475	1,293	-0,182	0	-0,182	-1,317	-1,499	0	-0,499	2,15	1,651	0	1,651
375	-1,347	-0,201	-1,548	1,276	-0,272	-0,347	-0,619	-1,042	-1,661	-0,209	-1,867	1,864	-0,003	3,462	3,459
390	-0,937	-0,477	-1,414	1,078	-0,336	-0,378	-0,714	-0,445	-1,159	-0,389	-1,548	1,417	-0,131	2,751	2,26

Продовження таблиці 3.3.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
405	-0,591	-0,833	-1,424	0,767	-0,657	-0,135	-0,792	0,128	-0,664	-0,792	-1,456	0,939	-0,517	2,239	1,722
420	-0,773	-1,175	-1,948	0,438	-1,51	0,435	-1,075	0,374	-0,701	-1,104	-1,805	0,516	-1,289	2,071	0,782
435	-0,751	-1,416	-2,167	0,191	-1,976	1,028	-0,948	0,347	-0,501	-1,301	1,902	0,219	1,683	2,227	0,544
450	0	-1,475	-1,475	0	-1,475	1,293	-0,182	0	-0,182	-1,317	-1,499	1	0,499	2,15	1,651
465	3,462	-1,347	2,115	-0,201	-1,914	1,276	3,19	-0,347	2,843	-1,042	-1,801	-0,206	1,595	1,864	3,459
480	2,751	-0,937	1,814	-0,477	-1,337	1,078	2,415	-0,378	2,037	-0,445	1,592	-0,389	1,203	1,417	2,62
495	2,239	-0,591	1,648	-0,833	0,815	0,767	1,582	-0,135	1,447	0,128	1,575	-0,759	0,783	0,939	1,722
510	2,071	-0,773	1,298	-1,175	0,123	0,436	0,561	0,485	0,996	0,374	1,37	-1,104	0,26	0,516	0,782
525	2,227	-0,751	1,476	-1,416	0,06	0,191	0,251	1,028	1,279	0,347	1,626	-1,301	0,325	0,219	0,544
540	2,15	0	2,15	-1,475	0,675	0	0,675	1,293	1,968	0	1,968	-1,317	0,651	1	1,651
555	1,864	3,462	5,284	-1,347	3,937	-0,201	3,736	1,276	5,012	-0,347	4,665	-1,042	3,623	-0,206	3,459
570	1,417	2,751	4,168	-0,937	3,231	-0,477	2,754	1,078	3,832	-0,378	3,454	-0,445	3,009	-0,389	2,62
575	0,939	2,239	3,178	-0,591	2,587	-0,833	1,754	0,767	2,521	-0,135	2,386	0,128	2,514	-0,792	1,722
600	0,516	2,071	2,587	-0,773	1,814	-1,175	0,639	0,438	1,077	0,435	1,512	0,374	1,886	-1,104	0,782
615	0,219	2,227	2,446	-0,751	1,695	-1,416	0,279	0,191	0,47	1,028	1,498	0,347	1,845	-1,301	0,544
630	1	2,15	3,15	0	3,15	-1,475	1,675	0	1,675	1,293	2,968	0	2,968	-1,317	1,651
645	-0,206	1,864	1,658	3,462	5,3	-1,347	3,953	-0,201	3,352	1,276	4,628	-0,347	4,218	-1,042	3,239
660	-0,389	1,417	1,028	2,751	3,779	-0,937	2,842	-0,477	2,365	1,078	3,443	-0,378	3,065	-0,445	2,62
675	-0,792	0,939	0,147	2,239	2,386	-0,591	1,795	-0,833	0,962	0,767	1,729	-0,135	1,594	0,128	1,722
690	-1,104	0,516	-0,588	2,071	1,483	-0,773	0,71	-1,175	-0,465	0,438	-0,027	0,435	0,408	0,374	0,782
705	-1,301	0,219	1,082	2,227	1,145	-0,715	0,394	-1,416	-1,022	0,191	-0,831	1,029	0,197	0,347	0,516
720	-1,317	1	-1,317	2,15	0,833	0	0,833	-1,475	0,358	0	0,358	1,293	1,651	0	1,651

3.4. Розрахунок поршня

Розрахунок поршня із алюмінієвого сплаву АК4 починаємо застосовуючи сучасну методику [2] з визначення основних конструкційних співвідношень розмірів елементів поршня:

Внутрішній діаметр поршня становить:

$$d_{en} = 0,45 \cdot D, \quad (3.32)$$

де D – діаметр поршня, мм;

$$d_{en} = 0,45 \cdot 130 = 58 \text{ мм.}$$

Віддаль між бобишками визначаємо з виразу:

$$b = 0,42 \cdot D, \quad (3.33)$$

$$b = 0,42 \cdot 130 = 55 \text{ мм.}$$

Віддаль до першої канавки поршня під кільце за формулою:

$$l_1 = 0,14 \cdot D, \quad (3.34)$$

$$l_1 = 0,14 \cdot 130 = 18 \text{ мм.}$$

Товщину стінки знаходимо з виразу:

$$S_1 = 0,15 \cdot D, \quad (3.35)$$

$$S_1 = 0,15 \cdot 130 = 20 \text{ мм.}$$

Довжина юбки поршня становить:

$$l_2 = 0,82 \cdot D, \quad (3.36)$$

$$l_2 = 0,82 \cdot 130 = 107 \text{ мм.}$$

Відстань від дна поршня до осі поршня визначено за формулою:

$$l_3 = 0,55 \cdot D, \quad (2.37)$$

$$l_3 = 0,55 \cdot 130 = 72 \text{ мм.}$$

Товщина юбки поршня розраховано за формулою:

$$S_2 = 0,05 \cdot D, \quad (3.38)$$

$$S_2 = 0,05 \cdot 130 = 7 \text{ мм.}$$

Товщина перемички між канавками кілець визначено з виразу:

$$S_3 = 0,03 \cdot D, \quad (3.39)$$

$$S_3 = 0,03 \cdot 130 = 4 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр пальця становить:

$$d_{п.п.} = 0,32 \cdot D, \quad (3.40)$$

$$d_{п.п.} = 0,32 \cdot 130 = 42 \text{ мм.}$$

Діаметр та довжина бобишки визначені за формулами:

$$d_{б.} = 0,49 \cdot D, \quad (3.41)$$

$$d_{б.} = 0,49 \cdot 130 = 63 \text{ мм.}$$

$$l_{б.} = 0,2 \cdot D, \quad (3.42)$$

$$l_{б.} = 0,2 \cdot 130 = 25 \text{ мм.}$$

Товщина дна поршня становить:

$$\delta_{пор} = 0,07 \cdot D, \quad (3.42)$$

$$\delta_{пор} = 0,07 \cdot 130 = 9 \text{ мм.}$$

Напруга, яка виникає в днищі поршня становить:

$$\sigma_{u3} = p_z [d_{бн} / (2\delta_{пор})]^2, \quad (3.43)$$

$$\sigma_{u3} = 11,8 [5,8 / (2 \cdot 0,9)]^2 = 123 \text{ МПа.}$$

Згідно технічної літератури допустима напруга для алюмінієвих поршнів $\sigma_{u3} = 150 \text{ МПа}$. Отже, умова міцності виконується.

