

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Навчально-науковий інститут інноваційних освітніх технологій

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра експлуатації та ремонту машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему *ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОПУСКУ ГАЗІВ ЧЕРЕЗ
КІЛЬЦЕВЕ УЩІЛЬНЕННЯ ДВЗ*

Виконав: здобувач вищої освіти

другий (магістерський)

(рівень вищої освіти)

спеціальності

274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми

ОПП «Автомобільний транспорт»

(вид та назва освітньої програми)

групи АТз-20мп

Іван СКРЯБІН

(ім'я та прізвище здобувача)

Керівник Владимир ЗАРЕНБІН

(ім'я та прізвище)

Рецензент

_____ (ім'я та прізвище)

Оцінка захисту кваліфікаційної роботи

_____ (сума балів, оцінка ECTS, оцінка за національною шкалою.)

Секретар ЕК _____ / Віталій БОГОМОЛОВ /

(підпис)

(ім'я та прізвище секретаря ЕК)

Дніпро – 2021

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Теоретичні дослідження пропусків газу через кільцеве ущільнення ДВЗ» складається із 62 аркушів формату А4, на яких містяться 4 розділу, 4 таблиці, 25 рисунків, 23 джерела інформації.

Об'єктом дослідження є процес роботи циліндрепоршневої групи ДВЗ.

Предметом дослідження є взаємозв'язок пропуску газів від площі просвіту кілець і верхнього поясу поршня.

Мета дослідження – провести теоретичні дослідження пропуску газів через кільцеве ущільнення дизельного двигуна з урахуванням впливу верхнього поясу поршня в залежності від конструктивних та експлуатаційних факторів.

Наукова новизна отриманих результатів. Набуло подальшого розвитку залежності пропуску газів від площі просвіту кілець і верхнього поясу поршня.

Збільшення зазору по верхньому поясу поршня від 0,1 до 0,2 мм приводить до збільшення витoku газів в 1,3-1,4 разу. Пропуск газів через просвіти як першого, так і другого кільця можна апроксимувати узагальненою залежністю з середньо-квадратичною похибкою 0,9л/хв. Для уточнення розрахунку витoku газів в картер двигуна рекомендується використання розрахунків з урахуванням переміщення кілець в канавках поршня.

Результати роботи можуть бути використані при оцінці як зносу, так і залишкового ресурсу деталі за величиною витoku газів у момент його контролю з рівнянь апроксимації.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, КІЛЬЦЕВЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ВИТОК ГАЗІВ, ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК, АПРОКСИМАЦІЯ

ЗМІСТ

ВСТУП.....
1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ РОБОТИ.....
Висновки за розділом 1.....
2. ПРИЙНЯТА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ВИТОКУ ГАЗІВ
2.1. Основні положення.....
2.2. Розрахункова модель.....
Висновки за розділом 2.....
3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОПУСКУ ГАЗІВ ЧЕРЕЗ КІЛЬЦЕВЕ УЩІЛЬНЕННЯ ДВЗ.....
3.1. Початкові дані.....
3.2. Залежності витоку газів від кута повороту колінчастого валу.....
3.3. Залежність витоку газів від зазорів по верхньому поясу поршня дизеля.
3.4. Залежність витоку газів від сумарної площі просвіту в контакте поршневого кільця і циліндра.....
3.5. Залежність витоку газів від величин об'ємів канавочних просторів.....
Висновки за розділом 3.....
4. ЗАЛЕЖНІСТЬ ВИТОКУ ГАЗІВ ВІД ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ
4.1. Початкові дані та результати розрахунків.....
4.2. Матеріали та способи підвищення працездатності поверхонь деталей циліндрпоршневої групи.....
Висновки за розділом 4.....
ВИСНОВКИ.....
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ
ВІДОМІСТЬ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ.....

ВСТУП

Актуальність. Одними з найбільш відповідальними деталями двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) що визначають їх техніко-економічні і екологічні показники, являються деталі циліндропоршневої групи (ЦПГ): гільза циліндра, поршень, поршневе кільце. Основним завданням деталей цієї групи є створення і герметизація камери згорання. Внаслідок неминучих проміжків між зв'язаними деталями смороду ніколи не можуть забезпечити ідеальне ущільнення, тому у будь-якому кільцевому ущільненні має місце відомий витік газів, який по можливості слід зробити малим.

Всякий витік газів з циліндра, будь то пропуск повітря для згорання, незгорілої суміші або повністю згорілих газів, при перевищенні допустимої межі призводить до таких небажаних явищ як підвищений знос циліндра (гільзи) і кільця, втрати потужності і підвищенню питомої витрати палива, поломці і заїданню кільця, поршнів, циліндрів.

Теоретичному обґрунтуванню витоку газів в картер двигуна присвячено багато робіт, проте в них допускалася рівність параметрів газу в камері згорання і першій поршневій канавці, без урахування впливу верхнього поясу поршня, що відіграє важливу роль в забезпеченні надійної роботи форсованих двигунів.

У зв'язку з цим, видається актуальною подальше уточнення розрахункових схем кільцевого ущільнення, що враховують особливості течії газів по верхньому поясу поршня.

Об'єктом дослідження є процес роботи циліндропоршневої групи ДВЗ.

Предметом дослідження є взаємозв'язок пропуску газів від площі просвіту кільця і верхнього поясу поршня.

Мета роботи - провести теоретичні дослідження пропуску газів через кільцеве ущільнення дизельного двигуна з урахуванням впливу верхнього поясу поршня в залежності від конструктивних та експлуатаційних факторів.

Завдання дослідження. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувалися такі завдання:

1. Проаналізувати фактори, що впливають на пропуск газу через кільцеве ущільнення ДВЗ.
2. Дослідити методику розрахунку витоку газів.
3. Дослідити теоретично пропуск газів через кільцеве ущільнення ДВЗ.
4. Розробити рекомендації на основі отриманих залежностей витоку газів від частоти обертання колінчастого валу.

Методи дослідження. Для досягнення поставленої мети були використані такі теоретичні методи дослідження як аналіз, індукція, програмне середовище Excel.

Наукова новизна отриманих результатів. Набуло подальшого розвитку залежності пропуску газів від площі просвіту кілець і верхнього поясу поршня.

Практичне значення отриманих результатів. Результати роботи можуть бути використані при оцінці як зносу, так і залишкового ресурсу деталі за величиною витоку газів у момент його контролю з рівнянь апроксимації.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ РОБОТИ

Основні причини поломок ДВЗ пов'язані з виходом з ладу деталей, які сприймають тиск газів, значні температурні та механічні навантаження. До них відносяться деталі, що обмежують камеру згоряння – деталі ЦПГ, а також деталі, що сприймають механічні навантаження - деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ). За даними статистики, саме через поломку деталей КШМ і ЦПГ виходить з ладу до 70% двигунів [1]. З них на поломки деталей ЦПГ доводиться значної частини – до 44 % [2]. При цьому рідко дефект носить локальний характер, зазвичай вихід з ладу однієї деталі спричиняє поломку ще кількох.

Як очевидно, частку деталей ЦПГ припадає понад 36 % відмов ДВЗ. Традиційно до деталей ЦПГ відносяться поршні, гільзи, поршневі кільця та поршневі пальці [3]. Однак найбільш навантаженими є гільза, поршень і поршневе кільце. Саме ці деталі випробовують основний вплив газових сил, високих температур і схильні до інтенсивного зносу в жорстких умовах масляного голодування [3].

Як основні дефекти, які призводять до виходу з ладу деталей ЦПГ можна відзначити такі [1]:

- задир циліндричної частини поршня та перенесення частини матеріалу поршня на гільзу;
- обрив поршня по бобишках поршневого пальця;
- прогар днища поршня;
- закоксування компресійних ПК;
- знос ПК, гільз та канавок поршня;
- знос поверхні спідниці поршня;
- поломка ПК з розбивкою перемичок поршня частинами зламаного ПК;
- тріщини у матеріалах гільз;
- кавітаційне зношування та виразкова корозія зовнішньої поверхні гільз;
- зрив верхнього бурта гільз;
- жолоблення блоку циліндрів.

Основними причинами цих дефектів є [1]:

- низька якість очищення повітря (велика кількість пилу, недостатня ефективність системи фільтрації);
- погано організована система мастила (низька якість масла, падіння тиску в системі мастила);
- низька якість фільтрації олії;
- порушення регулювань паливної апаратури двигуна;
- перегрів двигуна в процесі експлуатації;
- недостатня міцність (механічні властивості) основного матеріалу деталей;
- недостатня зносостійкість поверхонь деталей ЦПГ.

Наслідки у роботі двигуна через поломки деталей ЦПГ можуть бути такі [1]:

- зниження потужності двигуна;
- димний вихлоп у дизельних ДВЗ;
- підвищена витрата олії;
- підтікання олії через з'єднання у випускній системі;
- збільшений прорив газів у картер;
- підвищення концентрації токсичних складових відпрацьованих газів;
- швидке старіння олії;
- металевий стукіт, що виникає через поломку першого компресійного ПК;
- труднощі пуску;
- нестійка робота на малих оборотах;
- форсований знос;
- підвищена небезпека аварій

Експлуатаційні властивості двигунів внутрішнього згорання багато в чому визначаються деталями циліндропоршневої групи (ЦПГ) [1-8]. Однією з основних їх функцій є якісне ущільнення камери згорання двигуна, яке забезпечується роботою поршневих кілець. Внаслідок неминучих проміжків між зв'язаними деталями

вони ніколи не можуть забезпечити ідеальне ущільнення, тому у будь-якому кільцевому ущільненні має місце відомий витік газів, який по можливості слід зробити малим.

