

**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**

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: “ **Покращення техніко-експлуатаційних властивостей
одноциліндрового двигуна для малогабаритної техніки шляхом
удосконалення механізму газорозподілу** ”

Виконав: студент групи Ат-43

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Максим КРАВЧУК

(ім'я та прізвище)

Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 631.358.1: 78

Кравчук М. В. Покращення техніко-експлуатаційних властивостей одноциліндрового двигуна для малогабаритної техніки шляхом удосконалення механізму газорозподілу: Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С. Гжицького, 2025. 64 с.

Табл. 8; бібліогр. джерел 12.

У кваліфікаційній роботі проведений аналіз розвитку конструкції газорозподільного механізму двигунів внутрішнього згоряння по підвищенню потужності, економічності та зниженню токсичності відпрацьованих газів, шуму і вібрації.

На основі проведеного аналізу механізмів газорозподілу було запропоновано внести конструктивні зміни до механізму. Здійснено кінематичний розрахунок та виконано розрахунок окремих деталей механізму газорозподілу.

Результати техніко-економічного розрахунку підтверджують перспективність досягнення економічного ефекту завдяки зменшенню механічних втрат.

Зміст

Вступ	6
1. Застосування малогабаритної техніки	7
2. Технологічна частина	14
2.1 Аналіз конструкцій механізму газорозподілу	14
2.2. Розташування клапанів та їх конструкція	15
2.3. Привід механізму газорозподілу	22
2.4. Вибір типу механізму газорозподілу	26
3. Конструктивна частина	32
3.1. Визначення основних розмірів горловини і клапана.....	32
3.2. Визначення часу відкриття клапана	33
3.3. Розрахунок пружини клапана	35
3.4. Перевірка пружини на резонанс	40
3.5. Розрахунок розподільного валу	41
3.6. Розрахунок штовхача.....	44
3.7. Розрахунок шліцевого з'єднання.....	45
3.8. Розрахунок приводу газорозподільного механізму	47
4. Охорона праці	50
4.1 Охорона праці в майстерні з ремонту техніки та виготовленню модернізованих вузлів	50
4.2 Аналіз небезпеки і шкідливості лабораторії для випробування ДВЗ	52
4.3 Обґрунтування і вибір проектованих заходів щодо профілактики травматизму і профзахворювань	53
4.4 Електробезпеність під час роботи на стенді для випробування автомобільних ДВЗ.....	55
4.5 Розрахунок освітлення	56
4.6 Розрахунок заземлення.....	57

5.	Розрахунок техніко-економічного ефекту	59
	Висновки та пропозиції	63
	Бібліографічний список	64

ВСТУП

На сьогоднішній день численні дослідницькі центри та автомобільні компанії активно концентрують свої зусилля на прискоренні розробки нових, удосконалених типів двигунів внутрішнього згоряння. Їхніми основними характеристиками є менший витрат пального, низька токсичність відпрацьованих газів і мінімальний рівень вібрацій.

Актуальність цієї проблеми сприяла проведенню масштабних досліджень і пошукових робіт, спрямованих на вдосконалення конструкції та робочого процесу сучасних поршневих двигунів внутрішнього згоряння. Паралельно ведуться роботи з розробки альтернативних силових агрегатів, серед яких особливий інтерес викликають роторно-поршневі, сфероїдальні та безшатунні двигуни.

Вирішити питання значного зменшення токсичності відпрацьованих газів разом із підвищенням паливної ефективності бензинових двигунів можливо через впровадження безшатунного механізму перетворення руху поршня. Як свідчать дослідження АДІ ДонНТУ та провідних зарубіжних компаній, використання безшатунного механізму дозволяє суттєво зменшити механічні втрати та оптимізувати робочий процес двигуна.

Новий двигун був розроблений для експериментальних досліджень перспективних систем і пристроїв, наприклад, механізмів для зміни ступеня стиску чи розділеної паливоподачі. Ці рішення мають потенціал значно покращити економічні та екологічні показники роботи двигунів.

У кваліфікаційній роботі був спроектований механізм газорозподілу для чотиритактного бензинового двигуна. У цьому двигуні перетворення руху поршня в обертальний рух колінчастого валу виконується за допомогою кривошипно-кулісного механізму, що забезпечує синусоїдальну траєкторію поршневого руху.

1. ЗАСТОСУВАННЯ МАЛОГАБАРИТНОЇ ТЕХНІКИ

На сьогоднішній день в аграрному секторі країни активно діють машинно-технологічні станції, які надають підтримку виробникам різних форм господарювання через засоби механізації. Однак їх обладнання здебільшого є високопродуктивним і орієнтованим на обробку великих площ, у той час як засобів механізації, спеціалізованих для плодоовочівництва, майже не представлено. До того ж висока вартість таких послуг часто знижує рентабельність господарств.

У процесі розпаювання земель та створення господарств із садами загальною площею до 30 гектарів інтенсивно зростає попит на малогабаритну техніку. Хоча продуктивність таких машин є невеликою, їхня доступна собівартість, широкі технологічні можливості та мінімальні витрати на обслуговування забезпечують ефективне використання. Так само й ціна сільськогосподарських машин, що агрегатуються з малогабаритними енергетичними засобами, істотно нижча.

Властивості малогабаритної техніки від різних виробників досліджували спеціалізовані машино-випробувальні станції та інші інституції, які займаються сертифікацією технічного обладнання. Зокрема, керівник експертної науково-технічної групи "Нові технології" кандидат технічних наук В. Данченко відзначив високу якість продукції італійських і китайських виробників. Європейські країни демонструють успішний досвід використання такої техніки, що підтверджує її актуальність.

В Україні сьогодні існує широкий вибір малогабаритних енергетичних засобів, утім спектр моделей, здатних працювати в агрегаті з сільськогосподарськими машинами спеціально для садівництва, є доволі обмеженим. Вітчизняне виробництво мотоблоків та відповідного навісного обладнання для них здійснюється в невеликих серіях. Серед найбільш популярних моделей за обсягом продажів на даний момент лідирують мотоблоки російського виробництва "Нева" і "Салют", які можуть

оснащуватися двигунами компаній Briggs&Stratton (США) та Lombardini (Італія) [1].

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика мотоблоків

Показники	Нева-2к	Салют 5-и	Салют 5-ДК	Салют 5-БС
Експлуатаційна потужність, кВт (к.с.)	4,5 (6,2)	3,9 (5,3)	4,0 (5,5)	4,0 (5,5)
Тактність двигуна	4	4	4	4
Паливо	Бензин А-92	Бензин А-95	Бензин А-92	Бензин А-95
Витрата палива, кг/год	2,0-2,5	2,0	2,0	1,5
Кількість передач (вперед + назад)	4+2	2+1	4+2	4+2
Ширина захвату ґрунтообробних знарядь, см	85	35-60	35-60	35-60
Маса базової моделі, кг	98	80	80	80
Орієнтовна вартість, грн.	23500	23500	25200	33600

У країнах Західної Європи виробляється понад п'ятдесят моделей мотоблоків, призначених для садівництва. Однак ці механізовані засоби часто не можуть забезпечити виконання завдань у встановлені агротехнічні терміни. Через це більшого поширення набули малогабаритні трактори, основні характеристики яких наведено в таблиці 1.2. Харківський тракторний завод розробив низку компактних колісних тракторів, серед яких базовою моделлю є Т-012. Ці трактори оснащуються двигунами, що мають різне походження: СК-12 (карбюраторний) виробництва ПЗМД, Казахстан; F-2М (дизельний) від Doutz, Німеччина; 103-6 (дизельний) марки Perkins, Англія; 2ДТ (дизельний) виготовлення ПО "ЗІМ", Україна; 303447 (карбюраторний) від Briggs&Stratton, США. У наших природно-кліматичних умовах високу ефективність демонструють мінітрактори виробництва китайських, чеських і італійських компаній.

Вибір раціонального варіанта машинно-тракторного агрегату (МТА) здійснюється за критерієм мінімізації витрат. Було проведено аналіз ефективності використання зазначених енергетичних засобів для виконання

таких операцій: скошування трави між рядками й під кронами дерев, культивування і фрезерування ґрунту, обприскування крон та транспортування. У садах площею до 5 гектарів із схемою посадки 4×4 метри мінімальна вартість виконання одиниці роботи в межах 64–98 грн/га досягається завдяки використанню мотоблоків. Подібні агрегати відзначаються високою маневровістю, що робить їх особливо доцільними при обробці пристовбурних смуг, оскільки вони мінімізують ризик пошкодження крон дерев і ущільнення ґрунту.

Таблиця 1.2 - Техніко-економічні показники малогабаритних тракторів

Виробник і модель	Двигун			Кількість передач (вперед + назад)	Маса без баласту, кг	Орієнтовна вартість, грн.
	тип	потужність, кВт (к.с.)	питома витрата палива, г/кВт год			
БАТ “ХТЗ” (Україна) Т-012	карб.	8 (11)	261	4+2	720	6360
“МТЗ” (Білорусь) МТЗ-0,82 БС	карб.	10,3 (14)	296	4+3	394	14440
СІНТАЙ 180 (Китай)	диз.	13,2 (18)	250	6+2	820	16660
Agrostroj (Чехія) МТ8-050	диз.	13,2 (18)	180	8+8	1130	39400
S.E.P. (Італія) Gulliver 418 HST	диз.	11,8 (16)	110	гідромех. транс.	553	66250

Дослідження показують, що при збільшенні обсягів робіт (понад 10 га) витрати на одиницю площі під час обробки ґрунту з мотоблоками є вищими порівняно з використанням мінітракторів. У садах зі схемами посадки 6×4 та 6×6 м збільшується кількість проходів у міжряддях через відносно вузький захват знарядь, які використовуються разом із мотоблоками. Аналіз підтверджує, що найменші витрати на одиницю виконаної роботи (86-120 грн/га) досягаються при застосуванні вітчизняних малогабаритних тракторів, що свідчить про їх високу ефективність [2].

У технології вирощування кісточкових і зерняткових плодів найбільш складними агротехнічними заходами вважаються обрізка гілок для формування крони, догляд за нею та омолодження. Найкраще освітлення і регулювання часу вступу дерев у плодоношення забезпечується обрізкою молодої крони від одного до чотирьох років. Для збереження продуктивності насаджень потрібно регулювати гілкоутворення та видаляти хворі чи сухі гілки.

Техніка обрізки поділяється на вибірккову (для видалення гілок всередині крони) та контурну (по зовнішньому контуру), що вимагає значних трудозатрат, особливо при збільшенні розмірів і гілкоутворення крони.

Знижувати шкідливий вплив обрізки можна правильним вибором термінів та забезпеченням гладкого зрізу без задирок кори. Рекомендується проводити обрізку після опадання листя при температурі повітря не нижче 3-4°C. Однак, через часті перепади температур, почастишали випадки підмерзання камбію, що ускладнює заживання ран. У зимових сортів яблунь також спостерігається підмерзання гілок через низький рівень накопичених цукрів, що знижує їх стійкість до морозів.

Дослідження вчених свідчать, що дерева кісточкових порід дуже чутливі до холодів, тому догляд за їх кроною рекомендується проводити на початку весни до початку сокоруху. Це затримує розпускання бруньок і початок росту пагонів, що важливо для захисту квітів від пізніх заморозків. Через ці особливості, оптимальні терміни обрізки крон обмежуються до 15-20 днів, що підвищує інтенсивність виконання робіт [3].

Зменшення трудомісткості під час обрізки гілок та дотримання агротехнічних термінів можливе завдяки використанню сучасних засобів малої механізації, які працюють за рахунок електричного, пневматичного, гідравлічного приводів або двотактного двигуна внутрішнього згоряння. У спеціалізованих господарствах із великими площами промислових садів для формування та проріджування крон застосовують платформи ПОС-0,5 і ПКО-0,7, укомплектовані пневматичними секаторами СП-15 та гілкорізами

СПГ-25. Роботи з контурної обрізки крон виконуються за допомогою машини МКО-3, що встановлюється на трактори класу 1.4 або 2. У Німеччині подібні роботи проводять машинами марок Р-800 і Р-810, обладнаними дворучними та одноручними пневматичними секаторами, призначеними для контурної обрізки.

Проте в господарствах із площею саду до 30 га ефективність використання такої крупногабаритної техніки досить низька через недостатнє робоче навантаження. Тому фермери, які недавно заснували сади або оновили існуючі насадження, все частіше віддають перевагу сучасній компактній техніці, що активно з'являється на вітчизняному ринку.

Суттєвих успіхів у виробництві високоякісної малогабаритної садової техніки досягли чимало компаній, зокрема такі бренди як Bosch та Alko (Німеччина), Partner (Швеція), Flymo і Makita. Їхня продукція доступна в усіх обласних центрах і супроводжується сервісним обслуговуванням та ремонтними послугами. Для зниження вартості садового інструменту було б доцільно організувати складання такої техніки на базі існуючих машинобудівних заводів [4].

Серед легких (2,5-3 кг) інструментів для обрізки виділяються гілкорізи ASG 52 і ASG 52ACCU з електричним приводом потужністю 250 Вт, які живляться від 12-вольтової акумуляторної батареї. Ці інструменти оснащені ріжучим ланцюгом, що обертається зі швидкістю 720 обертів на хвилину і здатний перерізати гілки діаметром до 52 мм. Щоб уникнути заклинювання ланцюга під час роботи з товстими гілками, рекомендується спочатку підрізати їх знизу, а потім завершувати обрізку зверху. Телескопічна штанга забезпечує зрізання гілок на висоті до 4,3 м і може фіксуватись у будь-якому положенні для максимальної зручності [5].

Ланцюгова пила UC120DWA-EX-Set оснащена шиною довжиною 115 мм, по якій ланцюг рухається зі швидкістю 160 м/хв. Це дає змогу ефективно розпилювати гілки діаметром до 11 см. У стандартний комплект входить і телескопічна штанга, що розширює функціональність.

Для акуратного обрізання гілок діаметром до 15 мм найкраще підійде електросекатор 4603DW-Set, здатний працювати від акумуляторної батареї напругою 14,4 В.