Напруга стиску в частині поршня ослабленій канавками для відводу моторної оливи визначена за формулами:

$$\sigma_{сж} = p_z \cdot 0,785 \cdot D^2 / F_{к.с.}, \quad (3.44)$$

$$\text{де } F_{к.с.} = 0,785 \cdot D^2 [(d_{бн} + 2S_1)^2 - d_{бн}^2] - F', \quad (3.45)$$

де F' – площа перерізу масляних отворів, см^2

$$F' = n \cdot d_{отв} S_1, \quad (3.46)$$

де n – кількість отворів, шт.;

$d_{отв}$ – діаметр отворів, мм;

$$F' = 8 \cdot 3 \cdot 20 = 4,8 \text{ см}^2,$$

$$F_{к.с.} = 0,785 \cdot 13^2 [(5,8 + 2 \cdot 2)^2 - 5,8^2] - 4,8 = 0,0083 \text{ м}^2,$$

$$\sigma_{сж} = 11,8 \cdot 0,785 \cdot 0,13^2 / 0,00827 = 18,9 \text{ МПа.}$$

Допустима напруга на стиск $\sigma_{\text{сжк}} = 40 \text{ МПа}$, що забезпечує умову міцності.

Напруго в першій компресійній кільцевій канавці:

$$\sigma_{\text{уз}} = 0,0045 \cdot P_z (D / S_3)^2, \quad (3.47)$$

$$\sigma_{\text{уз}} = 0,0045 \cdot 11,8 (130 / 40)^2 = 36 \text{ МПа}.$$

Допустима напруга $\sigma_{\text{уз}} = 40 \text{ МПа}$. Отже, умова міцності виконується.

Напругу зрізу розраховано за формулою:

$$\tau = 0,0314 \cdot P_z (D / S_3)^2, \quad (3.48)$$

$$\tau = 0,0314 \cdot 11,8 (130 / 4)^2 = 9,3 \text{ МПа}.$$

Допустима напруга $\tau = 10 \text{ МПа}$, що забезпечує умову міцності.

Сумарна напруга в кільцевій перемичці від дії зрізуючи та згинаючих зусиль визначено з виразу:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{уз}}^2 + 4 \cdot \tau^2}, \quad (3.49)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{36^2 + 4 \cdot 9,3^2} = 40 \text{ МПа}.$$

Допустима напруга для вибраного матеріалу становить $\sigma_{\Sigma} = 100 \text{ МПа}$.

Отже, умовам міцності виконується.

Питомий тиск на стінку циліндра розраховано за формулою:

$$q = N_{\text{max}} / D l_2, \quad (3.50)$$

$$\text{де } N_{\text{max}} = 0,1 \cdot 0,785 \cdot D^2 (P_{r \text{ max}} - P_{j \text{ max}}), \quad (3.51)$$

$$N_{\text{max}} = 0,1 \cdot 0,785 \cdot 0,13^2 (10,5 - 1,29) = 0,012 \text{ МПа}.$$

$$q = 0,012 / (0,13 \cdot 0,107) = 0,879 \text{ МПа}.$$

Допустиме значення $q = 0,9 \text{ МПа}$. Отже, умова міцності виконується.

Монтажні зазори відповідно:

у верхній частині:

$$\Delta_1 = 0,007 \cdot D, \quad (3.52)$$

$$\Delta_1 = 0,007 \cdot 130 = 0,91.$$

Та в нижній частині:

$$\Delta_2 = 0,002 \cdot D, \quad (3.53)$$

$$\Delta_2 = 0,002 \cdot 130 = 2,6 \text{ мм}.$$

3.5. Розрахунок поршневого пальця

Поршневий палець виготовлено з сталі 45Х. Його гартують після нагрівання ТВЧ на глибину не менше 1 мм до твердості HRC 50-62. поверхню обробляють до шорсткості не нижче 10 класу за ДОСУ 2789:13.

Розраховуємо внутрішній діаметр пальця за формулою [2]:

$$d_{n.вн} = 0,48 \cdot d_{n.н.}, \quad (3.54)$$

$$d_{n.вн} = 0,48 \cdot 42 = 20 \text{ мм.}$$

Застосовуючи туж методику визначено довжину пальця з співвідношення:

$$l_n = 0,8 \cdot D, \quad (3.55)$$

$$l_n = 0,8 \cdot 130 = 104 \text{ мм.}$$

Ширина втулки шатуна становить:

$$a_{шт.в} = 44 \text{ мм.}$$

Питомий тиск на нижню частину втулки визначено за формулою:

$$q_{шт.н.} = P_r F_n / a_{шт.н.} d_{n.н.}, \quad (3.56)$$

$$q_{шт.н.} = 11,8 \cdot 0,013 / 0,044 \cdot 0,042 = 48 \text{ МПа.}$$

Відповідно до властивостей вибраного матеріалу допустимий тиск $q_{шт.} = 50 \text{ МПа}$. Отже, умова міцності виконується.

$$q_{шт.в} = P_{j \max} F_n / a_{шт.в} d_{n.н.}, \quad (3.57)$$

$$q_{шт.в} = 1,29 \cdot 0,013 / 0,028 \cdot 0,042 = 14,3 \text{ МПа.}$$

Допустимий тиск $q_{шт.} = 35 \text{ МПа}$., що забезпечує виконання умови міцності.

Питоме навантаження на бубишки поршня розраховано з виразу:

$$q_\delta = \frac{P_{r \max} \cdot F_n - P_{j \max} \cdot F_n}{2l_\delta \cdot d_{n.н.}}, \quad (3.58)$$

$$q_\delta = \frac{11,8 \cdot 0,013 - 1,29 \cdot 0,013}{2 \cdot 0,025 \cdot 0,042} = 35 \text{ МПа.}$$

Допустимий тиск $q_\delta = 40 \text{ МПа}$., тому умова міцності виконується.

Напруга згину пальця визначається за формулою:

$$\sigma_{uz} = \frac{P \cdot l_n + 2 \cdot b - 1,5 \cdot a_{ui}}{1,2 \cdot d_{n.n.}^3 (1 - \alpha^4)}, \quad (3.59)$$

$$\text{де } P = P_{r \max} \cdot F_n - P_{j \max} \cdot F_n, \quad (3.60)$$

$$P = 11,8 \cdot 0,013 - 1,29 \cdot 0,013 = 0,137 \text{ МПа.}$$

$$d = d_{n.б.} / d_{n.м.}, \quad (3.61)$$

$$d = 20 / 420,48.$$

$$\sigma_{uz} = \frac{0,137 \cdot (0,104 + 2 \cdot 0,055 - 1,5 \cdot 0,044)}{1,2 \cdot 0,042^3 (1 - 0,48^4)} = 241 \text{ МПа.}$$

Допустима напруга на згин $\sigma_{uz} = 250 \text{ МПа.}$, що задовольняє умову міцності.

Напруга зрізу пальця в площинах між головкою шатуна і бобишками розраховано за формулою:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot p \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{n.n.}^2 (1 - \alpha^4)} \quad (3.62)$$

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 0,137 \cdot (1 + 0,48 + 0,48^2)}{0,042^2 (1 - 0,48^4)} = 119 \text{ МПа}$$

Умова міцності забезпечена, оскільки допустима напруга $\tau = 220 \text{ МПа.}$

Максимально можлива овалізація пальця визначена за формулою:

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09 \cdot p \cdot (1 + \alpha)^3}{IE(1 - \alpha)} K, \quad (3.63)$$

$$\text{де } K = 0,1 - 15(\alpha - 0,04)^3 \quad (3.64)$$

$$K = 0,1 - 15(0,48 - 0,04)^3 = 0,092$$

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09 \cdot 0,137 \cdot (1 + 0,41)^3}{0,104 \cdot 2 \cdot 10^5 (1 - 0,48)} 0,092 = 0,034 \text{ мм.}$$

$$\text{Допустима } \Delta d_{\max} = 0,05 \text{ мм.}$$

3.6. Розрахунок поршневого кільця

Поршневі компресійні кільця виготовлені з чавуну, а їх поверхня лужена, глибина шару 0,01мм. Монтажні зазори в замках кілець $\Delta_s = 0,25\text{мм}$