Якщо припустити про замкнуте лінійне сполучення по колу і по торцях поршневого кільця, то теоретично витік газів можливий лише через щілину в замку, яка змінюється залежно від температур поршня і циліндра, форм деталей; мастила, що знаходиться між поверхнями, відкладень речовин з мастила(нагари) і так далі. Всякий витік газів з циліндра, будь то пропуск повітря для згорання, незгорілої суміші або повністю згорілих газів, при перевищенні допустимої межі призводить до наступних небажаних явищ:

- втрати потужності і підвищенню питомої витрати палива;
- підвищеному зносу циліндра(гільзи) і кілець;
- підвищеній витраті і прискореному старінню олії;
- коксуванню мастильної олії і пригоранню кілець;
- поломці і заїданню кілець, поршнів, циліндрів.

Для попередження негативних наслідків від цих явищ потрібно передусім отримання залежностей витоків газів від конструкторсько-технологічних і експлуатаційних чинників з подальшим їх аналізом і рекомендаціями по раціональному вибору параметрів кільцевого ущільнення.

До теперішнього часу з питання витоків газів в картер двигуна опубліковані численні роботи [9, 10, 14, 15, 19-22], в яких розглянуті різні аспекти надійної роботи системи циліндр-поршень-кільце ДВЗ, дані практично важливі пропозиції по удосконаленню деталей ЦПГ, умовам роботи кільцевого ущільнення.

У роботі [9] проведений аналіз великого експериментального і розрахункового матеріалу, в результаті якого виявлені залежності витоків газу від прохідного перерізу і частоти обертання колінчастого валу, числа кілець, зміни тиску в циліндрі в часі. Дана кількісна оцінка «допустимою» допустимою газів. Для різних двигунів при нормальній роботі кілець (без «вібрації») на основі розрахунків були зроблені наступні висновки:

- кількість газів, що протікають в одиницю часу через кільцеве ущільнення знижується зі збільшенням частоти обертання, причому при меншій частоті більше ніж при високій;
- витік газів за цикл різко падає зі збільшенням частоти обертання, тому при високій частоті і малому числі кілець виходить таке ж хороше ущільнення, як і при низькій частоті і більшій кількості кілець;
- вирішальним для величини витоку газів є процес зміни тиску газів в циліндрі за часом; за однакових умов ущільнення і середнього індикаторного тиску величина витоку газів у дизеля на 35% вище, ніж у бензинового двигуна;
- при великих лабіринтових об'ємах величини витоку газів дещо менше.

Виміри витоків на працюючих двигунах при нормальній роботі кілець дозволили зробити наступні висновки:

- на одному і тому ж двигуні і постійних умовах роботи витоку газів змінюються у великих межах, при цьому спостерігаються як порівняно швидко протікаючі коливання, викликані попаданням між поверхнями ущільнювачів сторонніх часток або тимчасовим зависанням кілець, так і коливання з тривалішим періодом; останні, ймовірно, можна пояснити провертанням кілець в канавках;
- зі збільшенням навантаження підвищується середнє значення величини витоку газів, якщо середній індикаторний тиск постійний, то у швидкохідних двигунів спостерігається тенденція до невеликого пониження витоку при частоті обертання, що збільшується;
- мастильна олія між ущільнюваними поверхнями робить вплив на витік газів, тому вона залежить також від поршневого проміжку і осьової довжини поршня; більший поршневий проміжок викликає підвищений витік газів, при цьому грає помітну роль більше сильне перекидання(перекіс поршня);
- сильний витік газів на підвищеній частоті обертання вказує на динамічні порушення роботи кілець (вібрація кілець).

У роботі [14] для розрахунку величин витоків газів запропоновані наступні рівняння:

$$V = i c \frac{D^{1,5} \varphi(p)}{\sqrt[3]{z}} \text{ л/хв} \quad (1.1)$$

де i - число циліндрів;

D - діаметр циліндра, см;

z - число кілець;

$c = 0,005$ - коефіцієнт для двигунів з діаметром циліндра до $D=125$ мм.

$$\varphi(p) = \frac{1}{c_1} \left(\frac{p_c + p_a}{2} + p_i \right), \quad (1.2)$$

де p_c - тиск стиску, кг/см^2 ;

p_a - тиск впуску, кг/см^2 ;

p_i - середній індикаторний тиск, кг/см^2

$c_1 = 4$ для чотиритактних двигунів, $c_1 = 2$ - для двотактних.

Для чотиритактних двигунів

$$V = \frac{D^2}{118000} \sqrt{n \varphi(p)} \text{ л/ хв}, \quad (1.3)$$

де D - діаметр циліндра, мм;

n - частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}

Розрахунки по приведених рівняннях показали, що для одного і того ж двигуна виток газів відрізняються більше, ніж в 5 разів. Крім того, вони на думку автора абсолютно непридатні для розрахунку витоків двигуна при значному зносі деталей ЦПГ. Автор для розрахунку витоків рекомендує рівняння

$$V = \frac{q p_i 10^3}{\sqrt[4]{z} n_1 (1,1 + 0,28 n 10^{-3})} \text{ л/ хв} \quad (1.4)$$

де q - відносна площа просвіту;

p_i - середній індикаторний тиск ;

z - число кілець ;

n - частота обертання, хв^{-1} ;

$n_1 = 1$ для двотактних двигунів, $n_1 = 2$ - для чотиритактних.

Це рівняння перевірене при розрахунках витоків двигунів з діаметром циліндрів від 150 до 300 мм і частотою обертання 300-2500 хв^{-1} .

Встановлено що при невеликому зносі і малих відносних площах просвітів зміна частоти обертання не робить вплив на величину витоків.

Для зносу, коли $q \geq 0,005$, залежністю витоків від частоти обертання нехтувати вже не можна. При роботі двигуна за зовнішньою характеристикою зміна витоків газів відбувається аналогічно зміні середнього індикаторного тиску, проте при $q \geq 0,1$ ця аналогія порушується [9].

Мастило, що поступає на дзеркало гільзи циліндра, потрапляючи між кільцями, гільзою і канавками, ущільнює циліндр і зменшує кількість газів, проникаючих в картер. На різних режимах роботи двигуна ущільнююча дія мастила може змінюватися. Так, при малій частоті обертання або запуску, якщо вступ олії недостатньо, спостерігатиметься значний прорив газів, з іншого боку при повній потужності або форсуванні прорив газів росте прогресивно і випереджає наростання потужності із-за його розрідження.

Відомо, що макронерівності, окрім зменшення площі контакту і збільшення сил тертя, погіршують прилягання поверхонь, що труться, і призводять до появи просвітів.

Через ці просвіти з камери згорання в картер проривається значна кількість газів. Прорив газів збільшується залежно від розміру просвітів між дзеркалом циліндра і поршнеvim кільцем, які залежать від овальності гільзи циліндра.

Істотний вплив овальності циліндра на витік газів підтверджується даними роботи [9] для бензинового двигуна:

Овальність, мм	0,12	0,18	0,20	0,23	0,25	0,30	0,35
Величина витоків, л/хв	1,63	1,67	1,77	2,04	2,77	5,63	12,7

Ці дані свідчать про те, що до величин овальності менше $1/400 D_{ц}$, витіки зростають трохи, зате при овальності більше $1/300 D_{ц}$ спостерігається різке збільшення витоків. У роботі [15] отримано рівняння для визначення витіку газів поклад від овальності циліндра e :

$$V = 0,346 + 6,8 \cdot e \text{ л/ хв.} \quad (1.5)$$

Відзначається, що різниця між сумарними просвітами при нульовій овальності і при овальності $0,7 \dots 0,9$ мм складає $0,22 \dots 0,25$ мм, що приблизно рівному твору площі просвіту замку нового кільця в холодному стані при овальності рівної нулю, на коефіцієнт μ витікання газів через щілину.

Випробування на одноциліндрових двигунах потужністю до 190 к.с. при частоті обертання від 500 до 2000 хв⁻¹ дозволили зробити наступні висновки [15]:

- Овальність в межах до 100 мкм циліндрів діаметром 150...160 мм трохи впливає на кількість газів, проникаючих в картер;
- При підвищенні овальності понад 100 мкм кількість газів, що прориваються в картер, зростає пропорційно овальності в мірі більшої одиниці;
- Розташування замків кілець позначається на прориві газів; він максимальний, коли замки кілець знаходяться на великій осі овалу, мінімальний - на малій осі овалу;
- Замки нефіксованих кілець розташовуються по великій осі овалу;
- Витоки газів збільшуються з підвищенням частоти обертання коленчастого валу і тиску в циліндрі, тобто зі збільшенням потужності.

Було виявлено, що після пробігу 20 тис. км двигунів ГАЗ пропуск газів не перевищував 30 л/хв, а у повністю зношених – 70...130 л/хв, тобто різко зростав і, таким чином, судження про технічний стан двигуна за величиною витоку газів в картер може бути цілком обґрунтованим.

У основу теоретичних досліджень течії газів через кільцеве ущільнення у більшості робіт використані рівняння вагів і енергії, запропоновані Евейсом [9]. Ним розглянута «ідеальна модель», тобто модель при наступних допущеннях (рис. 1.1):

- Кільцеве ущільнення виконане з однакових за формою працюючих кілець;
- Площі сумарних просвітів в замках усіх компресійних кілець однакові;
- Геометричні співвідношення в ущільненні постійні;
- Виключаються переміщення кілець в канавках і радіальні рухи поршня в гільзі циліндра;
- На поверхнях відсутнє мастило і волога;
- Оливознімальні кільця не впливають на герметичність усього комплексу кілець;
- Приймаються рівними параметри газів в камері згорання і верхній поршневій канавці;
- Тиск в картері прийнятий рівним атмосферному.