У великих садах понад 5 га, особливо тих, що розташовані далеко від садиб, рекомендується використовувати гілкоріз Husqvarna 250PS. Завдяки телескопічній штанзі він дозволяє зрізати гілки діаметром до 15 см на висоті до 7 м, залишаючись при цьому на землі. Конструкція передбачає можливість регулювати положення ріжучого апарату відносно штанги, що забезпечує зручність у роботі. Автоматичне змащування ланцюга здійснюється через гідроканали, вбудовані в штангу. Двигун гілкоріза переноситься в спеціальному ранці, що рівномірно розподіляє навантаження на плечі та стегна працівника й оснащений системою зменшення вібрації. Технічні параметри інструмента детально наведені в таблиці.

Гідросекатор Husqvarna 235P демонструє високу продуктивність завдяки комплекту ножиць для зрізання гілок діаметром до 40 мм та ножу. Штанги доступні у двох варіантах довжини: 2 і 4 м, оскільки на більших відстанях складніше точно потрапити у тонкі гілки між лезами. Двигун розташовується у ранці за спиною працівника, що забезпечує максимальну свободу дій, а управління здійснюється за допомогою кнопок на штанзі [6].

Для формувальної обрізки крон доцільно використовувати кущорізи різних типів — брусового чи роторного. До роторних кущорізів належить Husqvarna 252RX, який дозволяє зрізати гілки та підкошувати траву завдяки змінним робочим органам. Для обрізання гілок використовуються двадцятизубчасті диски діаметром 200 і 225 мм, що обертаються зі швидкістю від 9200 до 13500 обертів за хвилину. Для підкошування трави застосовуються трьох- або чотиризубчасті диски, а також ріжуча головка з жилкою діаметром 3 мм. Робочі елементи приводяться в рух карбюраторним двигуном потужністю 2,4 кВт через вал довжиною 1384 мм і редуктор з передачею під кутом 25°, що запобігає защемленню інструмента та покращує умови роботи.

У порівнянні з брусовими кущорізами, роторні моделі мають меншу робочу ширину захвату та дещо нижчу якість зрізу. Проте вони здатні розрізати гілки більшого діаметра і виконувати додаткову функцію скошування трави під деревами.

Ефективність використання малогабаритної техніки значною мірою визначається правильною організацією праці. Робітнику варто надавати одночасно обидва типи інструментів: для обрізання скелетних гілок великого діаметра всередині крони та контурного обрізання гілок вищого порядку. Розподіл цих операцій окремо призводить до додаткових витрат часу, оскільки потрібно повторно оглядати крону й шукати місця для обрізання. Завдяки поступовому зростанню функціональних можливостей сучасних засобів для обрізки дерев зменшується необхідність у придбанні різноманітних типів інструментів.

2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Аналіз конструкцій механізму газорозподілу

Газорозподільний механізм виконує функцію подачі в циліндри двигуна свіжої горючої суміші (у випадку карбюраторних і газових двигунів) або повітря (у дизельних двигунах), а також випуску відпрацьованих газів. У процесі проектування таких механізмів прагнуть створити конструкцію, яка забезпечує максимальну ефективність заповнення циліндрів свіжою сумішшю та якісне очищення від залишків газів.

Сьогодні в двигунах автомобілів і тракторів найчастіше використовуються клапанні механізми газорозподілу. Інші системи, такі як золотникові механізми із гільзами, шайбами чи різновидом циліндричних і конічних золотників, мають певні переваги у вартості виготовлення чи обслуговування, проте поступаються класичним тарілчастим клапанам за складністю ущільнення робочих зон і надійністю роботи [7].

Однією з ключових переваг клапанних механізмів є висока ефективність ущільнення, що забезпечується тим, що при високому тиску в циліндрі клапан залишається нерухомим і щільно прилягає до сидла під впливом тиску самих газів. Саме завдяки цьому клапанні механізми здобули домінуючу роль у конструкціях двигунів внутрішнього згоряння для автомобілів і тракторів.

У процесі проектування сучасних механізмів газорозподілу інженери стикаються зі складними завданнями. Для досягнення оптимальних потужностних й економічних характеристик двигуна важливо забезпечити максимально ефективний обмін робочого середовища в циліндрах. Одночасно, кожна деталь і весь механізм у цілому повинні демонструвати стійку та надійну роботу у будь-яких режимах швидкості та навантаження.

Однак сучасні високообертові двигуни автомобілів із верхнім розташуванням клапанів та нижнім розподільним валом створюють додаткові виклики. Значне зростання напруженості у роботі деталей таких механізмів вимагає розробки рішень для підвищення їхньої зносостійкості й

довговічності. Це спровокувало необхідність глибоких теоретичних і експериментальних досліджень у цій сфері.

На сучасному етапі одним із найбільш ефективних способів підвищення довговічності деталей механізму газорозподілу є ретельний вибір матеріалів, що оптимально відповідають умовам їхньої експлуатації. Важливу роль відіграє і забезпечення належного тепловідведення, особливо від випускних клапанів, а також організація достатнього змащення поверхонь тертя деталей. Застосування примусового обертання клапанів і впровадження низки інших технічних заходів також сприяють збільшенню надійності механізму. Увага акцентується на аналізі кінематики та динаміки механізму газорозподілу, оскільки помилки в його конструкції можуть не лише знижувати потужність і максимальні оберти двигуна, а й призводити до його швидкого виходу з ладу.

Досягнення в галузі газорозподільних механізмів дозволяють розробляти автомобільні двигуни, які зі стандартними системами газорозподілу здатні працювати на швидкостях 5000-6000 обертів за хвилину і більше. Це свідчить про значний прогрес у створенні надійних механізмів для високооборотних силових установок автомобілів [8].

Для визначення оптимального типу механізму газорозподілу для проєктованого двигуна виконаємо стислий аналіз існуючих варіантів конструкцій.

2.2. Розташування клапанів та їх конструкція

Залежно від розташування клапанів, механізми газорозподілу поділяються на три основні типи:

1. Механізми з нижніми (бічними) клапанами, які поступово втрачають популярність у карбюраторних і газових двигунах.

2. Механізми з верхніми (підвісними) клапанами, що широко застосовуються в карбюраторних, газових і дизельних двигунах.

3. Механізми зі змішаним розташуванням клапанів, де впускний клапан розташований зверху, а випускний — збоку. Цей варіант іноді використовується в карбюраторних і газових двигунах.

Для підвищення ефективності наповнення двигуна діаметр впускного клапана зазвичай роблять більшим за діаметр випускного. Ситуація, коли обидва клапани мають однакові розміри і виготовлені зі сталі одного складу, є досить рідкісною.

Верхні клапани зазвичай розташовуються в головці блоку циліндрів, тоді як бічні знаходяться безпосередньо в блоці циліндрів. Бічні клапани розміщаються звичайно в один ряд (рис. 2.1). Їхня робота забезпечується штовхачами, які діють від загального розподільного вала. Впускні та випускні клапани можуть бути розташовані або парами, або чергуватися. У разі парного розташування впускні канали можна об'єднати, що спрощує конструкцію трубопроводів і зменшує кількість каналів у блоці. При цьому випускні канали не об'єднуються, що сприяє ефективнішому охолодженню клапанів.

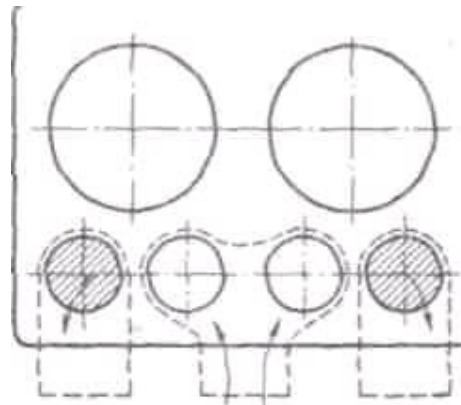


Рисунок 2.1. Схема розташування бічних клапанів

У сучасній конструкції двигунів з верхнім розташуванням клапанів, характерному для всіх дизельних і переважної більшості бензинових автомобільних двигунів, найбільш поширеною є система з двома або більше клапанами на кожен циліндр. Клапани можуть бути розташовані в один або два ряди.

Для бензинових двигунів з однорядним розташуванням клапанів і підігрівом впускного трубопроводу, впускні та випускні трубопроводи зазвичай розміщують на одній стороні головки циліндрів. У двигунах з дворядним розташуванням клапанів і V-подібних двигунах, ці трубопроводи розташовують з обох сторін головки. Така компоновка трубопроводів допомагає знизити підігрів впускного трубопроводу, що в свою чергу підвищує коефіцієнт наповнення двигуна.

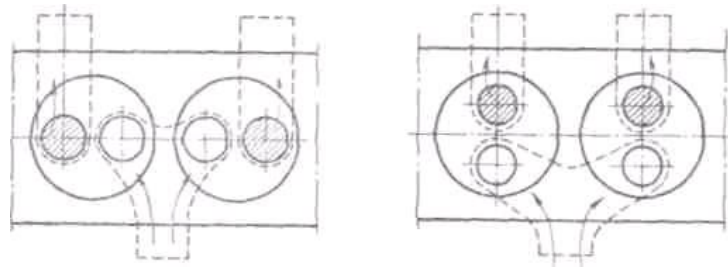


Рисунок 2.2 Схема розташування двох клапанів на циліндр

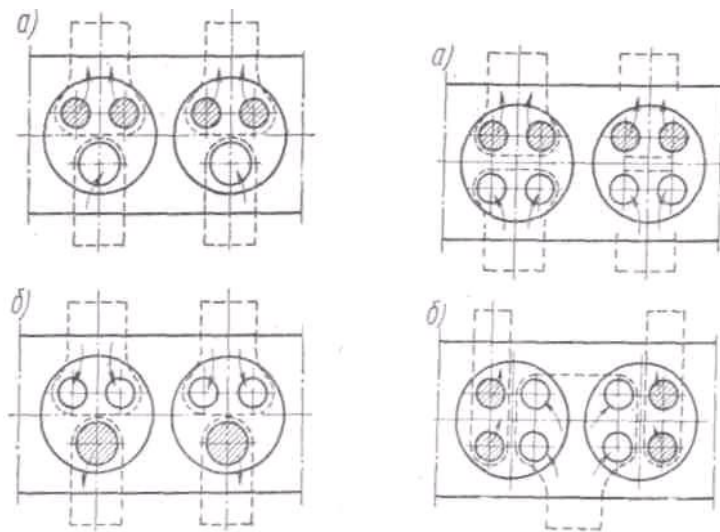


Рисунок 2.3 Схема розташування трьох й чотирьох клапанів на циліндр

Щоб покращити наповнення циліндрів, знизити температуру випускних клапанів та зменшити масу рухомих частин газорозподільного механізму на один клапан, у поточних моделях двигунів іноді встановлюють три, чотири або навіть п'ять клапанів на циліндр.

В автомобільних двигунах з чотирма клапанами на циліндр, якщо клапани одного типу розміщені в одному ряді, їх приводять в дію найчастіше за допомогою розподільчих валів на головці циліндрів. Ці вали діють безпосередньо на тарілки клапанів через кулачки.

Основними компонентами клапана є головка та стрижень. Для зменшення гідравлічних втрат при впуску й випуску перехід від головки до стрижня виконують максимально плавним. Впускні клапани зазвичай виготовляють із плоскими головками через простоту їхньої конструкції. Однак у випадках, коли впускний клапан має великий діаметр, доцільніше використовувати головку тюльпаноподібної форми. Така конструкція вирізняється відмінною аеродинамічною обтічністю з боку стрижня та забезпечує високу жорсткість при невеликій масі. Проте виготовлення тюльпаноподібних головок є складнішим, ніж інших типів. Для випускних клапанів, які піддаються високим тепловим навантаженням, зазвичай застосовують опуклі головки, які демонструють підвищену жорсткість і кращу обтічність з боку циліндра.

Клапани, особливо випускні, працюють в умовах значної теплової напруги. Температура головки впускного клапана при максимальному навантаженні двигуна може сягати 300–400°C, тоді як для випускного ця цифра становить 600–900°C. Такі високі температури випускних клапанів обумовлені насамперед сильним нагріванням під час процесу випуску.

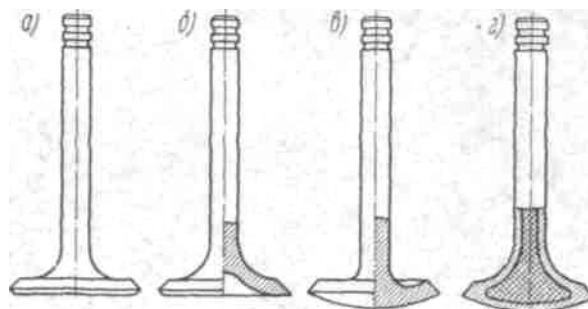


Рисунок 2.4 Форми головок клапанів

Клапани піддаються корозійній дії газів, що ставить підвищені вимоги до матеріалів, з яких вони виготовляються. Матеріал клапанів повинен мати високу стійкість до корозії та зношування, оскільки умови змащування

стрижня клапана є незадовільними. Впускні клапани зазвичай виробляють зі сталей, таких як 40Х, 40ХНМА та інші, тоді як випускні клапани виготовляють із сталей типу ЭСХМ8, Х12Н7С тощо.

У деяких випадках головку та стрижень випускного клапана виконують із різних матеріалів, які потім з'єднують методом електрозварювання. Наприклад, стрижень випускного клапана може бути з сталі 40Х, а головка — зі сталі Х10СМ. Більша частина тепла, яке поглинає клапан, відводиться через його сідло. Щоб підвищити зносостійкість, сідла часто роблять вставними. Такі вставки у вигляді кілець зі спеціального чавуну встановлюють для випускних клапанів більшості сучасних автомобільних і тракторних двигунів [9, 10].

Зниження температури випускних клапанів можливе за рахунок збільшення діаметра стрижня клапана та подовження прямої втулки. Водночас слід враховувати, що надмірне подовження втулки може погіршити очищення циліндрів від випускних газів.