Середній тиск кільця на стінку циліндра розраховано за формулою:

$$P_{cp} = \frac{0,425}{(3-\mu)} E \frac{S_o / t}{(D/t-1)^3 (D/t)} \quad (3.65)$$

де $t = 0,044 \cdot D$;

μ – коефіцієнт;

S_o – зазор в стискові кільця;

$$t = 0,044 \cdot 130 = 5,72\text{мм}.$$

$$P_{cp} = \frac{0,425}{(3-0,2)} \cdot 1 \cdot 10^5 \frac{3,5}{(130/5,72-1)^3 (130/5,72)} = 0,342\text{МПа}.$$

Напруга в кільці під час роботи визначається з виразу:

$$\sigma_{max} = \frac{1,275}{(3-\mu)} E \frac{S_o / t}{(D/t-1)^2} \quad (3.67)$$

$$\sigma_{max} = \frac{1,275}{(3-0,2)} \cdot 1 \cdot 10^5 \frac{3,5}{(130/5,72-1)^2} = 337,6\text{МПа}.$$

Умова міцності виконується, оскільки допустима напруга $\sigma_{max} = 450\text{МПа}$.

В процесі встановлення кільця на поршень в ньому виникає напруга, яку визначено за формулою:

$$\sigma'_{max} = \frac{3,9}{m} E \frac{1-S_o / [(3-\mu)\pi t]}{(D/t-1)^2} \quad (3.68)$$

де m – коефіцієнт, враховуючий спосіб надівання кільця,

$$\sigma'_{max} = \frac{3,9}{1,0} \cdot 1 \cdot 10^5 \frac{1-20,2 / [(3-0,2) \cdot 3,14 \cdot 3,52]}{(130/7,52-1)^2} = 412\text{МПа}.$$

Відповідно до властивості матеріалу допустима норма $\sigma'_{max} = 540\text{МПа}$., тому умова на міцність виконується.

Тиск кільця на стінку циліндра в різних точках по колу кільця приймаю в відповідності до ДСТУ 621:2017 із [2]:

$$P_{\alpha} = P_{cp} \cdot \mu_{\kappa}, \quad (3.69)$$

де μ_k – коефіцієнт,

$$p_0 = 0,342 \cdot 1,05 = 0,359 \text{ МПа}$$

$$p_{30} = 0,342 \cdot 1,05 = 0,359 \text{ МПа}$$

$$p_{60} = 0,342 \cdot 1,14 = 0,399 \text{ МПа}$$

$$p_{90} = 0,342 \cdot 0,9 = 0,308 \text{ МПа}$$

$$p_{120} = 0,342 \cdot 0,45 = 0,154 \text{ МПа}$$

$$p_{150} = 0,342 \cdot 0,68 = 0,233 \text{ МПа}$$

$$p_{180} = 0,342 \cdot 2,86 = 0,978 \text{ МПа}$$

3.7. Розрахунок шатуна

Як правило шатуни виготовляють з сталі 45Г24 з такими характеристиками: $E_{ст} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{cm} = 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ град}^{-1}$, межа міцності $\sigma_{cm} = 800 \text{ МПа}$, межа втоми під час згинання $\sigma_1 = 350 \text{ МПа}$, граничні втоми за умови розтягу $\sigma_p = 240 \text{ МПа}$, границя текучості $\sigma_m = 420 \text{ МПа}$, $E_{вт} = 1,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{cm} = 1,8 \frac{1}{\text{град}}$ розраховують для $n = 2250 \text{ хв}^{-1}$.

В процесі запресовування втулки і її нагрівання разом з головкою шатуна на поверхнях виникає тиск, який розраховано з виразу [2]:

$$P = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \left[\frac{\frac{D_{зол}^2 + d^2}{D_{зол}^2 - d^2} + \mu}{E_{cm}} + \frac{\frac{d^2 + d_{cm}^2}{d^2 - d_{cm}^2} - \mu}{E_{cm}} \right]} \quad (3.70)$$

де Δ – натяг від запресовки втулки, мм;

$$\Delta_t = d(\alpha_{cm} - \alpha_{ст})t_{зол}$$

μ – коефіцієнт Пуассона;

$$\Delta_t = 48(1,8 - 1,0) \cdot 10^{-5} \cdot 110 = 0,042 \text{ мм}$$

$$P = \frac{0,04 + 0,042}{d \left[\frac{\frac{84^2 + 48^2}{84^2 - 48^2} + 0,3}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{\frac{48^2 + 42^2}{48^2 - 42^2} - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 35,5 \text{ МПа}$$

Напруга на зовнішній поверхні головки становить:

$$\sigma'_n = p \frac{2d^2}{D_{\text{гол}}^2 - d^2} \quad (3.72)$$

$$\sigma'_n = 35,5 \frac{2 \cdot 48^2}{84^2 - 48^2} = 34,4 \text{ МПа.}$$

Відповідно напруга на внутрішній поверхні визначена з виразу:

$$\sigma_{\text{вн}} = p \frac{D_{\text{гол}}^2 + d^2}{D_{\text{гол}}^2 - d^2} \quad (3.73)$$

$$\sigma_{\text{вн}} = 35,5 \frac{84^2 + 48^2}{84^2 - 48^2} = 69,9 \text{ МПа}$$

Допустима напруга $\sigma_{\text{вн}} = 150 \text{ МПа}$

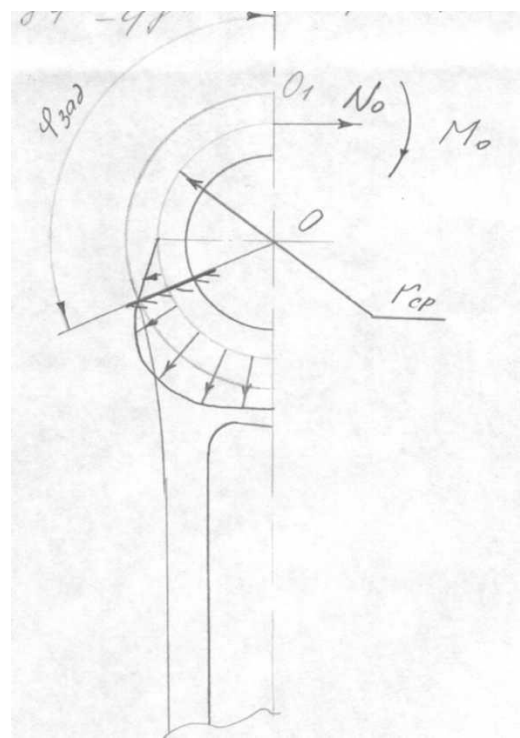
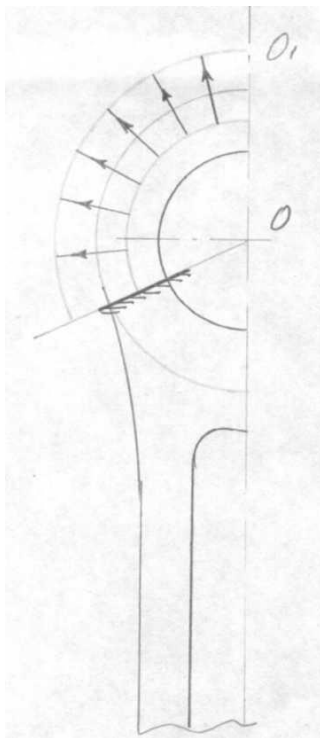