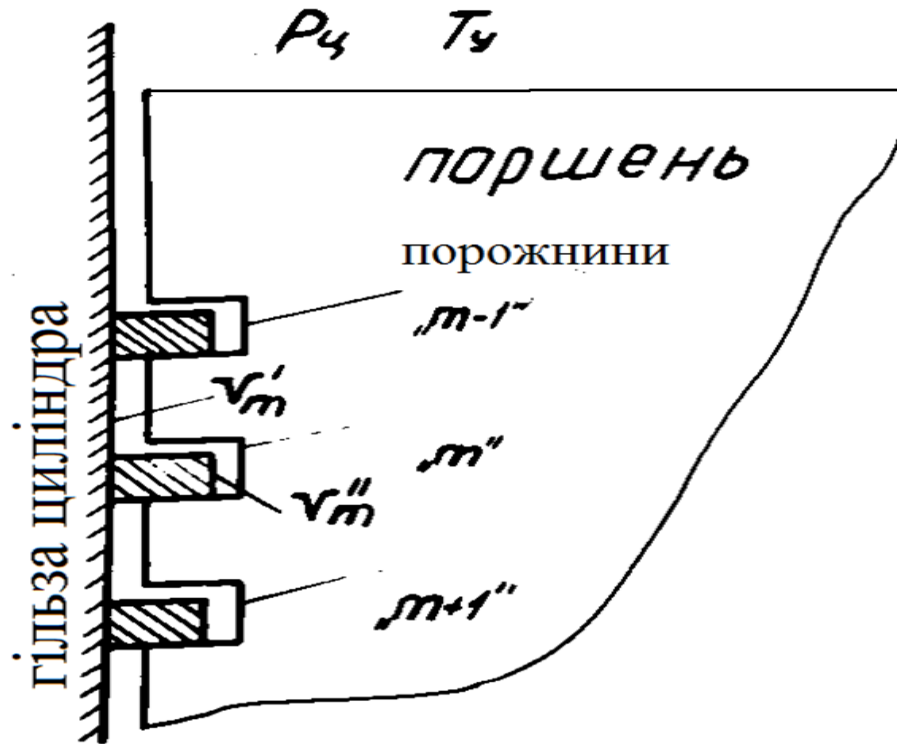


Рис. 1.1. Розрахункова модель кільцевого ущільнення

З рівнянь балансів вагів і енергії для кожної кільцевої канавки об'ємом V а також рівняння стану Евейс отримав систему диференціальних рівнянь, які відображають зміни температури і тиску газів в ущільненні.

$$dT_m = \frac{R}{V_m} \frac{T_m}{p_m} \left[\varphi \frac{f_{m-1,m}}{v_{m-1,m}} \sqrt{\frac{2g}{A} c_p (T_{m-1} - T_{m-1,m})} (kT_{m-1} - T_m) + \right. \\ \left. \varphi \frac{f_{m,m+1}}{v_{m,m+1}} \sqrt{\frac{2g}{A} c_p (T_{m+1} - T_{m+1,m})} (kT_{m+1} - T_m) + F_m \frac{\alpha_m}{c_v} (T_{wm} - T_m) \right] dt \quad (1.6)$$

$$dp_m = R \frac{k}{V_m} \left[\varphi \frac{f_{m-1,m}}{v_{m-1,m}} \sqrt{\frac{2g}{A} c_p (T_{m-1} - T_{m-1,m})} T_{m-1} + \right. \\ \left. \varphi \frac{f_{m,m+1}}{v_{m,m+1}} \sqrt{\frac{2g}{A} c_p (T_{m+1} - T_{m+1,m})} T_{m+1} + F_m \frac{\alpha_m}{c_v k} (T_{wm} - T_m) \right] dt \quad (1.7)$$

де p_m, T_m - тиск і температура газу в порожнині m ;

R, φ, k - відповідно газова постійна, коефіцієнт витрати и показник адіабати;

v_m - питомих об'єм газу;

c_p, c_v - теплоємності газу;

V_m, F_m, T_{wm} - об'єм, площа і температура теплопередаючих поверхонь;

α_m - коефіцієнт тепловіддачі;

f_m – площа щілин, t - час.

Були досліджені чотири можливі випадки течії газів в ущільненні. Оскільки теплопередача важко піддається визначенню, коефіцієнти теплообміну в канавках приймалися однаковими і розрахунки проводилися для випадків адіабатичного і ізотермічного течії газів.

Витрата газу через нещільність кільцевого ущільнення розраховувалася по формулі

$$G = \mu f_i p_i \sqrt{\frac{273}{273+t_i}} \quad (1.8)$$

де p_i - тиск перед кільцем

t_i - температура перед кільцем

μ - коефіцієнт витікання, для надкритичної області $\mu = 0,24$.

Ця формула застосовна для випадку, коли тиск в ущільнюваному просторі постійно і реальне ущільнення замінене перерізом рівним $0,4 \text{ мм}^2$ на кожні 100 мм циліндра, що допустимо для нового двигуна в період обкатки.

При дослідженні витоків газу з'являється необхідність визначення абсолютних величин площ просвітів. Більшість авторів за площу просвітів приймають або просвіт в замку поршневого кільця (знос кільця і циліндрової втулки оцінюється зміною проміжку в замку), або приймається умовна величина просвіту, імітована отвесиями, що калібруються, в днищі поршня [9, 14]. Ясно, що реальний просвіт у вигляді серповидного проміжку характеризується іншими коефіцієнтами витрати, позначається на процес витікання в цьому випадку і умови мастила. Теоретичному дослідженню пристосовності поршневих кілець до деформацій циліндрів присвячена робота Результати цієї роботи можна розповсюдити на випадки деформації втулки при запрессовке у блок або теплової деформації, а не на втулки з великим природним зносом. Практичне застосування приведених в роботі формул значно утруднюється відсутністю узагальненої залежності, що враховує дійсний знос циліндрової втулки.

Циліндрова втулка при експлуатації придбаває овал, різний по висоті. Крім того овал утворюється частенько дугами з різними радіусами кривизни. Разом з овалами циліндрова втулка має конусність, еліпсність і так далі. Усі ці порушення макрогеометрії, що є наслідком зносу, настільки різноманітна, що практично не піддаються не лише узагальненню, але і всякому обліку.

Експериментальне визначення коефіцієнта витрати μ при витіканні газів через поршневі кільця виконане поруч дослідників [9, 14, 18]. Їх результатів значно розходяться і відносяться до випадку витікання через щілини з гострими кромками, що не є тотожними геометричним співвідношенням серповидного проміжку, утвореного недостатньо щільно прилеглим до дзеркала циліндрової втулки поршневим кільцем (таблиця. 1.1). Величина загальної для ущільнення коефіцієнта витрати за умови близьких значень площ просвіту у кожного кільця в першому наближенні дорівнюватиме твору коефіцієнтів витрати у кожного кільця.

Таблиця 1.1

Огляд авторів на тему роботи

Автори	Коефіцієнт витрати μ	Галузь застосування
К. Єнгліш [9]	0,24	Для одного кільця
С. Фурухама [20]	0,86	Для одного кільця
С.А. Чаплигін [14]	0,74	Для щілини з гострими кромками
А.Н. Устінов [14]	0,35...0,55	Для всього ущільнення

Розрахунками встановлено, що розташування аномального перерізу у ряді кілець нерухомого ущільнення не впливає на загальне пониження тиску в ущільненні і на величину витрати газу, змінюється тільки тиск в об'ємі, попередньому аномальному перерізу. Витрата газів витоку за цикл прийнято розділяти за величиною перепаду тиску: витікання в надкритичній області і підкритичній області. Розрахунок витрати газу робиться для них по одному рівнянню

$$dG_{\text{вт}} = \frac{\mu}{K} \psi S_{\text{пр}} \sqrt{\frac{p_k}{v_k}} dt \quad (1.9)$$

де μ - коефіцієнт витрати для цього виду нещільності;

K - 0,985...0,975 - поправочний коефіцієнт, що враховує в'язкість газів витоку;

$S_{пр}$ - середнє значення площі просвіту ущільнення;

Ψ - експериментальна витратна функція;

P_k, v_k - параметри газу над поршнем,

t - час, впродовж якого підраховується витік.

Аналіз експериментальних даних показує, що при якісному ущільненні близький до критичного перепад тиску встановлюється на двох останніх кільцях. При неякісному ущільненні на усіх кільцях перепад менший за критичний, що призводить до зростання критичного перепаду тиску у міру збільшення зношеності поршневих кілець циліндрових втулок. При продовженні руху газів в проміжку між спідницею поршня і циліндром відбувається подальше зниження тиску в цій порожнині, об'єм якої великий в порівнянні з междукільцевими об'ємами, до атмосферного тиску. Як показали розрахунки, на останній ділянці (160^0 п.к.в. при малих тисках в циліндрі) величина витоків навіть при значному зносі деталей ЦПГ не перевищує 9...10% від загального витоків за цикл.

Маючи в розпорядженні розрахункові дані про розподіл тисків газів в порожнинах кільцевого ущільнення витік газів можна знайти, використовуючи формулу

$$dG_{вт} = \mu \psi S_{пр} \sqrt{\frac{p_n}{v_n}} dt \quad (1.10)$$

де ψ - для надкритичної області витікання:

$$\psi = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}} \quad (1.11)$$

Підкритичній області витікання

$$\psi = \sqrt{\frac{2gk \left[\left(\frac{p_0}{p_n}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_n}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}{k-1}} \quad (1.12)$$

де p_n, v_n - тиск і питомий об'єм газу перед останнім кільце

Зважаючи на складну картину спільного зносу циліндрової втулки і поршневих кілець, представляється доцільним оцінювати сумарні площі прохідних перерізів, використовуючи заздалегідь отримані розрахункові залежності величин витоків газів від площі просвіту між стінкою, поршнем і кільцем У цьому випадку,

розташовуючи величиною витоки газів в умовах працюючого двигуна і прирівнюючи її до теоретичної, на підставі графічної залежності можливо орієнтовно визначити сумарну площа просвіту.

У приведених вище розрахунках допускалася рівність параметрів газу в камері згорання і першій поршневій канавці, без урахування впливу верхнього поясу поршня, що відіграє важливу роль в забезпеченні надійної роботи форсованих двигунів [11]. Так, що дроселює, в роботі [9] приведені величини витоку газів при різних поршневих порожнинах і незмінних умовах експлуатації (таблиця 1.2).