У форсованих двигунах випускні клапани часто виконують із внутрішньою порожниною (рис. 2,4, г), яка заповнюється на 50-60% легкоплавкою речовиною, наприклад, натрієм або спеціальними солями. Під час роботи двигуна ця речовина плавиться та активно переміщується, забезпечуючи ефективніше відведення тепла від головки до стрижня клапана і тим самим запобігаючи її перегріванню.

Для зручності ремонту прямої втулки клапанів також роблять вставними. Їх виробляють із перлітного сірого чавуну або алюмінієвої бронзи, пресуючи в отвори головки циліндрів (для підвісних клапанів) або блоку (для бічних клапанів). У деяких малолітражних двигунах із бічними клапанами втулки не використовують, а роль прямих виконують отвори в блоці циліндрів.

Щоб уникнути заїдання стрижня випускного клапана, у нижній частині втулки іноді роблять отвір із більшим діаметром, ніж у верхній (див. рис. 2.5, а). Схожого ефекту можна досягти, використовуючи клапани зі стрижнями східчастої конструкції (див. рис. 2.5, б).

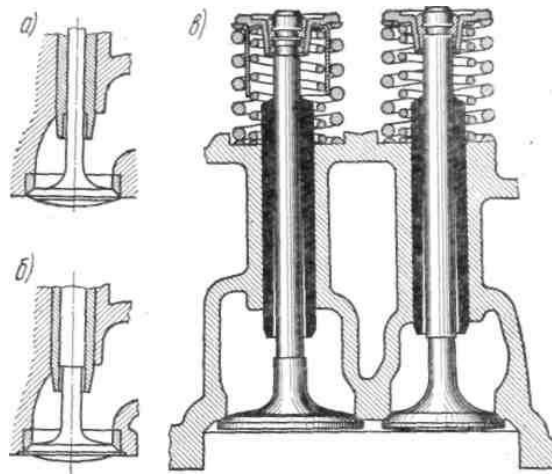


Рисунок 2.5 Напрямні втулки клапана

Для двигунів з наддувом верхню частину напрямних втулок впускних клапанів іноді конструюють із внутрішньою фаскою, яка створює порожнину для збору оливи. У двигунах без наддування така конструкція небажана, оскільки під час впускного ходу може спричиняти збільшене втягування оливи в циліндри двигуна.

Опорна поверхня або сідло клапана в автомобільних і тракторних двигунах може бути виконана безпосередньо в блоці або головці циліндрів, а також виготовлена у формі вставного кільця. У чавунних блоках і головках вставні кільця застосовуються лише для впускних клапанів, тоді як у блоках і головках із легких м'яких сплавів — для обох типів клапанів. Зазвичай сідла виготовляють із легованого чавуну, а для форсованих двигунів — із жаротривкої сталі. Бічна зовнішня поверхня вставного сідла має циліндричну або конічну форму. Циліндричні вставки запресовують до упору [11].

До клапанних пружин висувуються такі основні вимоги:

1. Пружина повинна забезпечувати надійне прилягання клапана до сідла в моменти його закриття.
2. Не допускати відриву клапана від штовхача (або наконечника коромисла) та штовхача від кулачка під час руху з негативним прискоренням.
3. Розміри та форма пружини мають гарантувати відсутність вібрацій під час роботи в штатних режимах.

Для зменшення кількості різновидів деталей двигуна використовуються однакові пружини як для впускних, так і для випускних клапанів. У конструкціях автомобільних і тракторних двигунів найчастіше застосовуються циліндричні клапанні пружини з постійним (рис. 2.6, а) або змінним (рис. 2.6, б) кроком витків. Пружини, виготовлені з круглого дроту, зазвичай мають від 5 до 10 робочих витків. Як правило, кількість робочих витків на два менша за загальну кількість витків пружини.

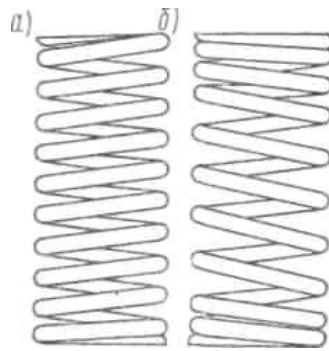


Рисунок 2.6 Варіанти клапанних пружин

У двигунах із бічними клапанами встановлюється здебільшого по одній пружині на клапан. Для двигунів із підвісними клапанами, з метою зменшення габаритної висоти та зниження навантажень на клапан, використовують дві короткі пружини. У таких випадках пружини зазвичай підбираються так, щоб їхні сили були приблизно однаковими. Іноді конструкція передбачає, що зовнішня пружина розвиває 60-70% від загального зусилля. Це рішення дозволяє механізму газорозподілу продовжувати функціонувати навіть у разі поломки внутрішньої пружини, яка найчастіше піддається більшому навантаженню. Щоб уникнути потрапляння зламаних витків внутрішньої пружини між витками зовнішньої, обидві пружини роблять із різним напрямком навивки.

У двигунах із підвісними клапанами й нижнім положенням розподільного вала іноді на клапан встановлюється лише одна пружина, тоді як друга пружина, яка служить для полегшення роботи штанг і коромисел, розміщується всередині штовхача. У таких конструкціях клапан оснащується

спеціальним пристроєм, що запобігає його падінню в циліндр у разі поломки пружини. Трипроставкові системи пружин на одному клапані зустрічаються рідко.

Для виготовлення клапанних пружин використовується високоякісний сталевий дріт зі сплавів, таких як 65М, 50ХВА, 50ХФА тощо. Щоб підвищити втомну міцність, пружини проходять спеціальну обробку. Для захисту від корозії застосовуються методи оксидування, оцинковування чи покриття лакофарбовими матеріалами, такими як лаки або емалі.

2.3.. Привід механізму газорозподілу

Розподільний вал відіграє ключову роль у передачі руху клапанам від колінчастого валу. Його конструкція зазвичай є монолітною, включаючи кулачки та механізми для приводу додаткових вузлів двигуна, таких як паливні та масляні насоси, переривники-розподільники тощо. Встановлення розподільного валу проводиться зазвичай у сталєбабітових або алюмінієвих підшипниках, кількість яких переважно відповідає числу корінних підшипників колінчастого валу.

При нижньому положенні осі розподільного вала його підшипники запресовуються в отвори на стінках або перегородках картера чи блоку двигуна. У випадку верхнього розташування, їх закріплюють у кронштейнах, встановлених у головці блоку. Осьову стабільність верхнього розподільного валу забезпечують спеціальні буртики, які впираються в торці підшипника біля шестерні приводу. Сам підшипник може бути виконаний зі знімною кришкою.

Матеріал для виготовлення розподільних валів включає вуглецеві сталі (40, 45), леговані хромисті (15Х), хромонікелеві (12ХН3А) та нікельмолібденові (15НМ) сталі. У деяких випадках застосовують литі вали з легового чавуну.

Розподільні вали залежно від їхнього розташування приводяться в рух через шестерні, ланцюгові або ремінні передачі, а також проміжні вали з конічними чи гвинтовими шестернями.

У випадку нижнього розташування розподільного валу його шестерня з'єднується з шестернею колінчастого валу безпосередньо або через ланцюг. Для верхніх валів, у деяких випадках, передача здійснюється через проміжну шестерню. Такі вали можуть приводитися в рух і ланцюговою передачею, і проміжними валами. Прямий привод верхнього розподільного вала через циліндричні шестерні через складність і громіздкість конструкції використовується рідко.

Ланцюговий привод представлений зубчастими та роликовими ланцюгами. Останні зазвичай комплектуються натяжними пристосуваннями. Зубчасті ланцюги, виготовлені з широких ланок, у деяких випадках встановлюються й без натягувачів.

Серед переваг ланцюгового привода можна виділити здатність передавати рух на значну відстань між розподільним і колінчастим валами, відносно тиху роботу, простоту конструкції та меншу вагу порівняно з іншими типами передач. Слабкими місцями є зношування й витягування ланцюгів, що може викликати погіршення роботи газорозподільного механізму, навіть із натяжними пристроями.

Приводи верхніх розподільних валів за допомогою зубчатоременних передач набули значного поширення завдяки своїм перевагам над іншими типами передач. Зубчасті ремені з синтетичних матеріалів (наприклад, неопрену), армовані тросами з нержавіючої сталі або скловолокном, мають незначне подовження, що дозволяє використовувати їх переважно без натяжних механізмів. Для довгих ременів можуть передбачатися спеціальні пристосування для регулювання натягу.

У порівнянні з роликовими ланцюгами зубчасті ремені відрізняються простотою конструкції, дешевизною та відсутністю схильності до вібрацій, через що демпфери зазвичай не потрібні. Шестерні для таких передач

виконуються зі сталі, чавуну або пластмас, що забезпечує належну міцність і довговічність їхньої роботи.

У деяких конструкціях двигунів передача руху до верхніх розподільних валів здійснюється через конічні шестерні з використанням проміжних валів. Проте додавання таких валів збільшує загальні габарити двигуна.

Штовхачі відіграють важливу роль у безпосередній передачі руху до клапанів (або бічних клапанів) чи до штанг системи газорозподілу (у двигунах із підвісними клапанами). Вони приймають на себе бічні зусилля, що передаються від кулачка, розвантажуючи таким чином стрижні та напрямні втулки як бічних, так і підвісних клапанів.

У двигунах із бічними клапанами штовхачі виготовляються з верхньої та нижньої головками. Натомість у штовхачах підвісних клапанів можлива лише одна головка. Конструкція головок штовхачів поділяє їх на грибоподібні, циліндричні та роликові. Застосування роликових штовхачів зустрічається рідко. Щодо третьової поверхні нижньої головки, вона може бути плоскою, а також сферичною.

Штовхачі з плоскими головками відзначаються простотою конструкції та є дешевшими у виробництві порівняно з роликовими. Водночас, за терміном міжремонтної експлуатації вони дещо поступаються штовхачам із сферичними головками.

У системах газорозподілу з верхніми розподільними валами, які зазвичай використовуються в карбюраторних двигунах з великою частотою обертання, рух клапанами часто передається за допомогою одноплечих важелів через чашеподібні штовхачі або безпосередньо від кулачків, які впливають на тарілки клапанів. Такі конструкції характеризуються необхідною жорсткістю та мінімальною кількістю рухомих відносно легких деталей.

Для забезпечення щільного прилягання клапана до сідла в автомобільних і тракторних двигунах передбачені механізми для

регулювання зазору. Цей зазор може знаходитися між самим клапаном і кулачком (в умовах прямого впливу кулачка), між клапаном і штовхачем (у випадку бічних клапанів) або між клапаном і наконечником коромисла (в двигунах із верхніми клапанами).

Регулювання зазору зазвичай виконується за допомогою штовхача, що вкручується у верхню частину або один із кінців коромисла (при підвісних клапанах), і фіксувального болта зі стопорною контргайкою.

У автомобільних двигунах іноді застосовують гідравлічні штовхачі. У цьому випадку зазор між стрижнем клапана й штовхачем (або коромислом) вибирається автоматично.

Матеріали для виготовлення штовхачів включають відбілений чавун, сталь 35 із наплавленням тарілки штовхача легованим відбіленим чавуном, а також цементовані сталі, зокрема сталь 15Х та інші.

Штанги механізму газорозподілу повинні забезпечувати достатній опір поздовжньому вигину. Для зменшення ваги їх часто виготовляють порожнистими. На обох кінцях штанги запресовуються наконечники: у нижній частині — кульовий, у верхній частині — із сферичним гніздом або також кульовий. Матеріалами для виготовлення штанг слугують сталі або алюмінієві сплави.

Коромисло призначене для передавання зусилля від штанги до стержня клапана. Воно є двоплечим важелем, що монтується на осі за допомогою втулок або, значно рідше, на роликівих чи кулькових підшипниках. Один кінець коромисла спирається на стержень клапана, причому його опорна поверхня проходить цементацію для підвищення зносостійкості. На іншому кінці розташовується регулювальний гвинт, який спирається на наконечник штанги з кульовою головкою або сферичним гніздом. Регулювальний гвинт фіксується від обертання контргайкою або стяжним гвинтом (у випадку нерівних плечей коромисла).

Змащування втулок і кінців коромисла здійснюється за допомогою моторної оливи, яка подається під тиском через порожнисту вісь і отвори у

конструкції коромисла. Для виготовлення коромисел застосовують вуглецеві або леговані хромонікелеві сталі, а також ковкий чавун.

2.4. Вибір типу механізму газорозподілу

Конструкція двигуна, що функціонує на визначеному типі палива, значною мірою залежить від системи газорозподілу. Ключовими параметрами, які впливають на наповнення циліндрів і, відповідно, на потужність двигуна, є розміри прохідних перерізів впускних та випускних клапанів, а також конфігурація впускних і випускних каналів.

Під час вибору типу і конструкції механізму газорозподілу першочергово визначають розташування клапанів. Воно безпосередньо впливає на форму камери згоряння, що, у свою чергу, обмежує максимально допустимий ступінь стиску (особливо в карбюраторних і газових двигунах) і визначає характер процесу згоряння. Це позначається на швидкості поширення полум'я та рівномірності роботи двигуна.

Як зазначалося раніше, бічне розташування клапанів використовується виключно в карбюраторних і газових двигунах. Високий ступінь стиску, характерний для дизелів, а також мала об'ємність їх камер згоряння зумовлюють застосування підвісних клапанів у таких двигунах. Водночас використання бічного розташування клапанів дозволяє знизити висоту двигуна, спростити структуру механізму газорозподілу і саму конструкцію головки циліндрів. У цьому випадку головка циліндрів виходить легшою і дешевшою у виробництві порівняно зі структурою двигунів з підвісними клапанами.

Однак така конструкція створює труднощі. Розміщення впускних і випускних клапанів усередині блоку двигуна ускладнює його конструкцію. Процес охолодження перемичок між клапанами, а також стінок між циліндром і каналами стає менш ефективним. Камери згоряння двигунів з бічними

клапанами є менш компактними, а їх гірші антидетонаційні властивості обмежують використання високих ступенів стиску. Такі двигуни здатні працювати на стандартних бензинах лише при відносно низькому ступені стиску, що не перевищує $\varepsilon=7,5$.