Рисунок 3.2. Розрахункова схема

Визначаємо згинаючий момент в перерізі О–О' за формулою:

$$M_O = \mp P_{j\max} r_{cp} (0,00033 \cdot \varphi_{\text{зад}} - 0,0297) F_n \quad (3.74)$$

$$M_O = \mp 1,29 \cdot 10^6 \cdot 0,03 (0,00033 \cdot 122 - 0,0297) \cdot 0,013 = \mp 0,49 H \cdot \text{м}$$

Розрахунок величини нормальної сили виконано за формулою:

$$N_O = P_{j\max} (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{\text{зад}}) \cdot F_n, \quad (3.75)$$

$$N_O = 1,29 \cdot 10^6 (0,572 - 0,0008 \cdot 122) \cdot 0,013 = 7955 H$$

Значення нормальної сили в розрахунковому перерізі від дії розтягування для кута $\varphi_{\text{зар}} = 122^\circ$ становить:

$$N_{\varphi\text{зар}} = N_O \cos \varphi_{\text{зар}} - 0,5 (-P_{j\max}) (\sin \varphi_{\text{зад}} - \cos \varphi_{\text{зад}}), \quad (3.76)$$

$$N_{\varphi\text{зар}} = 7955 \cdot (-0,53) - 0,5 (-1,29) \cdot 10^6 \cdot 0,013 \cdot (0,85 + 0,53) = 7355,2 H$$

В розрахунковому перерізі визначаємо згинаючий момент з виразу:

$$M_{\varphi\text{зад}} = M_O + N_O r_{cp} (1 - \cos \varphi_{\text{зад}}) + 0,5 (-P_{j\max}) F_n \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{\text{зад}} - \cos \varphi_{\text{зад}}).$$

$$M_{\varphi\text{зад}} = 0,49 + 7955 \cdot 0,3 (1 + 0,53) + 0,5 (-1,25 \cdot 10^6) \cdot 0,013 \cdot 0,03 \cdot (0,85 + 0,53) = 0,56 H \cdot \text{м}.$$

В зовнішньому шарі шатуна напруга від розтягу визначена з виразу:

$$\sigma_{p.n.} = \left[2M_{\varphi\text{зар}} \frac{6 \cdot r_{cp} + h}{h(2 \cdot r_{cp} + h)} + KN_{\varphi\text{зар}} \right] \cdot \frac{1}{a_{\text{ш}} \cdot h}, \quad (3.78)$$

де h – товщина стінки головки, мм;

K – коефіцієнт, враховуючий наявність запресованої втулки:

$$K = \frac{E_{cm} \cdot F_{cm}}{E_{cm} \cdot F_{cm} + E_{em} \cdot F_{em}}, \quad (3.79)$$

де F_{cm} – площа перерізу головки шатуна, мм^2 ;

$$F_{cm} = (D_{\text{зол}} - d_{\text{em}}) a_{\text{ш}}, \quad (3.80)$$

$$F_{cm} = (84 - 48) \cdot 28 = 1008 \text{ мм}^2$$

F_{em} – площа перерізу втулки, мм^2 ;

$$F_{em} = (d_{em} - d_{n.m}) a_{\text{ш}}, \quad (3.81)$$

$$F_{em} = (48 - 42) \cdot 28 = 168 \text{ мм}^2.$$

$$K = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1008}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1008 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 168} = 0,92.$$

$$\sigma_{p.n.} = \left[2 \cdot 0,56 \frac{6 \cdot 0,03 + 0,017}{0,017(2 \cdot 0,03 + 0,017)} + 0,92 \cdot 7355,2 \right] \cdot \frac{1}{0,028 \cdot 0,017} = 14,6 \text{ МПа}.$$

Сумарна сила, яка стискає головку шатуна становить:

$$P_z = (p_z - p_0)F_{пор} + (-P_{j\max}) \cdot F_n, \quad (2.82)$$

$$P_z = (11,8 - 0,136) \cdot 0,013 + (-1,26) \cdot 0,013 \cdot 10^{-6} = 23525 \text{ Н}.$$

Відповідно нормальна сила для навантаженої ділянки визначена за формулою:

$$N_{сх.зад.} = P_z \left\{ \left[\sin \varphi_{зад.} / 2 - (\varphi_{зад.} / \pi) \sin \varphi_{зад.} - (1/\pi) \cos \varphi_{зад.} \right] + N_0 / P_z \right\}, \quad (3.83)$$

$$N_{сх.зад.} = 23525 \left\{ \left[\sin 122^\circ / 2 - (122 / 3,14) \sin 122^\circ - (1/3,14) \cos 122^\circ \right] + 0,003 \right\} = 164,7 \text{ Н}.$$

Для навантаженої ділянки шатуна значення моменту визначено з виразу:

$$M_{сх.зад.} = P_z \cdot r_{cp} \left[M_0 / P_z r_{cp} + N_0 / P_z (1 - \cos \varphi_{зад.} - K) \right], \quad (3.84)$$

де K – коефіцієнт із [2]

$$M_{сх.зад.} = 2355 \cdot 0,03 \left[0,49 / 23525 \cdot 0,03 + 7955 / 23525 (1 - \cos 122^\circ - 0,013) \right] = 2,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розраховуємо напругу в навантаженому шарі шатуна від стискаючої сили:

$$\sigma_{с.к.н.} = \left[2M_{зад.} \frac{6r_{cp} + h}{h(2r_{cp} + h)} + KN_{зад.} \right] \frac{10^{-6}}{a_{ш} h}, \quad (3.85)$$

$$\sigma_{с.к.н.} = \left[2 \cdot 2,75 \frac{6 \cdot 0,03 + 0,017}{0,017(2 \cdot 0,03 + 0,01)} + 0,92 \cdot 7355,2 \right] \frac{10^{-6}}{0,028 \cdot 0,017} = 15,95 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Запас міцності розраховано за формулою:

$$n_\sigma = \frac{2\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{р.н.} + \sigma_{ст.н.}}{\varepsilon_{\sigma'}} + a_\sigma [\sigma_{р.н.} + \sigma_{ст.н.} + 2\sigma'_{н.}]}, \quad (3.86)$$

$$n_\sigma = \frac{2 \cdot 250}{\frac{14,6 - 15,95}{0,7} + 0,2[14,6 + 15,95 + 2 \cdot 34,4]} = 2,79.$$

Сила, яка розтягує стержень шатуна становить:

$$P_\Gamma = (P_z - P_0)F_{пор}, \quad (3.88)$$

де P_0 – тиск початку впуску, МПа.

$$P_\Gamma = (11,8 - 0,136)0,013 = 0,152 \text{ МН}.$$

Сумарна напруга, яка виникає під час стискання в площині X розраховано з виразу:

$$\sigma_x = (P_z / f_{ш.ср.}) K_x, \quad (3.89)$$

де $f_{ш.ср.}$ – площа шатуна, m^2 ;

K_x – коефіцієнт,

$$\sigma_x = (0,152 / 520 \cdot 10^{-6}) \cdot 1,08 = 315,7 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується, оскільки для сталі 45Г24 допустима напруга $\sigma_x = 350 \text{ МПа}$.