Таблиця 1.2

Поршневий проміжок, мм	Голівка поршня	Останній гребінь	Верхній край тіла поршня	Нижній край тіла поршня	Витік газів в л/хв
Нормальний	0,54	0,26	0,23	0,12	3,02
Збільшений в першому досвіді	0,65	0,36	0,23	0,12	8,60
Збільшений в другому досвіді	0,75	0,46	0,23	0,12	17,48

Видно, що при збільшенні проміжку по голівці поршня з 0,54 до 0,75 мм (у 1,4 разу) витоку газів зростають з 3,02 до 17,48 л/хв (майже в 6 разів). Необхідність виконувати проміжки поясу поршня, що дроселює, наскільки можливо малими і відносити положення верхньої канавки на достатню відстань від кромки поршня підтверджується практикою сучасного двигателебудування. У зв'язку з цим, видається актуальною подальше уточнення розрахункових схем кільцевого ущільнення, що враховують особливості течії газів по верхньому поясу поршня.

Умови роботи та причини руйнування гільз циліндра. Циліндр є однією з основних деталей корпусу двигуна. Його внутрішня поверхня спільно з днищем поршня, і кришкою утворює камеру згорання, і є напрямною, вздовж якої відбувається

переміщення поршня в процесі роботи [4]. Поверхня циліндра стикається з полум'ям та гарячими газами в камері згоряння, температура яких досягає 1800-3100 К [3].

Внутрішня поверхня блоку циліндрів використовується як робоча поверхня досить рідко, в основному в блок циліндрів встановлюється гільза, яка має високу зносостійкість, і наявність якої дозволяє організувати систему водяного охолодження. Також гільза встановлюється і на двигунах повітряного охолодження підвищення зносостійкості поверхні «дзеркала» циліндра [4]. Робота гільзи характеризується значною теплонапруженістю, газовими навантаженнями, силою тертя з боку поршня та поршневих кілець, всі ці фактори призводять до активного зносу її поверхні [3].

Зношування робочої поверхні гільзи відбувається за її довжиною нерівномірно.

Поворотно-поступальний рух поршня вздовж гільзи призводить до того, що найбільш несприятливі умови з погляду зношування виникають у районі перекладки поршнів. При цьому найжорсткіший режим спостерігається в області верхньої мертвої точки (ВМТ), де фіксуються високі температури, які призводять до виникнення граничного або навіть сухого тертя внаслідок вигорання мастильного матеріалу у поєднанні «гільза – поршневе кільце». У цій галузі також присутні частки атмосферного пилу, що потрапляють в камеру згоряння разом з повітрям [1], що викликає абразивне зношування поверхні гільзи.

Узагальнюючи наведену вище інформацію можна виділити такі основні причини виходу з ладу гільз циліндрів ДВС:

- а) механічне стирання поверхні гільзи поршневими кільцями (втомний знос);
- б) корозія поверхні;
- в) руйнування масляного шару в процес роботи, що сприяє виникненню молекулярного захоплювання поверхонь, що труться;
- г) підвищений вміст частинок пилу у повітрі, що всмоктується, а також активне нагароутворення, які викликають абразивне зношування поверхні.

Висновки за розділом 1

У пропонованій роботі вирішувалися наступні задачі:

- Застосувати розроблену на кафедрі експлуатації і ремонту машин ПДАБА методику для розрахунку пропуску газів в ЦПГ ДВЗ;
- Провести теоретичні дослідження пропуску газів через кільцеве ущільнення дизельного двигуна в залежності від конструктивних та експлуатаційних факторів;
- Розробити рекомендації, що забезпечують уточнення розрахунку пропуску газів.

Аналіз виконаних досліджень показав, що питанню витоку газів в картер двигуна присвячена достатня кількість робіт, в яких встановлено, що відсутність надійного ущільнення приводить до збільшення прориву газів, здування масляної плівки, перегрівання поршня, підвищеного зносу, погіршення техніко - економічних показників двигуна.

Незважаючи на велику кількість експериментальних робіт, досі відсутні узагальнювальні залежності по витоках газів для двигунів різної потужності і розмірів.

Кількість газів, що протікають через кільцеве ущільнення, в першому наближенні пропорційно величині дросельного перерізу, часу, функції тиску ущільнювальному просторі, а також частоті обертання колінчастого валу.

Теоретичні дослідження виконані на розрахункових моделях, що не враховують в належній мірі дійсні умови роботи кільцевого ущільнення і що знижують тому їх практичну цінність; зокрема в них допускається рівність параметрів газів в камері згорання і верхній поршневій канавці, тим самим виключається вплив верхнього поясу поршня, що відіграє важливу роль в забезпеченні надійної роботи форсованих двигунів.

Виходячи з вищевикладеного, сформульовані завдання кваліфікаційної роботи, що включають виконання за уточненою методикою теоретичного розрахунку витоку газів в картер та виявлення основних факторів, що істотно впливають на властивості кільцевого ущільнення двигунів внутрішнього згорання.

РОЗДІЛ 2

ПРИЙНЯТА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ВИТОКУ ГАЗІВ

2.1. Основні положення

На підставі аналізу виконаних робіт за розрахунком витоку газів в ДВЗ, а також власних досліджень, на кафедрі експлуатації і ремонту машин була запропонована уточнена експериментально-теоретична методика оцінки витоку газів в картер, що дозволяє врахувати вплив верхнього поясу поршня, що дроселює [13, 17].

Першочерговим завданням теоретичного опису процесів витікання газів в картер двигуна є визначення поточних параметрів газів в заколечних об'ємах поршня, які потім вже будуть використовуватися для оцінки ущільнюючої здатності поршневого кільця. У загальній постановці завдання руху газу через заколечні об'єми поршня задоволена доладна, проте її можна істотно спростити, якщо ввести наступні допущення:

- геометричні співвідношення в кільцевому ущільненні в межах одного циклу залишаються постійними ;
- площі перерізів щілин між кільцем і гільзою можна замінити еквівалентною площею прохідного перерізу замку кільця ;
- величина витоку газів не залежить від обертання (повороту) кільця в канавках і радіального переміщення поршня в гільзі циліндра ;
- процес течії газів приймається квазістаціонарним.

2.2. Розрахункова модель

Принципова особливість запропонованої розрахункової моделі (рис. 2.1) полягає в тому, що в ній врахований вплив верхнього поясу поршня, що відіграє важливу роль в забезпеченні надійної роботи форсованого двигуна. Початковими рівняння для розрахунку служать рівняння балансу мас і енергії [9].

Для випадку, коли газ перетікає з циліндра у верхню канавку і з неї в другу канавку, тобто $P_{ц} \geq P_1 \geq P_2$, де P_1 і P_2 - відповідно тиски у верхній і в другій канавці, вони наберуть вигляду

$$dm_1 = dm_{ц} - dm_2, \quad (2.1)$$

$$d(m_1 u_1) = d(m_{ц} i_{ц}) - d(m_2 i_1) \pm dQ_1, \quad (2.2)$$

де $dm_{ц}$ $d(m_{ц} i_{ц})$ - елементарна маса і ентальпія газів, впадаючих у верхню канавку з циліндра за час dt ;

dm_2 , $d(m_2 i_1)$ елементарна маса і ентальпія газів, витікаючих з верхньої канавки в другу за той же час;

dm_1 , $d(m_1 u_1)$ - зміна елементарної маси і внутрішньої енергії газів у верхній канавці за час dt ;

dQ_1 - елементарна кількість тепла, переданого (сприйнятого) газами навколишнім поверхням деталей ЦПГ за час dt .

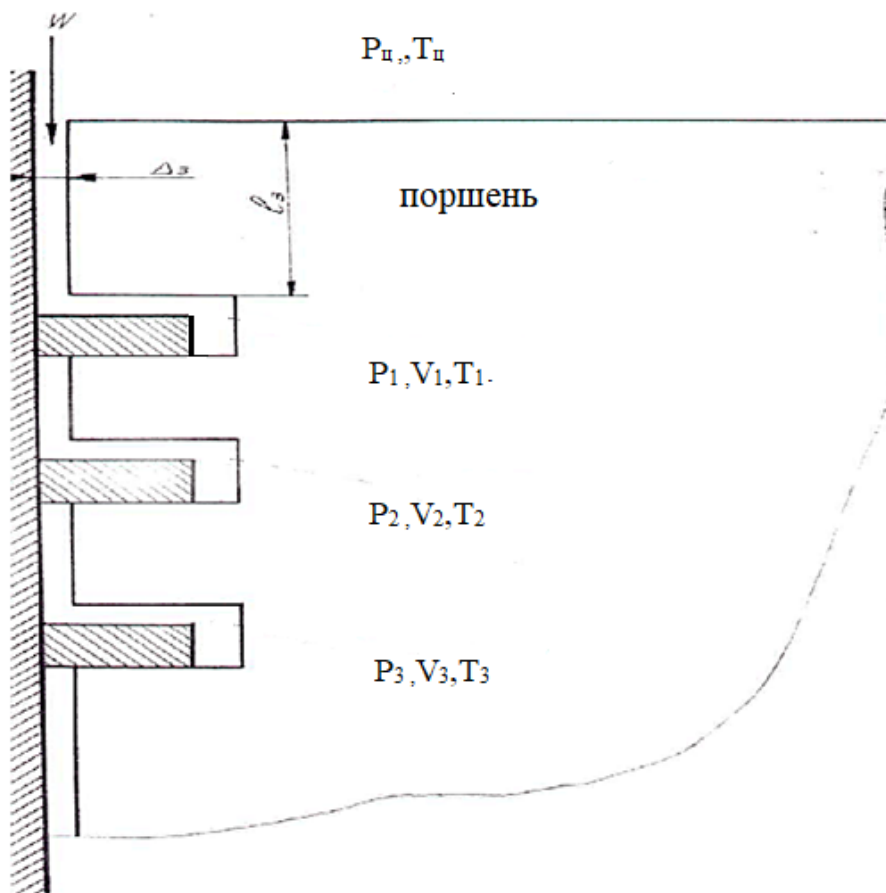


Рис. 2.1. Розрахункова схема кільцевого ущільнення з постійними геометричними співвідношеннями