Енергетичні та економічні характеристики двигунів із бічними клапанами суттєво поступаються двигунам із верхніми клапанами. Це пояснюється не лише невисокими ступенями стиску, але й меншими коефіцієнтами наповнення та значними втратами тепла через стінки камери згоряння. Зокрема, втрати тепла залежать від співвідношення площі поверхні охолодження камери до її об'єму (FK/VC). У двигунах із бічними клапанами це співвідношення на 40–60% більше порівняно з верхньоклапанними двигунами. Зі збільшенням цього співвідношення зростає кількість газів, що контактують зі стінками камери згоряння, а також збільшуються теплові втрати в навколишнє середовище. Як наслідок, знижується економічність двигуна.

Збільшення показника FK/VC за рівних інших умов збільшує відстань від свічки запалювання до найвіддаленіших точок камери згоряння, створюючи умови для виникнення детонації. У таких умовах детонація спричиняється тривалою дією високих температур і тисків на незгорілу паливну суміш, що знаходиться у віддалених кутах камери згоряння.

До недоліків бічного розташування клапанів належить складна геометрія поверхонь камер згоряння, яка ускладнює їхню механічну обробку. Через це виникають розбіжності в об'ємах камер (V_c), а отже, і в ступенях стиску (ε). Несинхронність ступенів стиску між циліндрами двигуна призводить до нерівномірності теплових процесів і погіршення динамічних характеристик агрегату.

Серед переваг двигунів із бічними клапанами можна виділити меншу висоту головки циліндрів і самого двигуна, трохи нижчу питому вагу та простішу конструкцію механізму газорозподілу.

Двигуни з верхніми клапанами мають компактніші камери згоряння, які характеризуються меншим співвідношенням FK/VC , що забезпечує менші теплові втрати через стінки. Це також сприяє вищому індикаторному коефіцієнту корисної дії (ККД) у порівнянні з аналогами на основі бічного розміщення клапанів.

У компактній камері згоряння шляхи поширення полум'я від запальної свічки до найбільш віддалених точок камери залишаються відносно короткими, що сприяє поліпшенню її антидетонаційних властивостей. Це, у свою чергу, дозволяє значно підвищити ступінь стиску при використанні бензинів із високим октановим числом. Автомобільні двигуни з верхніми клапанами можуть працювати на високооктанових бензинах із ступенями стиску в діапазоні $\epsilon = 10-12$, і за своїми паливно-економічними показниками вони наближаються до дизельних двигунів, що мають розділені камери згоряння.

Двигуни з верхніми клапанами демонструють коефіцієнт наповнення, що перевищує відповідний показник у двигунів з бічними клапанами на 10-15%. Це досягається завдяки вдалішим конструкціям впускних і випускних каналів, які мають менші гідравлічні опори та більшу площу прохідних перетинів впускних клапанів, що стало можливим завдяки збільшенню їх діаметра.

До недоліків механізмів газорозподілу з верхніми клапанами входить вища вартість та більша кількість компонентів у випадку нижнього розташування розподільного вала. Це стосується штанг, коромисел, стійок, валиків коромисел, а також системи підведення мастила до цих елементів, яка є суттєво складнішою, ніж у двигунах із бічними клапанами.

За умови верхнього розташування розподільного вала виникають складнощі з його приводом, що також призводить до збільшення висоти головки циліндрів. У результаті загальна висота двигуна (при вертикальному положенні циліндрів) або ширина (у разі горизонтального розташування циліндрів) також зростає.

Однак верхнє розташування розподільного вала має свої переваги: воно дозволяє значно зменшити інерційні сили деталей механізму газорозподілу. Невеликі сили інерції клапанів і клапанних пружин не обмежують можливість підвищення обертів двигуна, забезпечуючи при цьому стабільну роботу газорозподільного механізму.

До недоліків таких механізмів можна також віднести ускладнену конструкцію головки циліндрів (хоча конструкція блоку циліндрів при цьому спрощується), збільшення маси елементів газорозподільного механізму на 50-75%, а також певне загальне збільшення ваги двигуна.

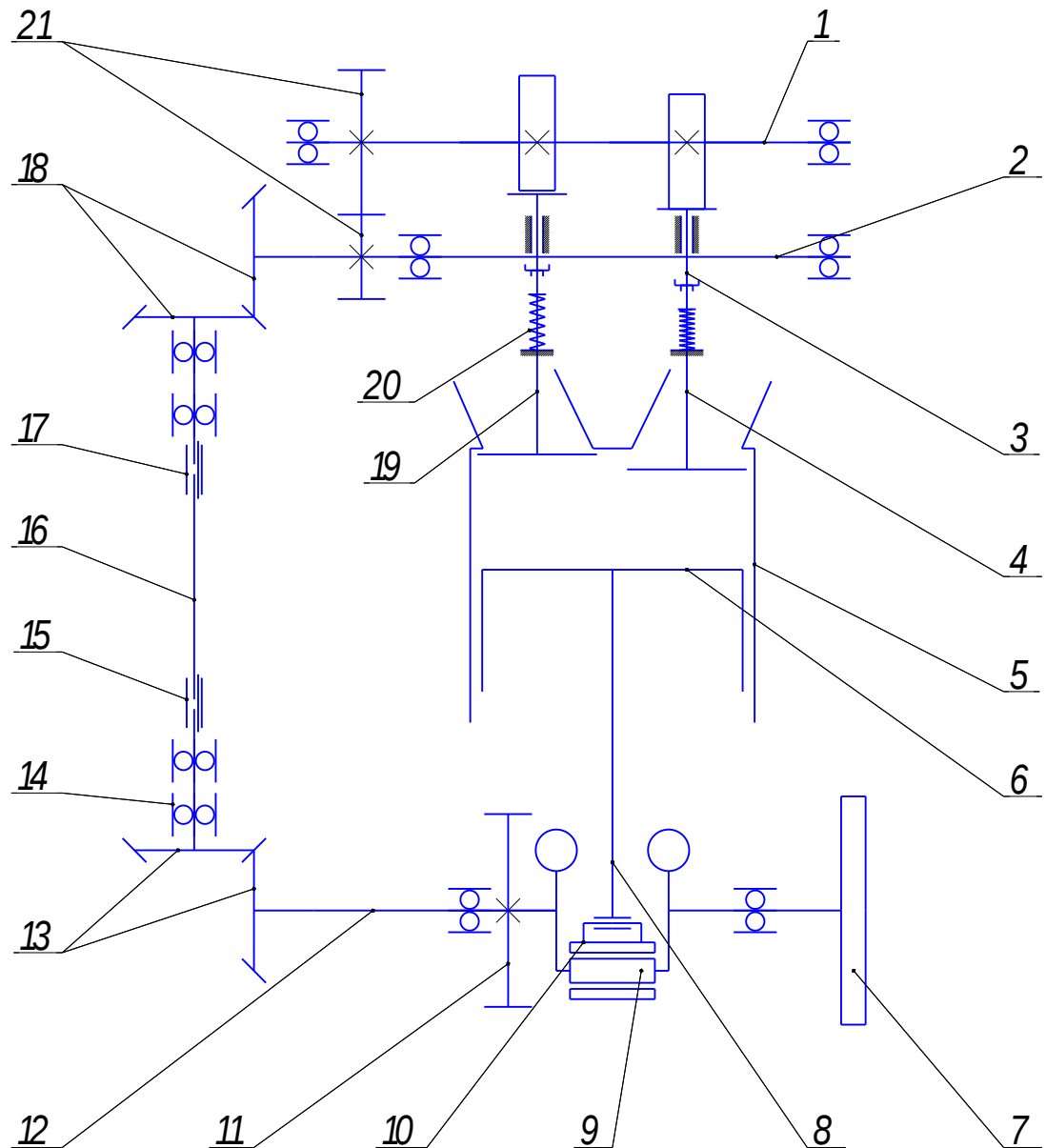
У двигунах із розташованими клапанами зверху та нижнім розподільним валом виникають значні інерційні сили деталей газорозподільного механізму, що при збільшенні частоти обертів двигуна можуть призвести до порушення його стабільної роботи.

Втім, переваги таких механізмів газорозподілу виявляються настільки вагомими, що останнім часом вони отримали широке застосування у всіх бензинових і газових двигунах.

Проектований двигун розроблений для експериментальних досліджень і встановлення на тестувальний стенд, тому його висота не обмежена. Розглянувши всі переваги та недоліки доступних механізмів, а також складнощі, пов'язані з їх проектуванням, виготовленням і монтажем, для цього двигуна обрано систему газорозподілу з підвісними клапанами та верхнім розташуванням розподільного вала (рис. 2.7). Привід розподільного вала відбувається через дві пари конічних шестерень за допомогою проміжного вала, з'єднаного з колінчастим валом. Зусилля на клапани передається від розподільного вала через грибоподібні штовхачі, що дозволяє зменшити бічні навантаження на клапани.

Для даного двигуна фази газорозподілу обрані, враховуючи робочий швидкісний режим і орієнтуючись на двигун Briggs (США), з такими параметрами: відкриття впускного клапана при $\phi_a = 220^\circ$; закриття впускного

клапана при $\phi_a''=470$; відкриття випускного клапана при $\phi_b'=600$; закриття випускного клапана при $\phi_r'=220$.



1 - розподільний вал; 2 - проміжний вал; 3 - штовхачі; 4,19 - клапани; 5 - циліндр; 6 - поршень; 7 – синхронізуюча шестерня колінчастих валів; 8 - шток; 9 - повзун; 10 - куліса; 11 - маховик; 12 - колінчастий вал; 13,18 - конічні шестерні; 14 - підшипники кочення; 14,17 - шліцеві з'єднання; 16 - привідний вал; 21 - циліндричні шестерні

Рисунок 2.7 Кінематична схема удосконаленого двигуна

Представлений механізм газорозподілу вирізняється своєю простою конструкцією, що дає змогу виготовляти циліндр і головку двигуна за допомогою стандартного технологічного обладнання.

3. КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

3.1. Визначення основних розмірів горловини і клапана

Серед конструктивних параметрів двигуна визначено наступні: діаметр циліндра D складає 52 мм, площа поршня становить 21.22 см². Частота обертання двигуна при номінальній потужності дорівнює $n = 5000$ об/хв, відповідно, кутова швидкість колінчастого валу w складає 261.799 рад/с. Середня швидкість руху поршня дорівнює $V_p = 6.333$ м/с, а швидкість руху робочої суміші в прохідному перерізі сідла клапана при максимальному підйомі w_b становить 65 м/с. Кут відкриття впускного клапана перед досягненням верхньої мертвої точки визначено як $\varphi_a = 22$ градуси. Кут закриття впускного клапана після проходження нижньої мертвої точки $\varphi_b = 60 \cdot \text{deg}$.

Розраховуємо необхідну площу прохідного перерізу клапана за максимального підйому користуючись сучасною методикою з технічної літератури [11, 12]:

$$F_{\hat{E}\hat{E}} = \frac{V_{\hat{I}} \cdot F_{\hat{I}}}{wb} \quad (3.1)$$

$$F_{\hat{E}\hat{E}} = \frac{6,333 \cdot 21,22}{65} = 2,067 \text{ см}^2$$

Діаметр горловини клапана визначено за формулою:

$$d_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}}}{\pi}} \quad (3.2)$$

$$d_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.4}{3.14}} = 3.057 \text{ см}$$

де $F_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}}$ - діаметр горловини клапана, $F_{\text{гор}} := 1.2 \cdot F_{\hat{E}\hat{E}} = 1.2 \cdot 2.067 = 2.4$

Розміри клапана і його фаски дозволяють зробити діаметр горловини

більше. Приймаємо для впускного клапана $d_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}} = 21$ мм

Максимальну висоту підйому клапана розраховуємо за умови коли кут фаски клапана $\alpha = 45^0$:

$$h_{\hat{e}\hat{e},\max} = \frac{\sqrt{4.93 \cdot d_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}}^2 + 4.44 \cdot F_{\hat{e}\hat{e}} \cdot 100}}{2.22} - d_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}} \quad (3.3)$$

$$h_{\hat{e}\hat{e},\max} = \frac{\sqrt{4.93 \cdot 2.1^2 + 4.44 \cdot 2.067 \cdot 100}}{2.22} - 2.1 = 4.048$$

Згідно з отриманими даними, буде підібрано відповідні деталі газорозподільного механізму (зокрема, клапани та розподільний вал) для компактного двигуна Briggs. Цей двигун є одноциліндровим, обладнаним верхнім розташуванням клапанів і верхнім розподільним валом.

Важливим етапом є перевірка, чи забезпечуватимуть обрані комплектуючі потрібну площу прохідного перерізу клапана для оптимальної роботи.

Вибраний розподільний вал забезпечує висоту підйому клапана 4,3 мм. Діаметр горловини приймаємо 21 мм. Тоді:

$$F_{\hat{e}\hat{e}} = 2.22 \cdot h_{\hat{e}\hat{e}} \cdot d_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}} + 1.11 \cdot h_{\hat{e}\hat{e}}^2 \quad (3.4)$$

$$F_{\hat{e}\hat{e}} = 2.22 \cdot 0.415 \cdot 2.1 + 1.11 \cdot 0.415^2 = 2.126$$

Погрішність площі - 2,7%, що є допустимим.

3.2. Визначення часу відкриття клапана

На основі діаграми підйому клапана графічно визначають момент відкриття клапана, а також середню площу його прохідного перерізу протягом такту впуску. Діаграма створена з використанням масштабу 2,5 град/мм та 0,025 мм/мм. Розрахунок площі та відповідних коефіцієнтів здійснювався безпосередньо з самої діаграми.