Сумарна напруга від дії стиску з врахуванням вигинів по осі У визначена з виразу:

$$\sigma_y = (P_z / f_{ш.ср.}) K_y, \quad (3.89)$$

де K_y – коефіцієнт,

$$\sigma_y = (0,152 / 520 \cdot 10^{-6}) \cdot 1,02 = 298,7 \text{ МПа}.$$

Напруга розтягу становить:

$$\sigma_p = P_j / f_{ш.ср.}, \quad (3.91)$$

$$\sigma_p = 7569,8 / 520 \cdot 10^{-6} = 14,56 \text{ МПа}.$$

Амплітуда напруги в площині Х перерізу шатуна розрахована за формулою:

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_x - \sigma_p}{2} \quad (3.92)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{315,7 - 14,56}{2} = 150,6 \text{ МПа}.$$

Відповідно амплітуда напруги в площині У перерізу шатуна становить:

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_y - \sigma_p}{2}, \quad (3.93)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{298,7 - 14,56}{2} = 142,07 \text{ МПа}.$$

Запас міцності в площині Х визначено за формулою:

$$n_x = \sigma_{-1p} / (\sigma_{ax} / \varepsilon''_{\sigma} + a_{\sigma} \sigma_{срх}), \quad (3.94)$$

де a_{σ} – коефіцієнт із [2]

$$n_x = 240 / (150,6 / 0,7 + 0,13 \cdot 165,13) = 1,02.$$

Відповідно запас міцності в площині У становить:

$$n_y = \sigma_{-1p} / (\sigma_{ay} / \varepsilon''_{\sigma} + a_{\sigma} \sigma_{cpy}), \quad (3.95)$$

$$n_y = 240 / (142,07 / 0,7 + 0,13 \cdot 156,6) = 1,07.$$

Виконані розрахунки обґрунтовують можливість реалізувати впровадження запропонованого вдосконалення.

Покращення характеристик двигуна забезпечить можливість збільшення ефективності використання автомобіля.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Охорона праці в майстерні з сервісного обслуговування та виготовленню модернізованих вузлів

Майстерня по виготовленні модернізованих двигунів по своїй виробничій діяльності і призначенні відноситься до об'єктів підвищеної небезпеки категорії Б, оскільки при виготовленні деталей використовуються легкоспалахуючі матеріали.

Приміщення майстерні відноситься до вогнетривких об'єктів, оскільки стіни приміщення виготовлені з цегли, покриття шиферне, II ступінь вогнебезпеки. Виникнення пожежі в майстерні неможливе тільки при невиконанні і недотриманні працюючими правил протипожежної безпеки, паління в невідведених місцях, використання легкоспалахуючих речовин для промивання вузлів.

Для пожежегасіння в майстерні передбачено обладнання пожежних щитів як в середині, так і зовні приміщення, на яких є гачки, сокири, відра для води. Вода знаходиться в бочках, а пісок в ящиках.

По електробезпеці майстерня відноситься до об'єктів підвищеної небезпеки, оскільки майстерні оснащені значними кількостями станків і обладнання з електроприводом напругою 380, 220, 36В.

Для попередження враження струмові металічні частини пристроїв з'єднані з кульовим проводом мережі і надійно заземлені.

Для швидкого відключення ділянки від мережі на кожній ділянці встановлені рубильники. Для особистого захисту працюючих, які працюють з об'єктами підвищеної небезпеки використовуються електроізоляційні боти, а також інструмент з ізоляцією.

Площа майстерні 900 м². Ширина проходів 1,5м, проїзду 12 м. Відстань від стінки до станків і обладнання, яке встановлене в дільницях майстерні 1,2м.

Температура повітря в майстерні підтримується 18°C, рухомість повітря <0,4м/с, в зварювальних дільницях – трохи більше.

Освітлення природне, бокове (вікна 1200x1550) і штучне. В приміщеннях використовуються лампи денного освітлення.

При обкатуванні двигунів в майстерні виникає потужний шум і сильна вібрація. Характеристика виробничих факторів майстерні наведена в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Характеристика виробничих факторів

Назва	Норма допуст.
Температура в приміщенні, t°C	18-23
Вологість, %	40-60
Рухомість повітря, м/с	0,4
Шкідливі хімічні речовини	—
Запиленість мг/ м ³	4
Освітленість, лк	150
Рівень шуму, ДБ	80
Рівень вібрації, ДБ	85

Можливість виникнення пожежі може бути від замикання електричної мережі. В майстерні встановлений щит від якого живиться все обладнання.

В майстерні проводяться такі заходи:

- Обмеження шкідливих зон при обкатуванні двигунів.
- Дотримання міцності при виготовленні деталей.

Приміщення майстерні обладнане блискавкозахистом. Використовуються стержневі блискавковідводи з опором не більше 40 см.

Майстерня обладнана протипожежною сигналізацією і планом евакуації при пожежі.

4.2. Аналіз умов праці під час обкатування двигуна

Для забезпечення безпечних і здорових умов праці на робочих місцях, виробничих ділянках, в майстерні, попередження дії на працівників шкідливих і небезпечних виробничих факторів, зберігання високої і довгострокової роботи здатності працівників в дільниці по обкатці двигунів проведені такі організаційно-економічні заходи:

1. Забезпечення безпечного стану приміщення. Всі елементи, які не відповідають цій умові повинні бути реконструйовані, або замінені новими.

2. Забезпечення нормальних санітарно-гігієнічних умов праці. Це завдання полягає у попередженні збільшення допустимих рівнів загазованості та інших шкідливих факторів.

3. Забезпечення працівників засобами індивідуального захисту. Вирішення цієї проблеми передбачає вияв потреби в засобах індивідуального захисту відповідно з діючими нормами видачі і фактичними умовами праці. В дільниці по обкату двигунів підвищений рівень шуму, тому працівникам повинні видаватись засоби захисту від шуму і вібрації.

4. Забезпечення безпечного виробничого обладнання. Це завдання повинно вирішуватись як на стадії виготовлення, так і на стадії експлуатації виробничого обладнання. В майстерні по обкатці двигунів повинно все обладнання бути справним, всі обертові частини повинні бути огорожені.

4.3. Заземлюючі пристрої приміщення майстерні

Заземлюючі пристрої (рис. 4.1) складаються із заземлювача 1 і з'єднуючої смуги 2. При закорочуванні фази С на корпус пристрою електричний струм піде в землю через заземлювач, оскільки опір людини значно більший, ніж опір заземлення R_3 , яке повинно бути не більше 100 ом. В якості заземлення використовують металеві труби і кутову сталь довжиною 2-3 м і товщиною стінок не менше 3,5 мм. Вертикальні заземлювачі

з'єднують в контур смугою із сталі перерізом не менше 4х12 мм або круглого перерізу діаметром не менше 6 мм з допомогою зварювання.