Після диференціювання рівняння (2.2) і підстановки в нього вираження (2.1) отримаємо

$$m_1 du_1 = dm_{\text{ц}}(i_{\text{ц}} - u_1) - dm_2(i_1 - u_1) \pm dQ_1. \quad (2.3)$$

Використавши загальновідомі вирази $u=c_v T$, $i=c_p T$, $PV=mR_{\Gamma}T$ і формули

$$dm = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}} d\tau \quad dQ = \alpha(T - T_w) d\tau$$

де ψ - швидкісна функція, залежна від відношення тисків [10];

μ - коефіцієнт витрати;

f - прохідний переріз між заколечними об'ємами; рівняння (2.3) після перетворень можна записати у виді

$$\frac{dT_1}{d\tau} = a_1 \frac{T_1}{\bar{p}_1} \left[\bar{\mu}_1 \bar{f}_1 \psi_{\text{ц}} \left(\frac{k_{\text{ц}}}{\beta_1} \sqrt{T_{\text{ц}}} - \frac{T_1}{\sqrt{T_{\text{ц}}}} \right) - (k_1 - 1) \psi_1 \bar{p}_1 \sqrt{T_1} \pm \frac{\alpha_1 F_1 \Delta T_1 \sqrt{R_{\Gamma}}}{\mu_1 f_1 \beta_1 c_{v_{\text{ц}}} p_{\text{ц}}} \right] \quad (2.4)$$

$$\frac{dp_1}{d\tau} = a_1 p_{\text{ц}} \left[\bar{\mu}_1 \bar{f}_1 \psi_{\text{ц}} \frac{k_{\text{ц}}}{\beta_1} \sqrt{T_{\text{ц}}} - k_1 \psi_1 \bar{p}_1 \sqrt{T_1} \pm \frac{\alpha_1 F_1 \Delta T_1 \sqrt{R_{\Gamma}}}{\mu_1 f_1 \beta_1 c_{v_{\text{ц}}} p_{\text{ц}}} \right] \quad (2.5)$$

де $a_1 = \mu_1 f_1 \sqrt{R_{\Gamma}} / V_1$; $\bar{f}_1 = f_{\Delta} / f_1$; $\bar{\mu}_1 = \mu_{\text{ц}} / \mu_1$; $\Delta T_1 = 2T_f - T_w - T_{\text{п}}$;

$\bar{p}_1 = p_1 / p_{\text{ц}}$; $\beta_1 = c_{v_1} / c_{v_{\text{ц}}}$; $\psi_{\text{ц}} = f(p_m / p_{\text{ц}})$; $\psi_1 = f(p_2 / p_1)$;

де p_m - тиск газів в мінімальному перерізі струменя;

$T_f = (T_{\text{ц}} + T_1) / 2$ - визначальна температура газів;

$T_{\text{п}}$, T_w - середня температура голівки поршня і гільзи циліндра;

F_1 - площа теплопередаючих (теплосприймаючих) поверхонь у верхньому кільцевому просторі;

f_{Δ} , f_1 - прохідні перерізи для газів, що входять і виходять з верхньої кільцевої порожнини.

Перепад тиску у верхньому поясі поршня за умови збереження постійності швидкості газів знаходиться з формули [11]

$$\frac{dp}{dx} = \zeta_{\Gamma} \rho_{\Gamma} w^2 / (2d_{\epsilon}) \quad (2.6)$$

де $d_{\epsilon} = 2\Delta_3$ - еквівалентний діаметр каналу у формі щілини

Δ_3 - ширина щілини;

ζ_r - коефіцієнт опору руху.

Інтегруючи (2.6) з урахуванням $\zeta_r = 96Re$ знайдемо

$$\Delta p = p_m - p_1 = W_m \quad (2.7)$$

де $C_m = 96 \nu_f l_3 / d_\epsilon^2$; $Re = W_m d_\epsilon / \nu_f$ - число Рейнольдса;

l_3 - довжина кільцевої щілини верхнього поясу;

ν_f - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

W_m, ρ_m - відповідно швидкість і щільність газів в мінімальному перерізі струменя.

Приймаючи по увагу (2.7) і вираз

$$\rho_m = \rho_\epsilon \left(\frac{p_m}{p_\epsilon} \right)^{1/k_\epsilon}$$

остаточно отримаємо

$$p_m = p_1 + \phi_1 p_\epsilon C_m \sqrt{\frac{k_\epsilon \left[\left(\frac{p_m}{p_\epsilon} \right)^{\frac{2}{k_\epsilon}} - \left(\frac{p_m}{p_\epsilon} \right)^{\frac{k_\epsilon+1}{k_\epsilon}} \right]}{2(k_\epsilon-1)R_\epsilon T_\epsilon}} \quad (2.8)$$

де ϕ_1 - коефіцієнт втрат швидкості.

Найбільші труднощі при визначенні параметрів газів усередині кільцевого ущільнення виникають у зв'язку з необхідністю оцінки коефіцієнта тепловіддачі α . Для розрахунку тепловіддачі при ламінарном режимі течії газів у відносно невеликому кільцевому проміжку верхнього поясу поршня (0,1...0,4 мм) запропоновані різні критерійні рівняння [16, 19]. Проведені дослідження показали, що мінімальна різниця між розрахунковими величинами коефіцієнта тепловіддачі і опублікованими експериментальними даними досягається при використанні критерійного рівняння виду

$$Nu = 1.85 \left(Pe d_\epsilon / l_3 \right)^{1/3} \quad (2.9)$$

Використавши в рівняннях (2.4) і (2.5) значення α_1 , отримане з рівняння (2.9), після ряду перетворень остаточно отримаємо наступні розрахункові рівняння для верхньої канавки

$$\frac{dp_1}{d\tau} = a_1 p_{\text{ц}} \left\{ \bar{\mu}_1 \bar{f}_1 \psi_{\text{ц}} \frac{k_{\text{ц}}}{\beta_1} \sqrt{T_{\text{ц}}} - k_1 \psi_1 \bar{p}_1 \sqrt{T_1} - A \sqrt{\left[\frac{\lambda_{\text{ц}}}{\beta_1 c_f p_{\text{ц}}} \right]^2 \frac{w_m k_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}}} \Delta T_1 \right\} \quad (2.10)$$

$$\frac{dT_1}{d\tau} = a_1 \frac{T_1}{\bar{p}_1} \left\{ \bar{\mu}_1 \bar{f}_1 \psi_{\text{ц}} \left(\frac{k_{\text{ц}}}{\beta_1} \sqrt{T_{\text{ц}}} - \frac{T_1}{\sqrt{T_{\text{ц}}}} \right) - (k_1 - 1) \psi_1 \bar{p}_1 \sqrt{T_1} - A \sqrt{\left[\frac{\lambda_{\text{ц}}}{\beta_1 c_f p_{\text{ц}}} \right]^2 \frac{w_m k_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}}} \Delta T_1 \right\} \quad (2.11)$$

$$\text{де } A = 13.2 \times 10^{-4} \frac{F_1}{\mu_1 f_1} \sqrt[3]{1/(d_{\epsilon} l_3)}$$

Залежності параметрів газів кільцевих каналах від кута повороту колінчастого валу знаходяться з рівняння

$$\frac{dp_1}{d\varphi} = \frac{1}{6n} \frac{dp_1}{d\tau} \quad \frac{dT_1}{d\varphi} = \frac{1}{6n} \frac{dT_1}{d\tau} \quad (2.12)$$

Експериментально встановлено [10], що в порожнинах кільцевого лабіринту відбувається інтенсивний теплообмін між газом і стінками, що оточують його. Тому для другої і подальших поршневих канавок течію газів можна прийняти ізотермічним, тобто вважати $m=2,3$). Розрахункове рівняння для p_m при цьому значно спрощується

$$dp_m = (dm_{m-1,m} - dm_{m,m+1}) R_{\Gamma} \frac{T_m}{V_m} \quad (2.13)$$

де m - номер поршневої канавки. Після перетворень за умови

$p_{m-1} > p_m > p_{m+1,m}$ отримаємо

$$\frac{dp_m}{d\varphi} = \frac{1}{6n} a_m p_{m-1} \left(\bar{\mu}_m \bar{f}_m \psi_m \frac{k_m}{\beta_m} \frac{T_m}{\sqrt{T_{m-1}}} - k_{m+1} \psi_{m+1} \bar{p}_m \sqrt{T_m} \right) \quad (2.14)$$

Відомо, що усередині кільцевого ущільнення можливі і інші випадки течії газів, обумовлені характером і величиною зміни тисків в камері згоряння і порожнинах канавок [9, 17].

У разі течії газів, коли $P_{\text{ц}} < P_1 = P_2 > P_3$, складаючи рівняння балансів мас і енергії, з наведених вище диференціальних рівнянь знайдено

$$\frac{dp_1}{d\varphi} = \frac{dp_2}{d\varphi} = -\frac{1}{6n} a_2 \frac{p_2}{\beta} (k_2 \psi_2 + \bar{\mu}_2 \bar{f}_2 k_3 \psi_3) \sqrt{T_2} T_1 = T_2 \quad (2.15)$$

$$\text{де } a_2 = \frac{\mu_2 f_2 \sqrt{R\Gamma}}{(V_1 + V_2)} \quad \psi_2 = f\left(\frac{p_1}{p_2}\right) \quad \psi_3 = f\left(\frac{p_3}{p_2}\right) \quad \bar{\mu}_2 = \frac{\mu_3}{\mu_2} \quad \bar{f}_2 = f_3 / f_2$$

Для розрахунку прориву газів в картер двигуна за один цикл процес витікання розділяється на j -рівних ділянок по куту повороту колінчастого валу з постійними значеннями параметрів в кожному інтервалі. Тоді цикловий витік можна знайти по формулі

$$m_{\text{ут}} = \frac{1}{6n} \Delta\varphi \mu_3 f_3 \sqrt{\frac{1}{R\Gamma T_{\text{п3}}}} \sum_j p_{3j} \psi_{4j} \quad \text{кг/с} \quad (2.16)$$

$$\text{де } \psi_{4j} = f\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{3j}}\right)$$

$\Delta\varphi$ - інтервал кута повороту колінчастого валу на кожній ділянці

$T_{\text{п3}}$ -- температура в зоні третього поршневого кільця.