Визначаємо час відкриття за такт впуску за формулою:

$$TF_{\hat{A}\hat{I}} = \mu_t \cdot \mu_F \cdot F_{\hat{A}\hat{I}} \quad (3.5)$$

де μ_t - масштаб часу;

$$\mu_t = \frac{\mu_{\varphi}}{6 \cdot n} = \frac{2.5}{6 \cdot 5000} = 8.333 \times 10^{-5} \quad \text{с/мм}$$

μ_F - враховує діаметр горловини

$$\mu_F = \mu_{ht} \cdot 2.22 \cdot d_{\text{а\ddot{o}}} \cdot 10$$

$$\mu_F = 0.025 \cdot 2.22 \cdot 2.1 \cdot 10 = 1.166 \text{ мм}^2 / \text{мм}$$

$F_{\text{А\ddot{I}}}$ - площа під кривою, $F_{\text{А\ddot{I}}} = 9583 \quad \text{мм}^2$

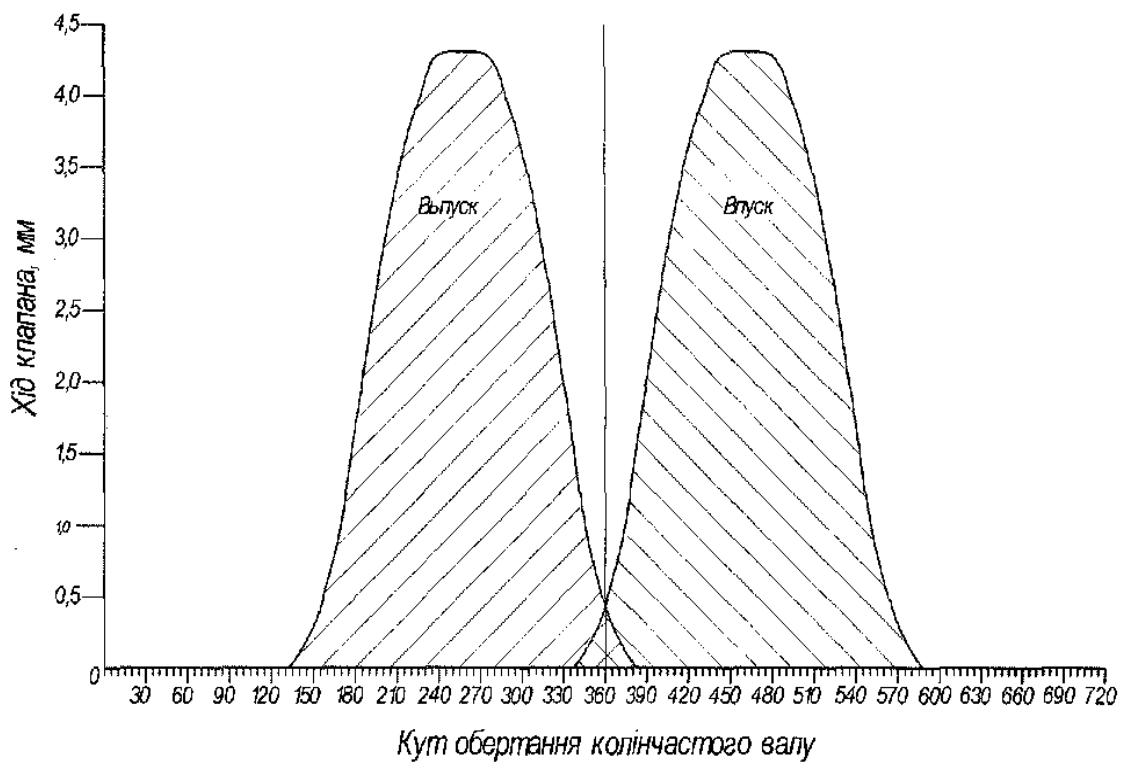


Рисунок 3.1 Діаграма фаз газу розподільчого механізму

Час-переріз за такт випуску становить:

$$TF_{\text{А\ddot{E}\ddot{I}}} = \mu_t \cdot \mu_F \cdot F_{\text{А\ddot{E}\ddot{I}}} \quad (3.6)$$

$$TF_{\text{А\ddot{E}\ddot{I}}} = 8.333 \times 10^{-5} \cdot 1.166 \cdot 9583 = 0.931 \quad \text{мм/с}$$

$$F_{\text{А\ddot{E}\ddot{I}}} = 9583 \quad \text{мм}^2$$

$$d_{\text{а\ddot{o}}, \text{а\ddot{e}\ddot{i}}} = 17.5 \quad \text{мм}$$

$$\mu_{F, \text{А\ddot{E}\ddot{I}}} = \mu_{ht} \cdot 2.22 \cdot d_{\text{а\ddot{o}}, \text{а\ddot{e}\ddot{i}}}$$

$$\mu_{F, \text{А\ddot{E}\ddot{I}}} = 0.025 \cdot 2.22 \cdot 17.5 = 0.971 \quad \text{мм}^2 / \text{мм}$$

$$TF_{\hat{A}\hat{E}\hat{I}} = \mu \cdot \mu_F \cdot F_{\hat{A}\hat{E}\hat{I}} = 8.333 \times 10^{-5} \cdot 1.166 \cdot 9583 = 0.931 \text{ мм/с}$$

Визначаємо середню площу прохідного перерізу впускного клапана:

$$F_{\hat{A}\hat{I} \cdot \hat{N}\hat{D}} = \frac{\mu_F \cdot F_{\hat{A}\hat{I}}}{l_{\hat{A}\hat{I}}} = \frac{1,166 \cdot 9583}{100} = 111,69 \text{ мм}^2 \quad (3.7)$$

де $l_{\text{ВП}}$ - тривалість впуску на діаграмі, $l_{\text{ВП}} = 100$ мм,

Відповідно середня площа прохідного перерізу впускного клапана розраховано за формулою:

$$F_{\hat{A}\hat{E}\hat{I} \cdot \hat{N}\hat{D}} = \frac{\mu_{F \cdot \hat{A}\hat{E}\hat{I}} \cdot F_{\hat{A}\hat{E}\hat{I}}}{l_{\hat{A}\hat{E}\hat{I}}} \quad (3.8)$$

$$F_{\hat{A}\hat{E}\hat{I} \cdot \hat{N}\hat{D}} = \frac{0,971 \cdot 9583}{100} = 93.075 \text{ мм}^2$$

де $l_{\hat{A}\hat{E}\hat{I}}$ - тривалість впуску на діаграмі, $l_{\hat{A}\hat{E}\hat{I}} = 100$ мм.

Визначаємо середню швидкість потоку суміші у сідлі впускного клапана:

$$w'_{\hat{A}\hat{I}} = \frac{V_{\hat{I}} \cdot F_{\hat{I}}}{F_{\hat{A}\hat{I} \cdot \hat{N}\hat{D}} \cdot 0.01} \quad (3.9)$$

$$w'_{\hat{A}\hat{I}} = \frac{6.333 \cdot 21.22}{111.69 \cdot 0.01} = 120.321 \text{ м/с}$$

Для бензинових двигунів згідно [8, с. 367] середня швидкість знаходиться у межах 90-150 м/с. Отже вибраний механізм газорозподілу підходить для проектного двигуна.

3.3. Розрахунок пружини клапана

Пружина виконує функцію утримання клапана у закритому стані, забезпечуючи також кінематичний зв'язок між кулачком і клапаном. Це критично важливо, коли сили клапана та інших рухомих компонентів механізму намагаються відокремити клапан від кулачка. Для гарантії цієї взаємодії необхідно, щоб сила пружини, позначена як $R_{\text{пр}}$, завжди перевищувала приведену до клапана силу інерції P_2 механізму за будь-яких швидкісних режимів роботи двигуна:

$$P_{iD} = k \cdot P_{J2} \quad (3.10)$$

де, k - коефіцієнт запасу, який враховує можливість збільшення числа обертів колінчастого валу до $n_{\max} = (1.1-1.2) n_N$, а також вібрацію пружини, за наявності якої сила $P_{\text{пр}}$ може змінюватись у значних межах $k=1.4-2.0$, приймаємо $k = 1.4$

Для встановленого кулачка і плоского штовхача підберемо пружину за параметрами кулачка.

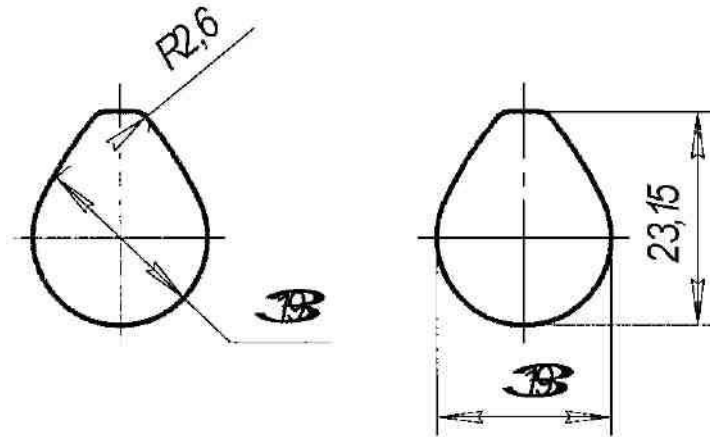


Рисунок 3.2 Кулачок розподільного валу

Розраховуємо силу інерції P_{J2} через h - висоту підйому клапана, [2, с. 425].

$$P_{J2} = m_{i\delta} \cdot w_k^2 \cdot (r_0 \cdot r_2) \cdot \frac{l_k}{l_k} + m_{i\delta} \cdot w_k^2 \cdot h \quad (3.11)$$

де, $m_{\text{мг}}$ - приведена маса рухомих елементів механізму газорозподілу. Складається із маси клапана $m_{\text{кл}}$, тарілки пружини $m_{\text{тар}}$, маси штовхача $m_{\text{т}}$ і приведеної маси пружини клапана $\mu_{\text{пр}}$. Приймаємо $m_{\text{кл}} := 0.070$ кг, $m_{\text{тар}} := 0.030$ кг, $m_{\text{т}} := 0.040$ кг, $m_{\text{пр}} := 0.050$ кг.

r_2, r_0 - радіуси окружностей кулачка, приймаємо $r_2 := 0.0026$ м, $r_0 = 0.0095$ м;

w_k - кутова швидкість обертання кулачка, при $n = 5000$ об/хв ;

$\frac{l_k}{l_T}$ - відношення плеча коромисла до плеча штовхача. Приймаємо $l_k = 1$, $l_T := 1$;

h - висота підйому клапана. Максимальна висота підйому клапана

$$h_{MAX} := 0.0045 \text{ М.}$$

$$\mu_{iD} = \frac{1}{3} \cdot m_{iD} \quad (3.12)$$

$$\mu_{iD} = \frac{1}{3} \cdot 0.050 = 0.0166$$

$$m_{iA} = m_{EE} + m_{OAD} + \mu_{iD} + m_T \quad (3.13)$$

$$m_{iA} = 0.070 + 0.030 + 0.0166 + 0.040 = 0.157 \text{ кг}$$

$$w_k = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 0.5$$

$$w_k = \frac{3.14 \cdot 5000}{30} = 261.799$$

$$P_{J2} = 0.157 \cdot 261.799^2 \cdot (0.0095 - 0.0026) \cdot \frac{1}{1} + 0.157 \cdot 261.799^2 \cdot 0.0045 = 122.411 \text{ Н}$$

$$P_{iD} = k \cdot P_{J2} \quad (3.14)$$

$$P_{iD} = 1.4 \cdot 122.411 = 171.375 \text{ Н}$$

З формули випливає, що величина сили P_{J2} змінюється пропорційно висоті підйому клапана. За аналогічним принципом змінюється і сила попереднього натягу пружини:

$$P_{iD} = P_0 + c \cdot h \quad (3.15)$$

Пружину слід підбирати так, щоб її жорсткість і сила попередньої зтяжки P_0 (при закритому клапані) відповідно були рівними:

$$c = k \cdot m_{iA} \cdot w_k^2 \quad (3.16)$$

$$c = 1.4 \cdot 0.157 \cdot 261.799^2 = 1.503 \times 10^4$$

$$P_0 = k \cdot m_{iA} \cdot w_k^2 \cdot (r_0 - r_2) \cdot \frac{l_k}{l_T} \quad (3.17)$$

$$P_0 = 1.4 \cdot 0.157 \cdot 261.799^2 \cdot (0.0095 - 0.0026) \cdot \frac{1}{1} = 103.727 \text{ Н}$$

Попередня деформація пружини Γ_0 , яка необхідна для отримання сили P_0 , розрахована за формулою:

$$f_0 = (r_0 - r_2) \cdot \frac{l_k}{l_T} \quad (3.18)$$

$$f_0 = (0.0095 - 0.0026) \cdot \frac{1}{1} = 0.0069$$

Максимальна деформація (при відкритому клапані) становить:

$$f_{\max} = (r_0 - r_2) \cdot \frac{l_k}{l_T} + h_{\max} \quad (3.19)$$

$$f_{\max} = (0.0095 - 0.0026) \cdot \frac{1}{1} + 0.0045 = 0.011M$$

Силу пружини клапана при його закритому стані слід ретельно перевірити, враховуючи умову неможливості його відкриття під впливом сили, що створюється тиском газів. У режимі холостого ходу карбюраторного двигуна дросельна заслінка залишається частково закритою, що призводить до виникнення розрідження в циліндрі під час впуску. У таких умовах тиск у циліндрі може знижуватись до 0,15 атм, тоді як у випускному трубопроводі підтримується підвищений тиск до 1,1 атм. Таким чином, різниця тисків між впускним і випускним середовищем може сягати 0,9 атм. Внаслідок цієї різниці можливе мимовільне відкриття випускного клапана, що є неприпустимим. Для запобігання цьому необхідно виконання нерівності:

$$P_0 > P_{\bar{A},\bar{A}} \quad (3.20)$$

$$\text{де} \quad P_{\bar{A},\bar{A}} = \frac{\pi \cdot d_{\bar{A},\bar{A}}^2}{4} (p_{\bar{O},\bar{D}} - p_{\bar{a}}) \quad (3.21)$$

$d_{\bar{A},\bar{A}}$ - діаметр голівки випускного клапана; приймаємо $d_{\bar{A},\bar{A}} = 0.0175$ м;

$p_{\text{тр}}$ - тиск у випускному трубопроводі; $p_{\text{тр}} = 0.105$ МПа;

p_a - тиск при такті впуску; $p_a = 0.03$ МПа;

$$P_{\bar{A},\bar{A}} = \frac{\pi \cdot (d_{\bar{A},\bar{A}} \cdot 10^3)^2}{4} (p_{\bar{O},\bar{D}} - p_{\bar{a}})$$

$$P_{\bar{A},\bar{A}} = \frac{3.14 \cdot (0.0175 \cdot 10^3)^2}{4} (0.105 - 0.03) = 18,04 \text{ Н}$$

Умови виконується.