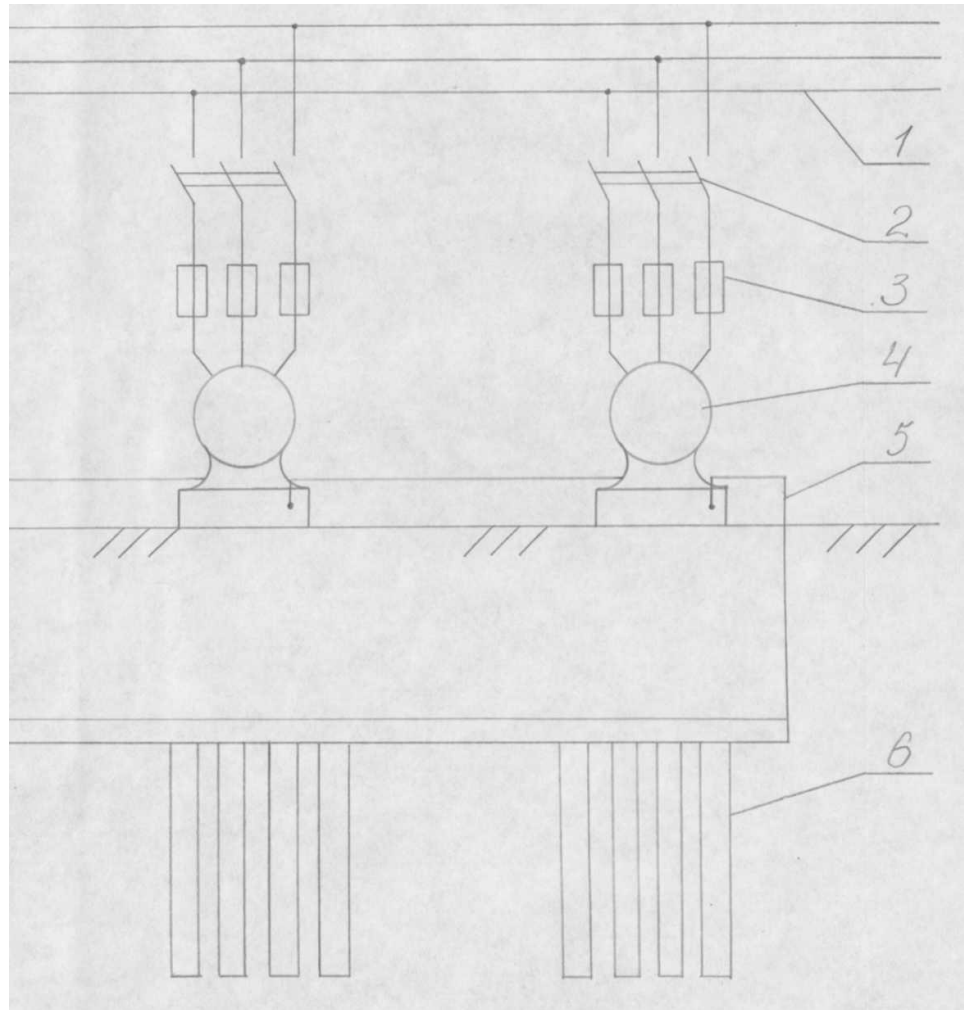


Рисунок 4.1. Схема виконання заземлення

Визначаю необхідну кількість заземлювачів [21]:

$$n = \frac{R_c \cdot K_c}{R_n \cdot \eta_e} \quad (4.1)$$

де R_c – опір розтікання струму одиничного заземлення, Ом;

K_c – коефіцієнт сезонності;

R_n – нормативне заземлення заземлювача, Ом;

η_e – коефіцієнт використання заземлювачів.

Визначаю опір розтікання струму одиничного заземлення [21]:

$$R_c = 0,336 \frac{\rho}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + 0,5 \lg \frac{4h+l}{4h-l} \right) \quad (4.2)$$

де ρ – питомий опір ґрунту, Ом·м;

l – довжина заземлювача, м;

d – діаметр заземлювача, м;

h – глибина закладки труби, м.

$$R_c = 0,336 \frac{100}{2} \left(\lg \frac{2 \cdot 2}{0,02} + 0,5 \lg \frac{4 \cdot 0,6 + 2}{4 \cdot 0,6 - 2} \right) = 8,4 \text{ Ом}$$

Кількість стержнів заземлювача рівна:

$$n = \frac{8,4 \cdot 16}{4 \cdot 0,75} = 4,48 \text{ шт.}$$

Приймаю 5 шт.

Опір заземлюючого корпусу вимірюємо приладом МС–0,8 не рідше 1 разу в три роки. Опір заземлюючих провідників повинні бути не більше 0,1 Ом і вимірюють омметром М–372.

Обладнання зі шкідливими зонами при роботі повинно бути огорожено. До огороження пред'являють такі вимоги: міцність, стійкість, негорючість. Електроприводи пристроїв повинні мати захист від короткого замикання.

4.4. Захист приміщень і споруд від блискавок

Розряди атмосферної електрики приносять значний збиток народному господарству. Блискавка може вдарити споруди і приміщення, людину або тварину. Під час зливи можливе проникнення електричного потенціалу в приміщення по металевих спорудах і конструкціях, і ізоляцій від землі.

При відсутності захисту можлива кількість ударів блискавки в рік на один км² поверхні землі рівно [21]:

$$N = (B + 6h)(L + 6h)n \cdot 10^{-6} \quad (4.3)$$

де B – ширина приміщення, м;

h – висота приміщення, м;

L – довжина приміщення, м;

n – середня кількість ударів блискавки в рік на 1 км², шт.;

$$N = (18 + 6 \cdot 8,1)(48 + 6 \cdot 8,1) \cdot 5 \cdot 10^{-6} = 32 \cdot 10^{-6}.$$

Блискавкозахист – комплекс захисних пристроїв, призначених для забезпечення безпеки приміщень і споруд, обладнання, матеріалів від дії блискавки.

Основним елементом блискавкозахисту є: блискавкоприймач, струменевідвід, заземлювач (рис. 4.2).

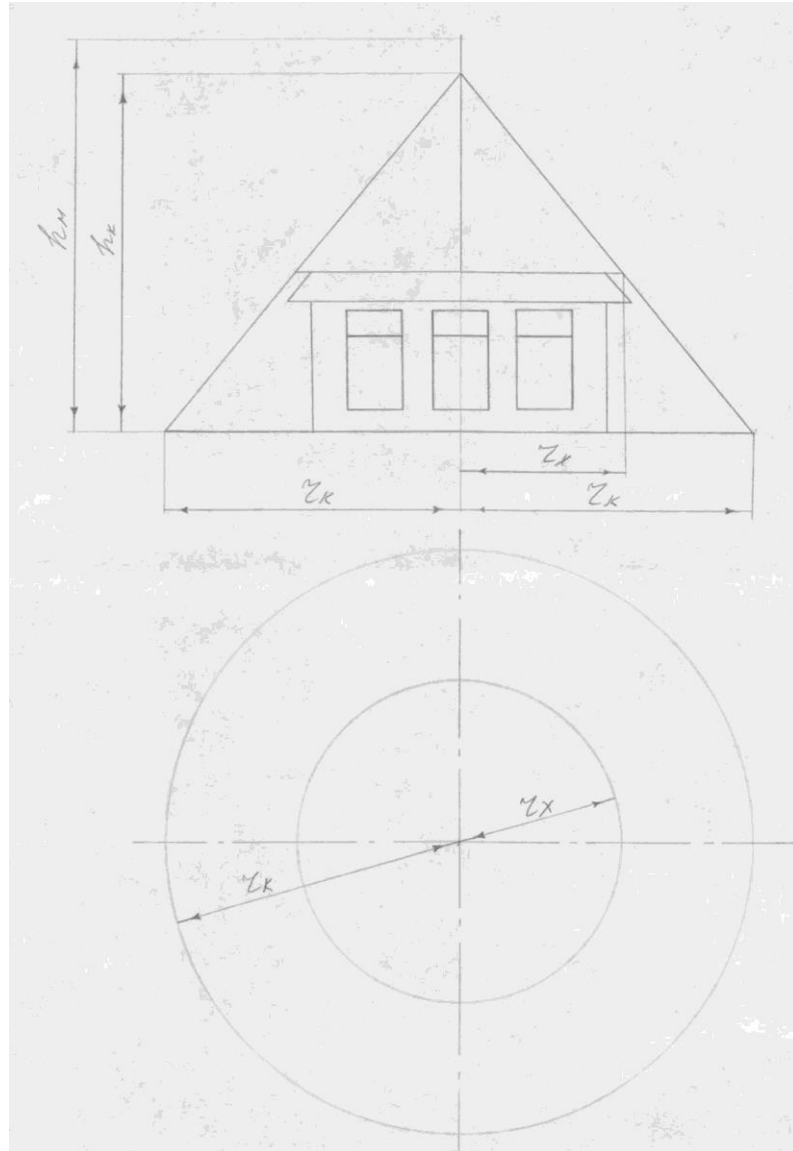


Рисунок 4.2. Блискавкозахист приміщень

Блискавкоприймач виготовляють із сталюого стержня довжиною 1–1,5 м, перерізом не менше 100 мм^2 , закріпленого на трубчастих залізобетонних або дерев'яних опорах. Для приміщень приймаємо блискавкозахист у вигляді троса перерізом не менше 35 мм^2 , натягнутому між двома опорами. Струмовідводи і заземлювачі виготовляють із сталюих прутів діаметром 6 мм (в землі до 10 мм). Зона захисту блискавковідводів