Висновки за розділом 2

1. Наведена розроблена на кафедрі експлуатації і ремонту машин ПДАБА уточнена експериментально-теоретична методика для розрахунку витоку газів в картер, що дозволяє врахувати вплив верхнього поясу поршня, що дроселює;
2. Приведені формули для розрахунку витоку газів у картер двигуна для кільцевого ущільнення з постійними геометричними співвідношеннями і різними умовами течії газів;
3. Встановлено що в порожнинах кільцевого лабіринту відбувається інтенсивний теплообмін між газом і стінками, що оточують його. Тому для другої і подальших поршневих канавок течію газів можна прийняти ізотермним. Розрахункові рівняння при цьому значно спрощуються

РОЗДІЛ 3.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОПУСКУ ГАЗІВ ЧЕРЕЗ КІЛЬЦЕВЕ
УЩІЛЬНЕННЯ ДВЗ**3.1. Початкові дані**

Приведена вище методика розрахунку була використана для теоретичного дослідження пропуску газів при різних припущеннях відносно геометричних співвідношень кільцевого ущільнення, числа кілець, прохідних перерізів, а також умів роботи двигуна. У якості об'єкту дослідження було вибрано кільцеве ущільнення з трьох кілець дизельного двигуна. Вибір початкових і крайових умов проведено на основі отриманих раніше результатів термометрування і індіціювання дизеля на розрахункових режимах, а також при допущенні рівності початкових тисків і температур газів в усіх порожнинах кільцевого ущільнення.

Початкові дані мали наступні значення:

$$D = 0,12 \text{ м} \quad S = 0,12 \text{ м}, \quad h_k = 0,003 \text{ м},$$

$$t_k = 0,005 \text{ м} \quad \varepsilon = 16,5 ; \quad p_a = 9 \cdot 10^5 \text{ Па}, \quad p_z = 75 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad p_r = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$T_a = 360 \text{ К}, \quad T_{\pi} = 493 \text{ К}$$

Обчислення показників, що характеризують властивості газів – c_v , ν_f , λ_f здійснювалося шляхом введення наближених лінійних законів, що відбивають їх залежності від температури. Коефіцієнт витрати μ вибирався згідно з рекомендаціями, викладеними в роботах [9,14, 20]. Оскільки приведені диференціальні рівняння не піддаються інтеграції в елементарних функціях, їх рішення було отримане методом чисельної інтеграції в математичній системі Mathcad.

3.2. Залежності витоку газів від кута повороту колінчастого валу

Зміни тисків і температури в циліндрі P_{π} і T_{π} від кута повороту колінчастого валу на режимі номінальної потужності двигуна приведені на рис. 3.1 і 3.2. На рис.

3.3 зображені криві зміни тисків в циліндрі двигуна, першою, другою і третьою канавках.

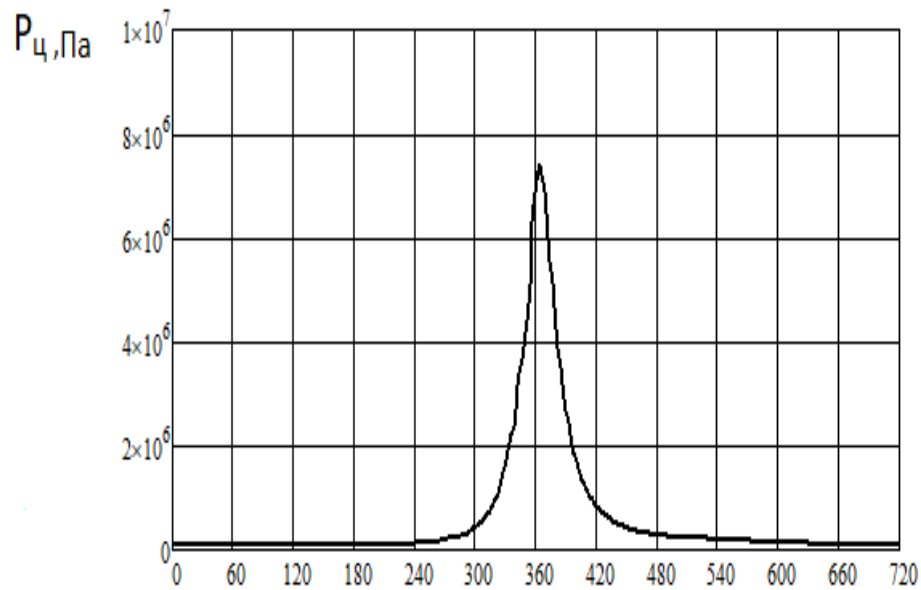


Рис. 3.1. Зміни тисків в циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу
($N_e = 154$ кВт, $n = 2600$ хв $^{-1}$)

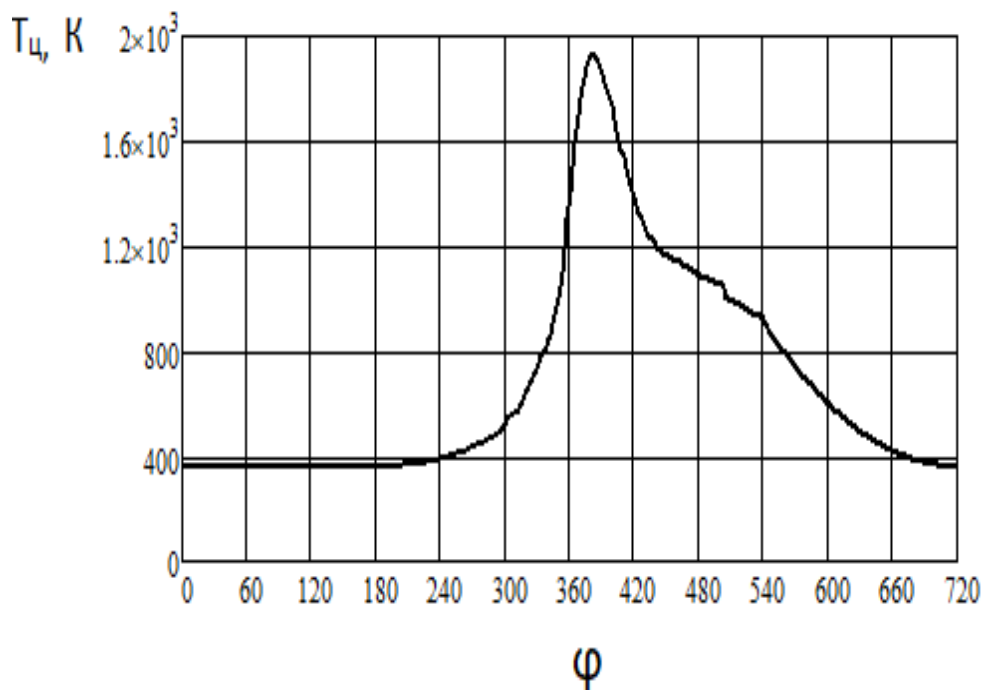
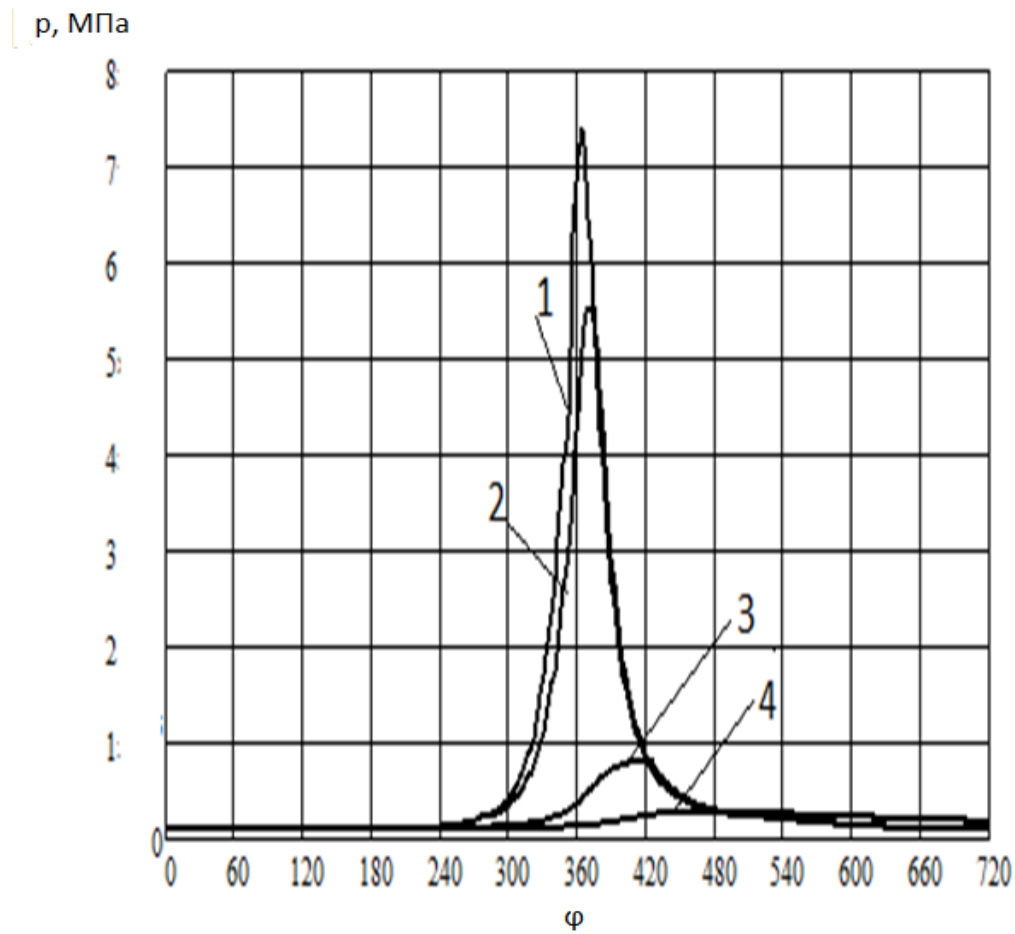


Рис. 3.2. Зміни температур в циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу ($N_e = 154$ кВт, $n = 2600$ хв $^{-1}$)

Видно, що при однаковому характері кривих для циліндра і першої канавки поршня, вплив верхнього поясу, що дроселює, призводить до помітного амплітудно-фазового зрушення, причому зниження максимального тиску газів складає приблизно 75%. Зрушення фаз по відношенню до процесу зміни тиску в циліндрі тим більше, чим нижче від голівки поршня розташовано кільце. Вирівнювання тисків в першій і другій канавках відбувається при 420° повороту колінчастого валу.