Конструктивними параметрами гвинтової пружини є середній діаметр пружини $D_{\text{пр}}$, діаметр проволочи d , кількість витків i та шаг витка t .

Середній діаметр пружини вибирають із умов компоновки. Для проектного двигуна приймаємо $D_{\text{пр}} = 0.019$ м, $d = 0.0025$, $i_p = 5$.

По прийнятим для пружини жорсткості і повній деформації визначають максимальну силу пружини P_{max} при повному відкритті клапана.

$$P_{\text{max}} = k \cdot m_{i\bar{A}} \cdot w_k^2 \cdot f_{\text{max}} \quad (3.22)$$

$$P_{\text{max}} = 1.4 \cdot 0.157 \cdot 261.799^2 \cdot 0.011 = 171.375 \text{ Н}$$

Під час розрахунку пружини приймають, що сила $P_{\text{пр}}$ діє вздовж осі пружини і створює відносно витка момент скручування:

$$M = P_{iD} \cdot \frac{D_{iD}}{2} \quad (3.23)$$

$$M = 171.375 \cdot \frac{0.019}{2} = 1.628$$

Напруга кручення, яку викликає цей момент, приймають рівномірно розподіленою по поверхні перерізу:

$$\tau_0 = \frac{M}{W\tau} \quad (3.24)$$

де $W\tau$ - момент опору кручення. Для круглого перерізу $W\tau = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$, тобто:

$$W\tau = \frac{8 \cdot P_{iD} \cdot D_{iD}}{\pi \cdot d^3} \quad (3.25)$$

На практиці напруга в межах окружності витка розподіляється нерівномірно. Через викривленість витка максимальна напруга виникає в точках перерізу, які розташовані ближче до осі пружини. Додатково, сила $P_{\text{пр}}$ створює зрізуючу напругу. З цієї причини під час розрахунку напруги в формулу вводять поправний коефіцієнт ν , значення якого залежить від співвідношення $D_{\text{пр}} / d$:

$$\tau = \nu \cdot \tau_0 \quad (3.26)$$

Для пружин з малим кутом підйому витка (до 10°) коефіцієнт ν з достатньою точністю визначається за формулою:

$$\nu = \frac{\frac{D_{iD}}{d} + 0.5}{\frac{D_{iD}}{d} - 0.75} \quad (3.27)$$

$$\nu = \frac{\frac{0.019}{0.0025} + 0.5}{\frac{0.019}{0.025} - 0.75} = 1.182$$

$$\tau = \frac{8 \cdot \nu \cdot P_{iD} \cdot D_{iD}}{\pi \cdot d^3 \cdot 10^6} \quad (3.28)$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 1.182 \cdot 171,375 \cdot 0,019}{3,14 \cdot 0,0025^3 \cdot 10^6} = 627.5 \text{ МПа}$$

Розрахована напруга кручення відповідає допустимим значенням.

3.4. Перевірка пружини на резонанс

Коливання пружини вважаються безпечними лише за умови, що нижня власна частота її коливань перевищує частоту збурюючої сили (кількість обертів розподільчого валу) щонайменше в 10 разів.

$$\frac{n_{le}}{n_k} \succ 10 \quad (3.29)$$

Під час резонансу змінюється характер руху клапана: виникають удари, і клапан відскакує від сідла в момент посадки. Власну частоту пружини можна розрахувати за формулою [2]:

$$n_{le} = 3.17 \cdot 10^6 \cdot \frac{d \cdot 10^2}{i_p \cdot (D_{iD} \cdot 10^2)^2} \quad (3.30)$$

$$n_{le} = 3.17 \cdot 10^6 \cdot \frac{0.0025 \cdot 10^2}{5 \cdot (0.019 \cdot 10^2)^2} = 43905.817 \text{ } \hat{\omega}^{-1}$$

$$n_k = \frac{n}{2} = \frac{5000}{2} = 2500$$

$$\tilde{\omega} \hat{a}^{-1}$$

Умови виконуються.

3.5. Розрахунок розподільного валу

Найбільше значення сили P_t передається на кулачок від випускного клапана в момент початкової фази його відкриття. Ця сила складається з таких компонентів: сили пружини $P_{пр}$, приведеної до штовхача, сили інерції елементів газорозподільного механізму та сили газів P_g , яка впливає на голівку клапана з боку циліндра.

Для заданого кулачка сила інерції P_{jl} , разом із нею й сила P_t , досягають максимального значення саме в момент відкриття клапана.

Максимальна величина сили інерції визначається за такою формулою::

$$P_{jl\max} = m_{l\bar{A}} \cdot j_{l\max} \quad (3.31)$$

$$j_{l\max} = w_k^2 \cdot (r_1 - r_0) \cdot \cos \alpha \quad (3.32)$$

де, w_k - кутова швидкість обертання кулачка, при $n = 5000 \tilde{\omega} \hat{a}^{-1}$;

r_1, r_0 - радіуси окружностей кулачка, приймаємо $r_1 = 0.0185$ м, $r_0 = 0.0095$ м;

α - конструктивний кут, $\alpha = 44$ град. Всі розміри кулачка прийняті з креслення.

$$w_k = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 0.5$$

$$w_k = \frac{3.14 \cdot 5000}{30} \cdot 0.5 = 261.799$$

$$j_{l\max} = 261.799^2 \cdot (0.0185 - 0.0095) \cdot 44 = 616.754 \text{ м} / \hat{n}^2$$

$$P_{jl\max} = 0.157 \cdot 616.754 = 96.625 \text{ Н}$$

Газову силу визначаємо за різницею тисків, які діють на голівку клапана:

$$P_{\hat{A}} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{A}}^2}{4} \cdot (p - p_{\hat{D}}) \quad (3.33)$$

де, $d_{\hat{A}}$ - діаметр випускного клапана, $d_B = 0.020$ м;

p - тиск в циліндрі при розрахунковому положенні кулачка, $p = 0.6$ МПа;

$p_{тр}$ - тиск у випускному трубопроводі.

$$P_{\hat{A}} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{A}}^2 \cdot 10^6}{4} \cdot (p - p_{\hat{D}}) \quad (3.34)$$

$$P_{\hat{A}} = \frac{3.14 \cdot 0.020^2 \cdot 10^6}{4} \cdot (0.6 - 0.105) = 155.509 \quad \text{Н}$$

Визначаємо сумарну силу, яка діє на кулачок з виразу:

$$P_T = (P_{j\max} + P_{\hat{A}} + P_{\hat{D}}) \quad (3.35)$$

$$P_D = (96.625 + 155.509 + 171.375) = 423.508 \quad \text{Н}$$

Напруга зминання яка виникає на поверхні кулачка і штовхача, підраховується за формулою:

$$\sigma = 0.418 \sqrt{\frac{P_D \cdot \hat{A}}{b \cdot r_2}} \quad (3.36)$$

де P_T - приведена сила, яка діє на кулачок;

E - модуль пружності першого роду, приймаємо $E_K = 2 \cdot 10^3$ МПа; [5, с. 62]

b - ширина кулачка, $b = 0.0010$ м;

r_2 - радіус кривизни профілю кулачка у точці дотику його зі штовхачем.

$$P_T = P_{\hat{D}} - P_{j_2} \quad (3.37)$$

$$P_T = 171.375 - 122.411 = 48.964 \quad \text{Н}$$

$$\sigma = 0.418 \sqrt{\frac{48.964 \cdot 2 \cdot 10^3}{0.010 \cdot 0.0026 \cdot 10^6}} = 25.653 \quad \text{МПа}$$

Допустима напруга на зминання $\sigma = 60$ МПа, [5, с. 98].

Вигин розподільного валу спричиняє порушення вирівнювання шийок вала у підшипниках та неправильне розташування кулачків щодо штовхачів.

Для визначення стріли прогину вала припускають, що ділянка вала між двома підшипниками поводить ся як балка, яка вільно лежить на двох опорах і зазнає дії однієї або двох зосереджених сил.

$$f = 6.8 \cdot \frac{D_0 \cdot l_l^2 \cdot (l - l_l)^2}{E \cdot l \cdot d^4} \quad (3.38)$$

де l - відстань між опорами розподільного валу, $l = 0.082$ м;

l_l - відстань від опори до кулачка; $l_l = 0.032$ м;

d_{PB} - діаметр вала, $d_{PB} = 0.012$ м;

E - модуль пружності для сталі; $E := 2 \cdot 10^5$ МПа.

$$f = 6.8 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_T \cdot l_l^2 \cdot (l - l_l)^2}{E \cdot 10^6 \cdot l \cdot d_{P,B}^4}$$

$$f = 6.8 \cdot 10^3 \cdot \frac{423.508 \cdot 0.032^2 \cdot (0.082 - 0.032)^2}{2 \cdot 10^6 \cdot 0.082 \cdot 0.012^4} = 0.022 \text{ мм}$$

Допустимий прогин згідно [2, с. 436] 0,1 мм.

Розподільний вал під час роботи зазнає не лише вигину, але й скручування. Крутний момент, що виникає від кулачка, досягає свого максимуму наприкінці першої фази підйому клапана, коли точка контакту найбільш віддалена від осі штовхача.

$$\dot{I}_{\max} = (P_{IB} + P_j l_{\max}) \cdot \frac{l_k}{l_T} \cdot OB_1 \quad (3.39)$$

де OB_1 - плече результуючої сили, яка діє на кулачок. Приймаємо з креслення

$$\hat{A}_1 = 0.00625 \text{ м}$$

$$M_{\max} = (171.375 + 96.625) \cdot \frac{1}{1} \cdot 0.00625 = 1.675 \text{ Нм}$$

Визначаємо напругу кручення за формулою:

$$\tau_{\hat{E} \hat{O} \hat{E}} = \frac{16 \cdot \dot{I}_{\max}}{\pi \cdot d_{P,B}^3 \cdot 10^6} \quad (3.40)$$

$$\tau_{\hat{E} \hat{O} \hat{E}} = \frac{16 \cdot 1.675}{3.14 \cdot 0.012^3 \cdot 10^6} = 4.937 \text{ МПа}$$

Допустима напруга $\tau = 120-130$ МПа.

3.6. Розрахунок штовхача

Бокова поверхня штовхача оцінюється на предмет питомого навантаження, яке виникає від бокових сил. У проєктному двигуні застосовуються плоскі штовхачі. Коли лінія контакту між штовхачем і кулачком віддаляється від осі штовхача, формується момент, значення якого досягає максимуму в точці В профілю кулачка (див. рис. 3.3). Розрахунок величини цього моменту було виконано раніше.

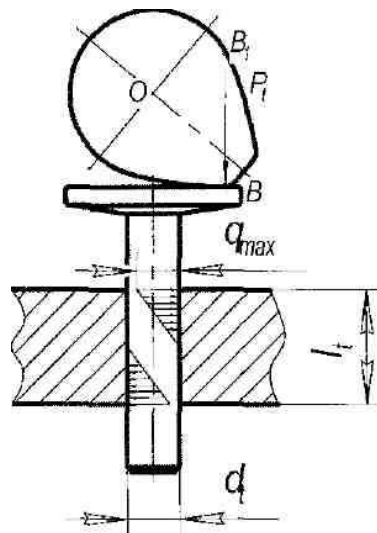


Рисунок 3.3 Визначення сили, яка діє на штовхач

Максимальне питоме навантаження розраховується за формулою:

$$q_{\max} = \frac{6 \cdot M_{\max}}{d_t \cdot l_t^2} \quad (3.41)$$

де d_t - діаметр стержня штовхача, приймаємо $d_t = 0.006$ м;

l_t - довжина ділянки стержня штовхача, яка знаходиться в напрямній,

приймаємо $l_t = 0.018$ м.

$$q_{\max} = \frac{6 \cdot 1.675}{0.006 \cdot 0.018 \cdot 10^6} = 5.17 \text{ МПа}$$

Допустиме навантаження складає 10 МПа.

3.7. Розрахунок шліцевого з'єднання

У конструкції проектного двигуна привід розподільного вала реалізований через систему двох пар конічних шестерень із передавальними відношеннями 1,57 і 0,64. Ведучу шестерню першої пари шестерень закріплено на кінці колінчастого вала за допомогою шпонки. Корпус веденої шестерні першої пари, виготовленої інтегрально з валом, монтується на картері двигуна.

Друга пара шестерень складається з ведучої (великої) шестерні, корпус якої встановлений на головці циліндра, і веденої шестерні, розташованої на кінці проміжного вала також з використанням шпонкового з'єднання. Для передачі руху між блоками шестерень застосовується спеціальна штанга із шліцевими наконечниками на обох кінцях. Ці наконечники входять у зачеплення зі шліцами валів-шестерень верхнього та нижнього блоків шестерень, забезпечуючи надійну передачу моменту.

Контроль параметрів шліцевих з'єднань здійснюється шляхом розрахунку на міцність по напрузі стискання для гарантії довговічності та ефективності системи:

$$\sigma_{\dot{M}} = \frac{2 \cdot \dot{M}}{d_c \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \quad (3.42)$$

де M - розрахунковий крутний момент; $M_{\text{дв}} = 5.87 \text{ Нм}$;

d_c - середній діаметр шліцевого з'єднання;

z - кількість шліців;

h - висота поверхні контакту;

ψ - коефіцієнт, який враховує нерівномірності розподілення навантаження між шліцами, приймаємо $\psi = 0.75$, [7, с. 194];

l - довжина шліців, $l = 0.017 \text{ м}$.