являє собою простір, всередині якого об'єкти захищаються від прямих попадань блискавки з певною ступінню надійності, беремо тип Б, який забезпечує надійність більше 95%. Висота стрижневого блискавкоприймача для зони захисту Б визначаємо по формулі [21]:

$$h_M = \frac{V_j + 1,63h_x}{1,5} \quad (4.4)$$

де V_j – ширина приміщення, м;

h – висота приміщення, м;

$$h_M = \frac{V_{12} + 1,63 \cdot 8,1}{1,5} = 16,8 \text{ м.}$$

Розраховую зону захисту: висота захисного корпусу:

$$h_K = 0,92 \cdot h_M, \quad (4.5)$$

$$h_K = 0,92 \cdot 16,8 = 15,45 \text{ м.}$$

Основа захисного корпусу:

$$r_K = 1,5 \cdot h_M, \quad (4.6)$$

$$r_K = 1,5 \cdot 16,8 = 25,2 \text{ м.}$$

Довжина майстерні 41 м, тому при висоті блискавкоприймача 16,8 м потрібно три блискавкоприймача, щоб виконувалася умова, що відстань між опорами повинна бути менше, або рівна висоті блискавкоприймача.

4.5. Заходи з покращення умов праці

Для покращення захисту потрібно покращувати засоби колективного захисту:

1. Періодично перевіряти стан огорожі обертових частин, керівник підприємства.
2. Вчасно забезпечувати працівників протишумовими навушниками і дерматологічними засобами; керівник підрозділу.
3. Раціоналізувати режими праці та відпочинку робітників, що обслуговують машини; інженер з охорони праці.
4. Встановити необхідну кількість вогнегасників на обладнання, що використовується; керівник пожежної охорони.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Модернізація шатунно-поршневої групи для двигуна M906LAGa в порівнянні з серійним двигуном дає наступні відомості (табл.6.1) відповідно до даних виробника.

Таблиця 6.1 - Відмінності собівартості модернізованого двигуна

Показник	Двигун	
	серійний	модернізований
Вага, кг	980	968
Оптова ціна, грн.	216000	228000
Продуктивність, ткм/год.	360	420
Середньорічне завантаження, год.	1300	1600
Норма відрахувань на амортизацію, %	16,6	16,6
Норма ремонтних відрахувань, %	10	9
Обслуговуючий персонал, люд.	1	1
Годинна ставка, грн.	158	158

Визначаємо затрати на виготовлення пристрою для двигуна M906LAGa [6]:

$$C = C_k + C_{op} + C_{нд} + C_{ц} \quad (6.1)$$

де C_k – вартість виготовлення корпусних деталей, грн.;

C_{op} – вартість виготовлення оригінальних деталей, грн.;

$C_{нд}$ – вартість виготовлення зовнішніх деталей, грн.;

$C_{ц}$ – накладні витрати, грн.

$$C_k = Q_M \cdot C_{г.д.} \quad (6.2)$$

При модернізації кривошипно-шатунно-поршневої групи корпусні деталі незмінні, тому C_k залишається незмінним.

Витрати на виготовлення оригінальних деталей:

$$C_{op} = C_{пр} + C_m \quad (6.3)$$

де $C_{пр}$ – заробітна плата виробничих працівників, грн.;

C_m – вартість матеріалу оригінальних деталей, грн.;

Заробітна плата виробничих робітників визначається за формулою:

$$C_{\text{пр}} = t \times C_{\text{ч}} \times K_t, \quad (6.4)$$

де t – середня трудомісткість, люд./год.;

$C_{\text{ч}}$ – годинна ставка працівника по середньому розряду, грн.;

K_t – коефіцієнт доплати до основної заробітної плати;

$$C_{\text{пр}} = 7 \times 158 \times 1,044 = 1155 \text{ грн.}$$

Вартість матеріалу заготовок для виготовлення оригінальних деталей:

$$C_m = C_1 \cdot Q_d, \quad (6.5)$$

де C_1 – вартість одного кг заготовки, грн./кг;

Q_d – вага заготовки, кг;

$$C_m = 203 \cdot 6,45 = 1309 \text{ грн.}$$

Затрати на виготовлення оригінальних деталей:

$$C_{\text{ор}} = 1155 + 1309 = 2464 \text{ грн.}$$

При модернізації шатунно-поршневої групи зовнішні деталі залишаються незмінними. Накладні витрати на виготовлення шатунно-поршневої групи:

$$C_{\text{ц}} = C_{\text{пр.н}} (1 + p/100), \quad (6.6)$$

де $C_{\text{пр.н}}$ – заробітна плата виробничих працівників, грн.;

p – норма відрахувань на заробітну плату та інші цілі, %.

$$C_{\text{пр.н}} = t \cdot C_{\text{ч}}, \quad (6.7)$$

де t – середня продуктивність виготовлення;

$C_{\text{ч}}$ – середня ставка працюючого по середньому розряду, грн./год.;

$$C_{\text{пр.н}} = 5 \cdot 158 = 790 \text{ грн.}$$

Накладні витрати:

$$C_{\text{ц}} = 790 (1 + 14,4/100) = 831 \text{ грн.}$$

Загальні затрати на виготовлення шатунно-поршневої групи:

$$C = 2464 + 831 = 3295 \text{ грн.}$$

Визначаємо затрати на експлуатацію серійного і модернізованого двигуна:

Основні фонди:

$$K = C_d \times 1,128, \quad (6.8)$$

де C_d – оптова ціна двигуна, грн.

Основні фонди серійного двигуна:

$$K_c = 216000 \times 1,128 = 243648 \text{ грн.}$$

Основні фонди модернізованого двигуна:

$$K_m = 228000 \times 1,128 = 257184 \text{ грн.}$$

Часткові капіталовкладення:

$$K_{\text{ч}} = 1,128 \times C_d / (P_{\text{агр}} \times t_{\text{ср}}), \quad (6.8)$$

де $P_{\text{агр}}$ – продуктивність автомобіля, ткм /год.;

$t_{\text{ср}}$ – середньорічне завантаження автомобіля, год.;

серійного:

$$K_{\text{ч}} = 1,128 \times 216000 / 6 \times 1300 = 31,2 \text{ грн/ ткм.}$$

модернізованого:

$$K_m = 1,128 \times 228000 / 7,2 \times 1600 = 22,3 \text{ грн/ ткм.}$$

Питома трудомісткість

$$T_{\text{ч}} = K' / P_{\text{агр}}, \quad (6.9)$$

де K' – кількість зайнятих працівників,

$$T_{\text{у.с.}} = 1/6 = 0,16 \text{ люд.год./ ткм}$$

$$T_{\text{у.м.}} = 1/7,2 = 0,14 \text{ люд.год./ ткм}$$

Економія праці

$$E_T = T_{\text{у.с.}} - T_{\text{у.м.}}, \quad (6.10)$$

$$E_T = 0,16 - 0,14 = 0,02 \text{ люд.год./ ткм.}$$

Розраховую прямі витрати при експлуатації

$$Z = C / P_{\text{агр}}, \quad (6.11)$$

де C – годинна ставка обслуговуючого персоналу, грн.

$$\text{серійного } Z_c = 158/6 = 26,3 \text{ грн./ ткм}$$

$$\text{модернізованого } Z_m = 158/7,2 = 21,9 \text{ грн./ ткм}$$

Амортизаційні і ремонтні відрахування:

$$A_p = \frac{Ц_o \cdot 1,128(H_o + H_p)}{П_{азр} \cdot t \cdot 100}, \quad (6.12)$$

де H_o і H_p – норма відрахувань на амортизацію і ремонт, %;

$$A_p = \frac{21600 \cdot 1,128(16,6 + 10)}{6 \cdot 1300 \cdot 100} = 0,83 \text{ грн./ ум.ет.га}$$

Модернізованого двигуна:

$$A_{pm} = \frac{22800 \cdot 1,128(16,6 + 9)}{7,2 \cdot 1600 \cdot 100} = 0,57 \text{ грн./ ум.ет.га.}$$

Витрати на ПММ

$$\Gamma = \frac{N \cdot C_T \cdot Y}{П_{азр}}, \quad (6.13)$$

де N – потужність двигуна, кВт;

C_T – вартість 1 кг палива, грн;

Y – витрата палива на одиницю потужності, кг/кВт·год.