1 - у циліндрі, 2 - за першим кільцем, 3 - другим кільцем, 4 - третє кільцем

Рис. 3.3. Зміни тиску газів в циліндрі і за кільцями на номінальному режимі

роботи дизеля при $\mu f_{\text{ц}} = 32 \text{ мм}^2$, $\mu f_{1,2,3} = 0,3 \text{ мм}^2$

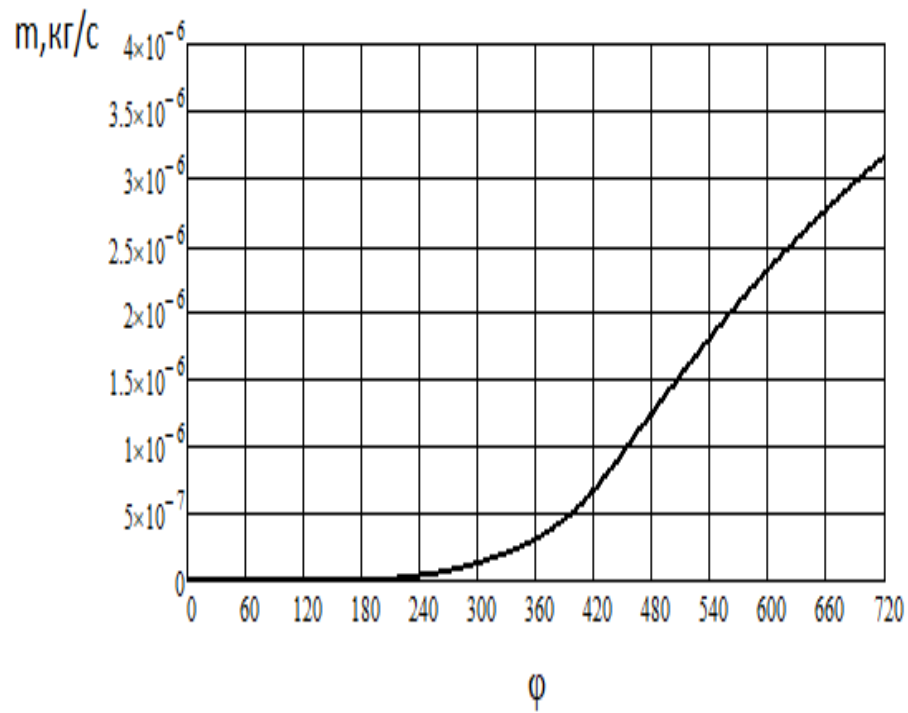


Рис. 3.4. Залежність зміни абсолютної витрати газів від кута повороту колінчастого валу

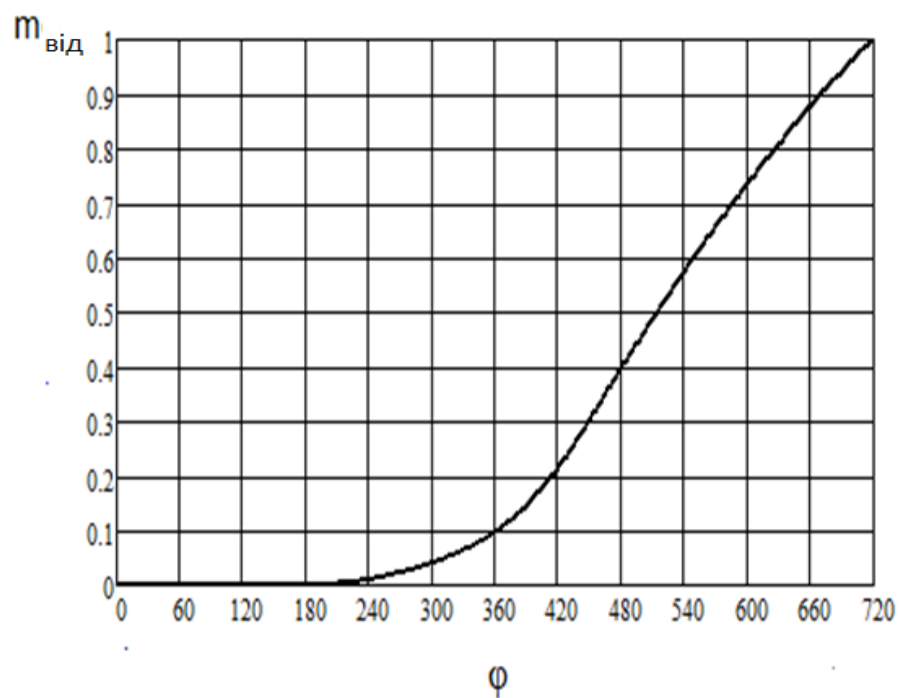


Рис. 3.5. Залежність зміни відносної витрати газів від кута повороту колінчастого валу

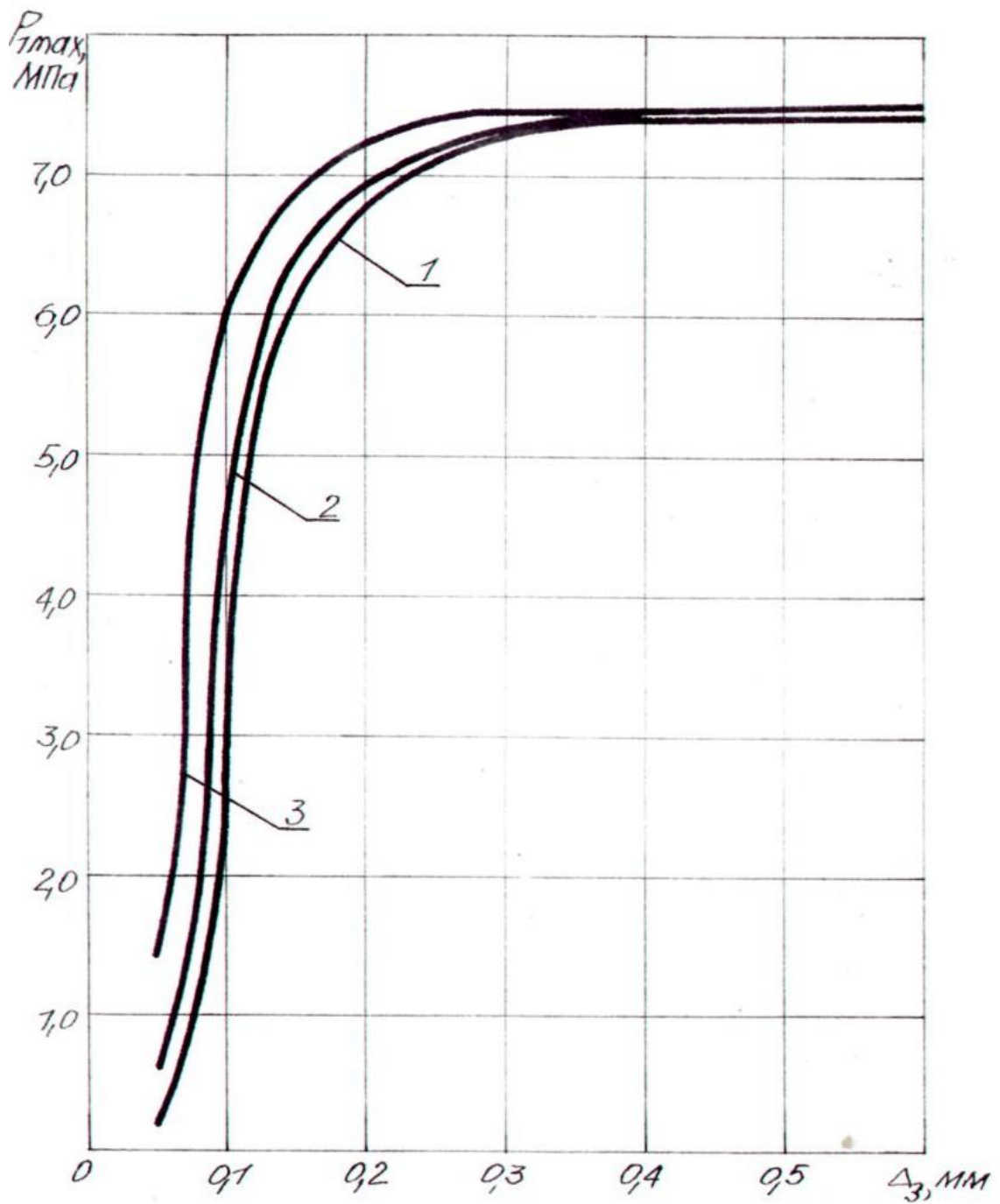
На рис. 3.4 і 3.5 приведені залежності абсолютною m і відносною $m_{\text{від}}$ сумарної витрати газів витоку залежно від кута повороту колінчастого валу на номінальному режимі роботи дизеля. Видно, що основні витоки в картер відбуваються за період з 300 до 690° кута повороту колінчастого валу, коли виток збільшився з $1,5 \cdot 10^{-7}$ до $3 \cdot 10^{-6}$ кг/с (у 20 разів), а при зміні кута повороту колінчастого валу з 690 до 300° пропуски газів не перевищували $1 \cdot 10^{-7}$ кг/с.