Допустиме напруження на зминання вибираємо з [7, с. 193], $[\sigma_{см}] = 30\text{--}60\text{МПа}$.

В приводі встановлено 2 шліцьових з'єднання із наступними параметрами: z , $d = 0.014$, $D = 0.017$ м.

Визначимо крутний момент на найбільш навантаженому з'єднанні з урахуванням передаточного відношення приводу:

$$\dot{I} = 1,57 \cdot \dot{I}_{AA} \quad (3.43)$$

$$\dot{I} = 1,57 \cdot 5,87 = 9,216 \quad \text{Нм}$$

$$d_c = 0,5 \cdot (D + d) \quad (3.44)$$

$$d_c = 0,5 \cdot (0,017 + 0,014) = 0,016 \quad \text{м}$$

$$h = 0,5 \cdot (D - d) - 2 \cdot 0,0001 \quad (3.45)$$

$$h = 0,5 \cdot (0,017 - 0,014) - 2 \cdot 0,0001 = 0,0013 \quad \text{м}$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 9,216}{0,016 \cdot 0,021 \cdot 0,0013 \cdot 0,017 \cdot 0,75 \cdot 10^6} = 17,936 \quad \text{МПа}$$

Для визначення кута закручування штанги слід переконатися, що він не перевищує допустимі межі. Надмірне закручування може призвести до зміни моментів відкриття та закриття клапанів, що негативно вплине на роботу двигуна.

$$Q = \frac{M \cdot l_{\text{шт}}}{G \cdot J} \cdot \frac{180}{\pi} \quad (3.46)$$

де $l_{\text{шт}}$ - довжина штанги, $l_{\text{шт}} = 0,090$ м, $d_{\text{шт}} := 0,008$ м;

G - модуль пружності другого роду, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

J - момент інерції перерізу штанги.

$$J = \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^4}{64} \quad (3.47)$$

$$J = \frac{3,14 \cdot 0,008^4}{64} = 2,011 \times 10^{-10} \text{ м}^4$$

$$Q = \frac{9,216 \cdot 0,09}{8 \cdot 10^4 \cdot 2,011 \cdot 10^{-10}} \cdot \frac{180}{\pi} = 2,95 \text{ град}$$

Кут закручування менше допустимого.

3.8. Розрахунок приводу газорозподільчого механізму

Відповідно до кінематичної схеми, передача крутного моменту від колінчастого вала до розподільного вала реалізується за допомогою двох пар зубчастих коліс і штанги. Ці зубчасті колеса взяті з компактного сфероїдального двигуна. Необхідно виконати перевірочний розрахунок, який включає перевірку зубчастих коліс на контактну витривалість та витривалість при вигині.

Згідно з [7, с. 70], напруження для оцінки контактної витривалості розраховують за такою формулою:

$$\sigma_H = \left[Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{4.5 \cdot M_l \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{(1-\psi k) \cdot \psi_{wl}^3 \cdot u}} \right] \leq (\sigma_H) \quad (3.48)$$

Визначимо величини, які входять до цієї формули.

Коефіцієнт, який враховує форму сполучених поверхонь зубів:

$$Z_H = 1.76 \cdot \cos \beta \quad (3.49)$$

де β - кут нахилу зубів. Т.к. шестерня прямозуба, то $\beta = 0$ град.

$$Z_H = 1.76 \cdot 0 = 1.76$$

Коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів сполучених зубчастих коліс:

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot (1-\nu^2)} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (3.50)$$

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{3.14 \cdot (1-0.27^2)} \cdot \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^5 + 2 \cdot 10^5}} = 262.046 \text{ МПа}$$

де ν - коефіцієнт Пуассона. Згідно [5, с. 62] приймаємо $\nu = 0.27$.

E_1, E_2 - модулі пружності матеріалів відповідно шестерні і колеса; приймаємо

$$E_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, E_2 := 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній для прямозубих передач:

$$Z_E = \sqrt{\frac{4 \cdot \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (3.51)$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.64}{3}} = 0.887$$

де ε_α - коефіцієнт торцевого перекриття; приймаємо $\varepsilon_\alpha = 1.64$.

Коефіцієнт $\hat{E}_{f\alpha}$ враховує розподілення навантаження між зуб'ями.
Для Прямозубих коліс $\hat{E}_{f\alpha} = 1$

Коефіцієнт $\hat{E}_{f\beta}$ враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця, згідно [7, с. 81] приймаємо $\hat{E}_{f\beta} = 1.18$.

Коефіцієнт $\hat{E}_{HV}$ враховує динамічні навантаження, яка виникає у зачепленні. Згідно [7, с. 81] приймаємо $K_{HV} = 1.08$.

$$\psi_k = 0.25 \quad d_{w1} = 48 \text{ мм} \quad u = 1.57 \quad M_1 = 4.2 \text{ Нм}$$

$$\sigma_{H1} = 1.76 \cdot 262.046 \cdot 0.887 \cdot \sqrt{\frac{4.5 \cdot 4.2 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 1.18 \cdot 1.08}{(1 - 0.25) \cdot 0.25 \cdot 48^3 \cdot 1.57}} = 351.849 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження, згідно [7, с. 74] приймаємо 850 МПа.

Визначаємо напруження для веденого колеса першої пари шестерень,

$$d_{w2} = 64 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{H2} = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{4.5 \cdot M_1 \cdot 1000 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{(1 - \psi_k) \cdot \psi_k \cdot d_{w2}^3 \cdot u}}$$

$$\sigma_{H2} = 1.76 \cdot 262.046 \cdot 0.887 \cdot \sqrt{\frac{4.5 \cdot 4.2 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 1.18 \cdot 1.08}{(1 - 0.25) \cdot 0.25 \cdot 64^3 \cdot 1.57}} = 228.533 \text{ МПа}$$

Шестерні другої пари мають аналогічні розміри до шестерень першої пари. Обчислення розрахункового моменту здійснюємо за формулою:

$$M_2 = u \cdot M_1 = 1.57 \cdot 4.2 = 6.594 \text{ Нм} \quad (3.52)$$

Напруження для ведучої шестерні другої пари шестерень, $d'_{H1} = 64 \text{ мм.}$

$$\sigma'_{H1} = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{4.5 \cdot M_2 \cdot 1000 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{(1 - \psi_k) \cdot \psi_k \cdot d'_{w1}{}^3 \cdot u}}$$

$$\sigma'_{H1} = 1.76 \cdot 262.046 \cdot 0.887 \cdot \sqrt{\frac{4.5 \cdot 6.594 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 1.18 \cdot 1.08}{(1 - 0.25) \cdot 0.25 \cdot 64^3 \cdot 1.57}} = 286.351 \text{ МПа}$$

Напряжения для ведомого колеса другої пари шестерень $d'_{w2} = 48$ мм

$$\sigma'_{H2} = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{4.5 \cdot M_2 \cdot 1000 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{(1 - \psi_k) \cdot \psi_k \cdot d'_{w2}{}^3 \cdot u}}$$

$$\sigma'_{H2} = 1.76 \cdot 262.046 \cdot 0.887 \cdot \sqrt{\frac{4.5 \cdot 6.594 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 1.18 \cdot 1.08}{(1 - 0.25) \cdot 0.25 \cdot 48^3 \cdot 1.57}} = 440.865 \text{ МПа}$$

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Охорона праці в майстерні з ремонту техніки 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, перекриття 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 ділянках 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 небезпеки і шкідливості лабораторії для випробування ДВЗ

У даному дипломному проекті розглядається лабораторія для іспиту двигунів внутрішнього згоряння.

Лабораторія для іспиту двигунів являє собою спорудження зі складним інженерним устаткуванням. При іспиті двигунів можуть виникнути наступні небезпеки і шкідливості:

- 1) отруєння парами палива й олії;
- 2) можливість легкого отруєння газами, що містять окис вуглецю, парами ртуті;
- 3) можливості опіків;
- 4) шум і вібрація;
- 5) можливість пожежі;
- 6) поразка електричним струмом.

При іспиті двигунів виникає небезпека отруєння парами палива й олії, газами утримуючими оксид вуглецю, що роблять шкідливу дію на організм людини.

При використанні етилованого бензину можна отруїтися при вдиханні його парів, при забрудненні їм тіла, одягу.

Гострі отруєння спостерігаються при вдиханні повітря з концентрацією окису вуглецю більш $2,5 \text{ мг/л}$ чи ж перебуванням у середовищі з концентрацією CO_2 – $1,8 \text{ мг/л}$ в продовж однієї години.

Наслідками отруєння можуть бути: порушення центральної нервової системи, растроювання пам'яті, уваги, функціональні неврози, паралічі, крововиливи в сітківку. Великі концентрації CO_2 у повітрі небезпечні для життя.

Шум, який довгостроково впливає на працюючих може привести до порушення артеріального тиску і ритму серцевої діяльності, притупленню

чутливості слуху. У результаті тривалого впливу шуму також слабшає увага і пам'ять працюючих, це часто приводить до зниження працездатності.

Вібрація також робить шкідливу дію на організм людини, особливо при частоті, близької до частот власних коливань окремих органів людини, рівних $6 \div 9$ Гц. Регулярні дії вібрації викликають професійну вібраційну хворобу, опущення шлунка, часткову втрату зору.

Пожежа в лабораторії наносить великий матеріальний збиток народному господарству і дуже часто супроводжується нещасливими випадками з людьми.

Основними причинами займання матеріалів і виникнення пожеж в лабораторії є: несправність електроустаткування і висвітлення, і неправильна їхня експлуатація; самозаймання від неправильного збереження мастильних і обтиральних матеріалів, палива, відсутність блискавковідводів.

Наступна небезпека – електричний струм. Його вплив на організм людини може мати небезпечні для здоров'я наслідки і навіть привести до смерті (докладніше див. підрозділ 7.3)

4.3. Обґрунтування і вибір проектованих заходів щодо профілактики травматизму і профзахворювань

Лабораторія, у якій будуть проходити іспити двигунів, повинна задовольняти санітарно-технічним вимогам, вимогам техніки безпеки і пожежної безпеки.

Згідно санітарно-технічних вимог лабораторія забезпечується ефективною приточно – витяжною вентиляцією, необхідної для технічних цілей і виключення можливості забруднення її атмосфери шкідливими речовинами понад концентрацію, що гранично допускається, установленіми

нормами для робочих приміщень, у тому числі, на зміст оксиду вуглецю, парів палива й олії і інших отруйних речовин.

Кількість оксиду вуглецю, що виділяється в приміщенні при роботі карбюраторного двигуна визначаємо по формулі

$$G = 15A \frac{B}{100} \frac{P}{60} \text{ кг/год}, \quad (4.1)$$

де B – витрата палива одним двигуном у розрахунковий час, кг/год ;

P – масовий зміст оксиду вуглецю у відпрацьованих газах, %;

T – час роботи двигуна, хв^{-1} ;

15 – кількість відпрацьованих газів, при згорянні 1 кг палива, кг.

Згідно з даними двигуна визначаємо його годинну витрату палива

$$B = g_e \cdot N_e = 294,99 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 = 0,7374 \text{ кг/год}, \quad (4.2)$$

де g_e – питома ефективна витрата палива, $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$;

N_e – потужність двигуна, кВт .

Тоді

$$G = 15 \cdot 0,7374 \cdot \frac{0,5}{100} \cdot \frac{60}{60} = 0,867 \text{ кг/год}.$$

Мірами боротьби з отруєннями окисом вуглецю також є: забезпечення роботи карбюраторних двигунів каталітичними нейтралізаторами; забезпечення надійного контролю за технічним станом двигунів з погляду мінімального змісту токсичних компонентів у відпрацьованих газах.

Санітарно-технічні норми також передбачають боротьбу із шумом і вібрацією. Припустимі рівні шуму не повинні перевищувати 80 дБ.

Шумить і вібрає на стенді випробовуваний двигун, але основним джерелом найчастіше є не двигун, а погано закріплені кожухи огороження, муфти чи привода, глушник. Підвищує шум неправильне, без звукоізолюючих елементів, кріплення стенда до фундаменту і двигуна до стенда. Усі ці недоліки повинні бути усунуті в лабораторії для іспиту

двигунів внутрішнього згоряння.

4.4. Електробезпечність під час роботи на стенді для випробування автомобільних ДВЗ

Для того, щоб звести електротравматизм при роботі на стенді для іспиту ДВЗ до мінімуму, варто організувати неухильне виконання «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

Але на підставі «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» у лабораторії мається інструкція з техніки безпеки. Розпорядження правил, розроблених в інструкції, є обов'язковими і не допускають відступів.

Вплив електричного струму на організм може мати небезпечні для здоров'я людини наслідки і навіть привести до смерті.

Приміщення, у якому встановлений іспитовий стенд, улаштоване так, щоб знизити небезпеку поразки електричним струмом. Великий вплив на безпеку має електропровідність підлог. Надійно ізолююча підлога зменшує небезпеку. Цій умові відповідають сухі підлоги з бетону, паркету, цегли.

При розмиканні і замиканні електричних ланцюгів може виникнути електрична дуга, тому рубильники розташовують за щитом з вогнестійкого матеріалу і заземлюють.

Захист від дотику до струмоведучих частин електричних пристроїв досягається ізоляцією, дистанційним керуванням, попереджувальною сигналізацією, недоступним розташуванням.

Для захисту від напруги, що виникає на металевому корпусі двигуна-генератора при ушкодженні ізоляції, застосовується захисне заземлення. Призначення заземлення – створення між металевими конструкціями і землею електричного з'єднання досить малого опору, щоб при замиканні на

землю у випадку дотику людини до ушкодженої частини установки через його тіло пройшов струм малої величини, не загрожуючий здоров'ю.

4.5. Розрахунок освітлення

Перевіряємо природне освітлення випробувальної лабораторії по відповідності фактичного коефіцієнта нормальної освітленості нормованому.