серійного:

$$\Gamma_c = \frac{220 \cdot 5,8 \cdot 0,238}{6} = 50,60 \text{ грн./ т.}$$

модернізованого:

$$\Gamma_m = \frac{272 \cdot 5,8 \cdot 0,217}{7,2} = 47,55 \text{ грн./ т.}$$

Прямі витрати при експлуатації

$$Ц = 3 + A_p + \Gamma, \quad (6.14)$$

серійного:

$$Ц_c = 2,63 + 0,83 + 50,60 = 54,06 \text{ грн./ ткм.}$$

модернізованого

$$Ц_m = 2,19 + 0,57 + 47,55 = 50,11 \text{ грн./ ткм.}$$

Питомі приведені затрати:

$$П_p = Ц + 0,15K_{ц}, \quad (6.15)$$

серійного:

$$П_{pc} = 54,06 + 0,15 \times 3,12 = 55,87 \text{ грн./ ткм.}$$

модернізованого

$$П_{pm} = 50,11 + 0,15 \times 2,23 = 51,25 \text{ грн./ ткм.}$$

Річний економічний ефект від експлуатації двигуна:

$$E_e = (\Pi_{pc} - \Pi_{pm}) \Pi_{agr} \cdot t_T, \quad (6.16)$$

маємо: $E_e = (55,87 - 51,25) 1600 \cdot 7,2 = 41679$ грн.

Час окупності модернізованого двигуна:

$$T_{ок.д.} = \Delta_M / E, \quad (6.17)$$

де Δ_M – повна собівартість модернізованого двигуна, грн.

$$T_{ок.д.} = 22800 / 41679 = 0,54 \text{ року.}$$

Приймаємо час окупності 7 місяців.

Час окупності модернізованого шатунно-поршневого механізму:

$$T_{ок.м.} = \frac{\Delta_M - \Delta_c}{E}, \quad (6.18)$$

де Δ_c – повна собівартість серійного двигуна, грн.;

$$T_{ок.м.} = \frac{22800 - 21600}{41679} = 0,04 \text{ роки.}$$

Складаю таблицю економічної ефективності введення модернізованої групи двигуна M906LAGa, (арк.. 6).

Висновки та пропозиції

Проблему подальшого покращення швидкісних і навантажувальних характеристик двигуна вирішував комплексом заходів:

1. Під час виконання теплового розрахунку збільшив ступінь стиску двигуна до 18.

2. Завдяки побудови індикаторної діаграми визначено показники в фазах роботи двигуна. Розраховано доцільність зменшення кількості до 3. Для покращення надійності виконано 1 кільце клиновидним. Канавку під нього виготовлено з чавуну.

3. Завдяки розрахунку швидкісних показників визначено основні характеристики модернізованого двигуна.

4. Динамічний розрахунок дав змогу визначити основні сили і прискорення, які діють в кривошипно-шатунному механізмі модернізованого двигуна.

5. В кваліфікаційній роботі виконано розрахунки на міцність деталей шатунно-поршневої групи.

6. Приведено технологію складання модернізованих деталей.

Також розроблені заходи з охорони праці на підприємстві з сервісного обслуговування та виготовленню модернізованих деталей.

7. Розраховано доцільність застосування конструктивних змін, її економічну ефективність, термін окупності капіталовкладень для двигуна в цілому і для модернізованого двигуна.

Список використаних джерел

1. Болишинський В. Н. Работа двигана за умови змінних навантажень. Київ: Либідь, 2006. 400 с.
2. Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів. Навчальний посібник для вузів. Київ: Арістей, 2005. 280 с.
3. Анісімов В. Ф. Підвищення ресурсу автотракторних дизелів. Київ: видавництво «Поліграф», 2006, - 180 с.
4. Гузенко П. Г. Деталі машин. Київ: Урожай, 2003. 288 с.
5. Чернавский А. Н. Методика проектування двигунів внутрішнього згорання. Кам'янець-Подільський: ПП "Медобори-2006", 2013. 360 с.
6. Фролов К. В. Теорія машин і механізмів. Київ: Урожай. 2014. 187 с.
7. Ленін І. М. Конструкція та розрахунок дизельних двигунів. Київ: Либідь, 2004. 340 с.
8. Шевчук Р.С., Паславський Р.І., Миронюк О.С. Автомобілі (Теорія руху транспортних засобів). Методичні рекомендації для написання курсової роботи студентами з напрямку підготовки 6.0701061 – “Автомобільний транспорт”. Львів: Видавничий центр ЛНАУ, 2016. 28 с.
9. Шевчук Р.С. Експлуатаційні показники автомобілів: практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2019. 171 с.
10. [Булгаков В.М.](#), [Черниш О.М.](#), [Адамчук В.В.](#), [Березовий М.Г.](#), [Яременко В.В.](#) Теорія механізмів і машин. Київ Центр учбової літератури, 2019 608 с.
11. Ніколаєнко А. В. Теорія, конструкція та розрахунок автотракторних двигунів. Київ: Урожай, 2001. 298 с.
12. Підгородецький Я.І., Сичевський М.І., Домінік А.М. Автомобільні транспортні засоби. Основи конструювання. Львів: Вид-во ЛДУБЖД, 2013. 316 с.
13. Кошерний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля. Київ: Вища школа, 1992. 200 с.
14. Горбачевський А. С. Взаємозамінність, стандартизація та технічне

вимірювання. Львів: Новий світ, 2007. 252 с.

15. Каталог автомобілів КрАЗ та їх модифікації. Київ: ТОВ "Комплекс Віта", 2018. 197 с.

16. Гришкевич А. І. Проектування автомобільних двигунів. Кам'янець-Подільський: ПП "Медобори-2006", 2013. 360 с.

17. Дацюк Р. Ю. Паславський Р. І., Миронюк О. С. Методичні рекомендації для теплового та динамічного розрахунку двигуна. Львів: ЛДАУ 2004, 44с.

18. Малащенко В. О., Янків В.В., Деталі машин. Курсове проектування. Львів: Новий світ, 2007. 252 с.

19. Житецький В.Д. Основи охорони праці: підручник Львів: Афіша, 2002. 320 с.

20. Лехман С.Д. Запобігання аварійності і травматизму у с.г. Київ: Видавничий дім "Кондор", 2018. 188 с.

21. Гряник А.П. Охорона праці. Київ: Урожай. 2014. 187 с Летвитский Н.С. Технология ремонта машин и оборудование. / Н.С. Летвитский. - М. "Колос".1985,- 368 с.

22. Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М. М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Київ: Вид-во КВІЦ, 2004. 174 с.