Фактичний коефіцієнт нормальної освітленості

$$\kappa_{no} = \frac{S_0 100 \tau_0 r_1}{S_n \kappa_3 \kappa_{36} n_0}, \quad (4.3)$$

де κ_{36} – коефіцієнт урахування затемнення протистоячими будівлями, $\kappa_{36} = 1,0$;

κ_3 – коефіцієнт запасу, $\kappa_3 = 1,6$;

n_0 – світова характеристика вікон, $n_0 = 10$;

S_0 – площа вікон, $S_0 = 4,0 \text{ м}^2$;

S_n – площа підлоги приміщення, $S_n = 36 \text{ м}^2$;

r_1 – коефіцієнт, враховуючий підвищення κ_{no} при бічному освітленні, відраженному від поверхні приміщення, $r_1 = 20$;

τ_0 – загальний коефіцієнт світлопропускання

$$\tau_0 = \tau_1 \tau_2 \tau_3 \tau_4 \tau_5, \quad (4.4)$$

τ_1 – коефіцієнт світлопропускання матеріалу, $\tau_1 = 0,9$;

τ_2 – коефіцієнт, враховуючий витрати світла в перетинах світлового проїму, $\tau_2 = 0,75$;

τ_3 – коефіцієнт, враховуючий витрати світла в несучих конструкціях, $\tau_3 = 1$;

τ_4 – коефіцієнт, враховуючий витрати світла в сонцезахисних пристроях, $\tau_4 = 0,8$;

τ_5 – коефіцієнт, враховуючий витрати світла в захисній сітці ліхтаря, $\tau_5 = 1$.

$$\tau_0 = 0,9 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,54,$$

$$\hat{e}_{ii} = \frac{4,0 \cdot 100 \cdot 0,54 \cdot 2,0}{36 \cdot 1,6 \cdot 1,0 \cdot 10} = 0,75\%.$$

Нормативний коефіцієнт

$$\hat{e}_{ii} = \hat{e} \cdot \hat{a} \cdot \hat{n}_e = 1 \cdot 0,9 \cdot 0,7 = 0,63\%, \quad (4.5)$$

де e – значення коефіцієнта природної освітленості при розсіяному світлі,
 $e = 1$;

m – коефіцієнт світлового клімату, $m = 0,9$;

c_k – коефіцієнт сонячності, $c_k = 0,7$.

4.6. Розрахунок заземлення

Відповідно до вимог, максимально припустима величина опору пристроїв, що заземлюють, не повинна перевищувати 4 Ом .

Розрахунковий опір одиночного заземлення металевої смуги визначається по формулі

$$R_\zeta = \frac{\rho}{\pi l} \ln \frac{1,5l}{\sqrt{b-t}}, \quad (4.6)$$

де ρ – заземлення питомого опору ґрунту $\rho = 30 \text{ Ом} \cdot \text{м}$;

l – довжина заземлення, м ;

b – ширина смуги, м ; $y = 0,4 \text{ м}$;

t – глибина закладення заземлення, м , $t = 1 \text{ м}$.

Орієнтовно число одиночних заземлювачів, що входять у контур визначається по формулі

$$n = \frac{R_\zeta}{\eta_0 \hat{e}}, \quad (4.7)$$

де η_0 – орієнтований коефіцієнт використання заземлювачів;

$$R_\zeta = \frac{30}{3,14 - 3} \ln \frac{1,5 \cdot 3}{\sqrt{0,4 \cdot 1}} = 9,90 \text{ Ом};$$

$$\ddot{i} = \frac{9,9}{2 \cdot 4} = 1,24.$$

Варто взяти 2 смуги. Смуги розташовані в ряд з інтервалом у 3 м. Тоді відношення відстані між заземлювачами і їхня довжина рівні $a/l = 1$.

При цьому значення коефіцієнта використання заземлювачів, без обліку впливу смуги зв'язку складе $\eta_{oo} = 0,85$. Опір контуру дорівнює

$$R_{\varepsilon} = \frac{R_3}{n \cdot \eta_{\varepsilon}} = \frac{9,9}{2 \cdot 0,86} = 5,80 \text{ Ом.} \quad (4.8)$$

Коефіцієнт використання сполучної смуги при $n=2$ і $a/l = 1$ складе $\eta_n = 0,82$.

Опір сполучної смуги (без обліку коефіцієнта використання) буде дорівнювати опору одиночного заземлювача тому, що сполучна смуга і заземлювач мають ті самі розміри $R'_i = R_{\zeta}$.

Опір сполучних смуг з урахуванням коефіцієнта використання, визначається по формулі

$$R_n = \frac{R_{\bar{a}}}{\ddot{i}_0} = \frac{9,9}{0,82} = 12,07 \text{ Ом.} \quad (4.9)$$

Опір отриманого контуру визначається

$$R_p = \frac{R_{\varepsilon} R_n}{R_{\varepsilon} + R_n} = \frac{5,8 \cdot 12,07}{5,8 + 12,07} = 3,90 < 4 \text{ Ом.} \quad (4.10)$$

5. РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ

Техніко-економічний ефект від використання проектового ДВЗ з удосконаленим газорозподільним механізмом виражається в підвищенні паливної економічності за рахунок збільшення механічного к.к.д. завдяки зниженню втрат на тертя.

Запишемо з загальновідомих формул механічні к.к.д. для базового двигуна η_{mb} і проектового η_m

$$\eta_{i\dot{a}} = 1 - \frac{\delta_{i\dot{a}}}{\delta_{\dot{a}}}; \quad (5.1)$$

$$\eta_i = 1 - \frac{\delta_i}{\delta_s}, \quad (5.2)$$

де p_{mb} і p_m – питома робота механічних втрат у базовому і проектованому двигуні;

$p_{i\dot{a}}$ і p_i – середній індикаторний тиск у базовому і проектованому двигуні.

З рівнянь знаходимо

$$\eta_i = 1 - (1 - \eta_{i\dot{a}}) \frac{\delta_i}{\delta_{i\dot{a}}} \frac{\delta_{\dot{a}}}{\delta_s}. \quad (5.3)$$

Питому роботу механічних втрат у базовому двигуні можна представити у виді наступної суми [8, с.154]

$$\delta_{i\dot{a}} = \delta_{\dot{o}\dot{\delta}} + \delta_{\dot{a}\dot{a}\dot{\zeta}} + \delta_{\dot{a}\dot{i}}, \quad (5.4)$$

де p_{tr} – середній тиск втрат на тертя;

$p_{газ}$ – середній тиск втрат на газообмін;

$p_{вм}$ – середній тиск втрат на приведення в дію допоміжних механізмів.

Втрати на тертя, у свою чергу, можуть бути виражені залежністю

$$\delta_{\dot{o}\dot{o}} = \delta_{\dot{o}\dot{i}} + \delta_{\dot{o}\dot{e}} + \delta_{\dot{i}} \quad (5.5)$$

де p_{cy} – середній тиск втрат на тертя між поршнем і циліндром;

$p_{цк}$ – середній тиск втрат на тертя між поршневыми кільцями і циліндром;

p_n – середній тиск втрат на тертя в підшипниках.

Механічні втрати в двигуні можна записати в наступному виді

$$\delta_{i\dot{a}} = \delta_{\dot{o}\dot{i}} + \delta_{\dot{o}\dot{e}} + \delta_{\dot{i}} + \delta_{\dot{a}\dot{a}\dot{c}} + \delta_{\dot{a}\dot{i}} . \quad (5.6)$$

Згідно [10, с. 185] механічні втрати (у %) для карбюраторних ДВЗ складають:

$$(p_{цп} + p_{цк}) = 44; p_n = 22; p_{газ} = 20 \text{ і } p_{вм} = 14.$$

Втрати на тертя між поршневыми кільцями і циліндром складають приблизно 8...10 % від $p_{цп}$.

Прийmemo

$$p_{цк} = 0,1 p_{цп}. \quad (5.7)$$

Тоді, приймаючи для базового двигуна механічні втрати за 100 %, можна записати

$$\delta_{i\dot{a}} = 40 + 4 + 22 + 20 + 14 = 100\%.$$

У проектованому двигуні з кривошипно-кулісним механізмом втрати на тертя в підшипниках включають втрати в опорах колінчастих валів $p_{кв}$ і в поступальній парі «повзун-куліса» $p_{нк}$, тобто

$$\delta_{\dot{i}} = \delta_{\dot{e}\dot{a}} + \delta_{\dot{i}\dot{e}} \quad (5.8)$$

Якщо виходити з того, що в безшатунному ДВЗ колінчасті вали встановлені в підшипниках ковзання, як це має місце в базовому двигуні, і з рівним числом опор, то втрати p_n у проектованому двигуні будуть більше на величину $p_{нк}$.

Втрати на тертя між повзунами і кулісою приблизно рівні

$$\delta_{i\epsilon} \approx \delta_{\epsilon\hat{a}}. \quad (5.9)$$

У безшпатуному ДВЗ відсутня бокова сила, що притискає поршень до стінки циліндра, тому в цьому двигуні втрати $p_{\text{цп}} = 0$.

Виходячи з вищевикладеного, можна записати

$$\delta_i = \delta_{\sigma\epsilon} + \delta_i + \delta_{\hat{a}\zeta} + \delta_{\hat{a}i}. \quad (5.10)$$

Механічні втрати в проектованому двигуні складуть

$$\delta_i = 4 + (22 + 22) + 20 + 14 = 82\%.$$

Таким чином,

$$\delta_i = 0,82 \delta_{i\hat{a}}. \quad (5.11)$$

Відповідно до досліджень [10] у безшпатуному двигуні середній індикаторний тиск p_i в порівнянні з класичним ДВЗ вище на 3..4 % за рахунок кінематики кривошипно-кулісного механізму.

У нашому випадку будемо мати

$$\delta_s = (1,03...1,04) \delta_{s\hat{a}} \quad (5.12)$$

чи приблизно

$$\delta_s \approx 1,035 \delta_{s\hat{a}}.$$

Прийнявши для базового двигуна питому ефективну витрату палива $g_{\epsilon\sigma} = 326$ г/кВт*год [8] і механічний к.к.д. $\eta_{\text{м}\sigma} = 0,82$, визначимо для проектованого двигуна:

- механічний к.к.д. згідно теплового розрахунку:

$$\eta_{\text{м}} = 0,8965;$$

- ефективна питома витрата палива

$$g_{em} = g_{eb} \frac{\eta_{mb}}{\eta_m} = 326 \frac{0,82}{0,8965} = 298,2 \text{ г/кВт} \cdot \text{год} \quad (5.13)$$

Зниження питомої витрати палива складає

$$\Delta g_{em} = g_{eb} - g_{em} = 326 - 298,2 = 27,8 \text{ г/кВт} \cdot \text{год}. \quad (5.14)$$

Річний економічний ефект від зниження механічних втрат

$$\dot{Y}_i = \Delta g_{di} N_e C T z_{aa} = 27,8 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 4,0 \cdot 1000 \cdot 10 = 3336 \text{ грн.} \quad (5.15)$$

де $N_e = 3$ кВт – ефективна потужність двигуна;

z_{ob} – річна програма випуску безшатунних двигунів, прийнята

$z_{ob} = 10$ шт.;

C – вартість 1 кг палива, для бензину марки А-95 прийнята

$C = 57,0$ грн./кг пал.;

T – розрахунковий час роботи двигуна в рік, прийнята $T = 1000$

годин.

ВИСНОВКИ ТА РПОПОЗИЦІЇ

Багато компаній досягли значних успіхів у виробництві високоякісної та компактної садової техніки, серед яких "Bosch" і "Alko" з Німеччини, "Partner" зі Швеції, а також "Flymo" і "Makita". Їхня продукція доступна у всіх обласних центрах, де вони також надають послуги з обслуговування та ремонту. Ці фірми здебільшого використовують одноциліндрові, а подекуди й двоциліндрові двигуни із відносно високою частотою обертів.

У цій кваліфікаційній роботі проведений аналіз розвитку конструкції газорозподільного механізму двигунів внутрішнього згоряння по підвищенню потужності, економічності і зниженню шуму, вібрації і токсичності відпрацьованих газів.

Зроблено аналіз механізмів газорозподілу. Розроблено конструкцію механізму газорозподілу.

Виконано його кінематичний розрахунок та розрахунок деталей механізму газорозподілу.

Техніко-економічний розрахунок вказує на можливість отримання економічного ефекту від зниження механічних втрат.

.

Бібліографічний список

1. Ховаха М. С Автомобільні двигуни. Київ: Арістей, 2006. 278 с.
2. Віхерт М. М. Конструювання і розрахунок автотракторних двигунів. 2-ге вид., перераб. і доп. Київ: Вид-во КВІЦ, 2004. 553 с.
3. Попик К. Г. Конструювання і розрахунок автомобільних і тракторних двигунів.. 2-ре, вид. перераб. і доп. Навчальний посібник для вузів. Київ: Урожай, 2003. 388 с.
4. Поспелов Д. Р. Двигуни внутрішнього згорання з повітряним охолодженням. Теорія і розрахунокт. Львів: Вид-во ЛДУБЖД, 2013. 316 с.
5. [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.
6. . Малащенко В. О., Янків В.В., Деталі машин. Курсове проектування. Львів: Новий світ, 2007. 252 с.
7. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин. – 3-е изд. перераб. и доп. / Н.Ф. Киркач. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.
8. Підгородецький Я.І., Сичевський М.І., Домінік А.М. Автомобільні транспортні засоби. Основи конструювання. Львів: Вид-во ЛДУБЖД, 2013. 316 с.
9. Neuer Motor – Typ vor der Serienreife: Auberger wöhnliche Laufrunde. Ind. // ANZ. 2019. 112, № 102. S. 23.
10. Міщенко Н. І. Нетрадиційні малорозмірні двигуни внутрішнього згорання: Т. 1: Теорія, розробка і випробування нетрадиційнихх двигунів. Львів: Вид-во ЛДУБЖД, 2010. 346 с.
11. Гришкевич А. І. Проектування двигунів внутрішнього згорання. Кам'янець-Подільський: ПП "Медобори-2006", 2013. 360 с.
12. Білоконь Я. Ю., Окоча А.І. Нова мобільна сільськогосподарська техніка: Мотоблоки. Ніжин: Аспект, 2009. 185 с.