3.3. Залежність витоку газів від зазорів по верхньому поясу поршня дизеля

Для оцінки впливу зазорів по верхньому поясу на умови течії газів через кільцеве ущільнення поршня дизеля були вибрані наступні початкові дані: $\Delta_3 = (0,1 \dots 0,4)$ мм, $\Delta_T = 0,15$ мм, $\mu_2 f_2 = 0,3$ мм², $\mu_3 f_3 = 0,3$ мм², $V_2 = 1733$ мм³, $V_3 = 1733$ мм³ $n = 1300$ і 2600 хв⁻¹. Поточні питомі тиски і температури в циліндрі визначалися з індикаторної діаграми (див. рис. 3.1).

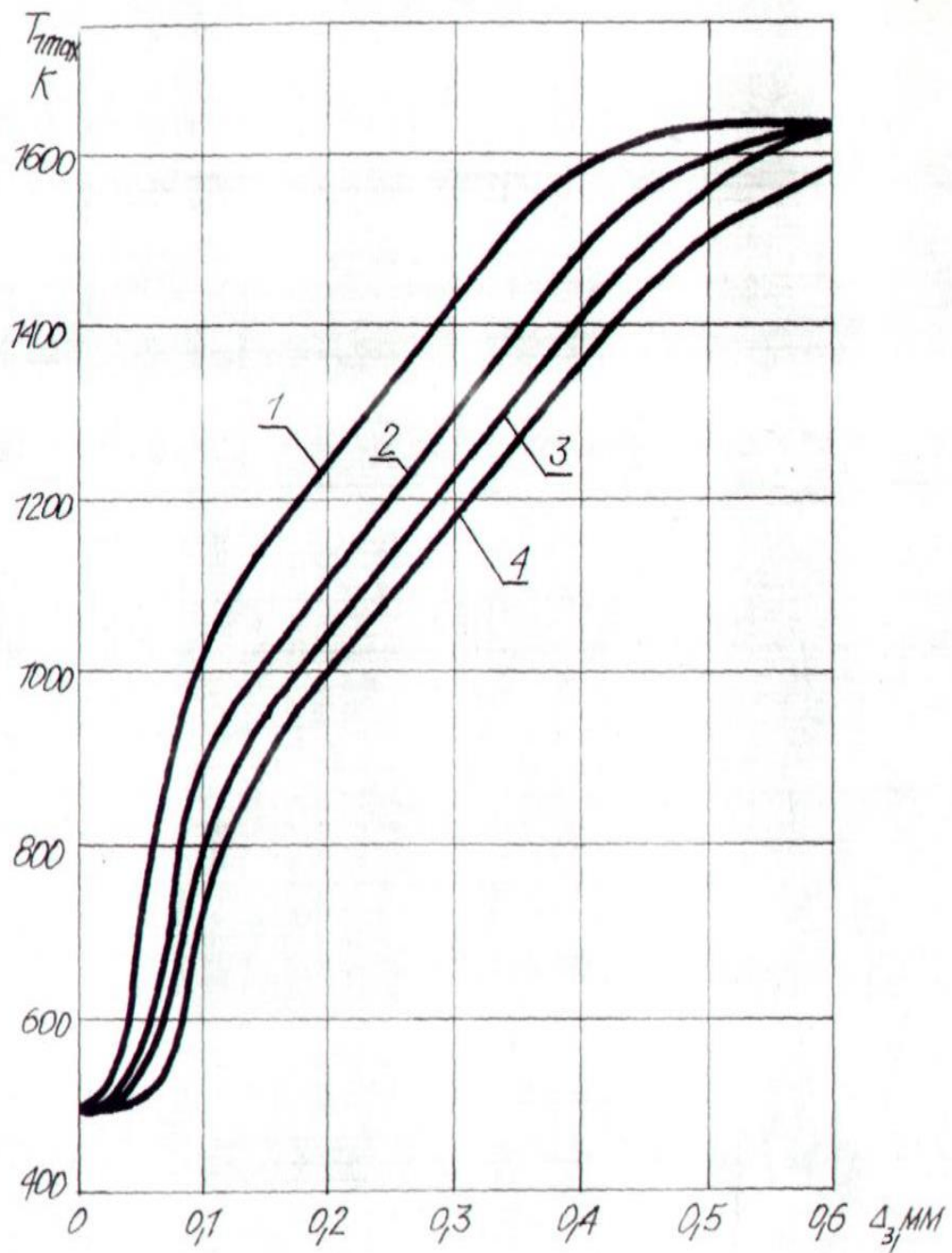
Залежності $p_{1\text{max}}$ і $T_{1\text{max}}$ у першого кільця від величини зазору Δ_3 і відстані l_3 від першого кільця до кромки днища поршня приведені на рис. 3.6 і 3.7. Істотно впливати на зміни тисків і температур газів у першого поршневого кільця можна тільки при зменшенні величини зазору до $0,1$ мм і відстані канавки від кромки поршня в межах $30 \dots 35$ мм. Також виявлено помітний вплив об'єму кільцевої порожнини на стан газу за першим кільцем. Так, зменшення об'єму верхньої порожнини в 10 разів приводить при зазорі $\Delta_3 = 0,2$ мм і довжині щілини $l_3 = 21$ мм до зниження максимальної температури $T_{1\text{max}}$ на 70K . Залежність витоку газів від зазорів по верхньому поясу поршня наведені на рис. 3.8 і 3.9.

Зазор між верхнім поясом поршня і стінкою циліндра значною мірою впливає на витік газів з камери згорання в картер двигуна. Так, збільшення зазору, що дроселює, від $0,1$ до $0,2$ мм при відстані верхнього кільця до кромки поршня рівному 21 мм при $n = 2600$ хв⁻¹ приводить до збільшення витоку газів з $11,2$ до $16,2$ л/хв, тобто в $1,4$ разу, а при $n = 1300$ хв⁻¹ від $14,6$ до $19,2$ л/хв або в $1,3$ разу.



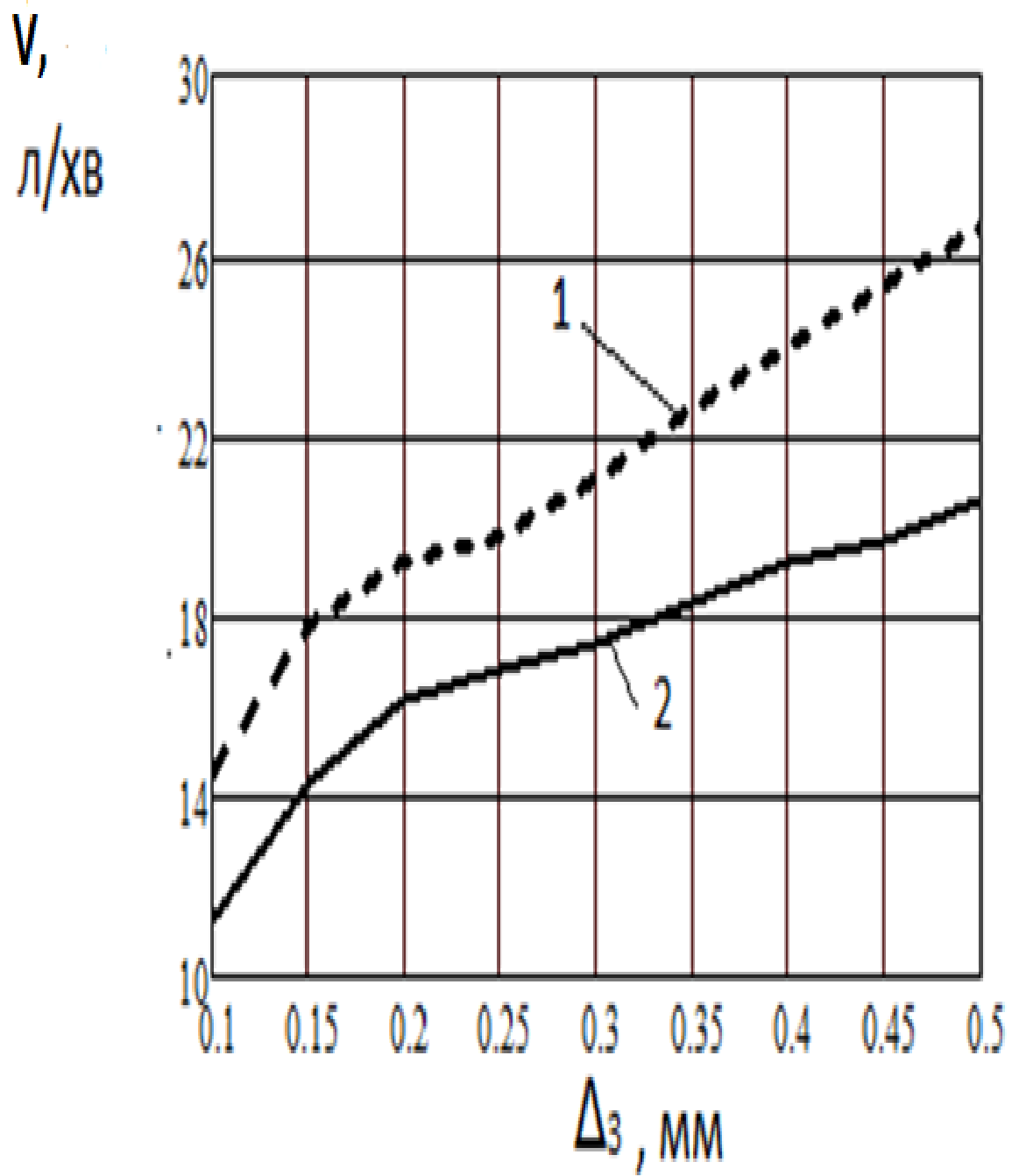
1 - $l_3 = 40$ мм, 2 - 20 мм, 3 - 10 мм

Рис. 3.6. Залежність p_{max} у першого кільця від величини зазору Δ_3 і відстані l_3 від першого кільця до кромки днища поршня



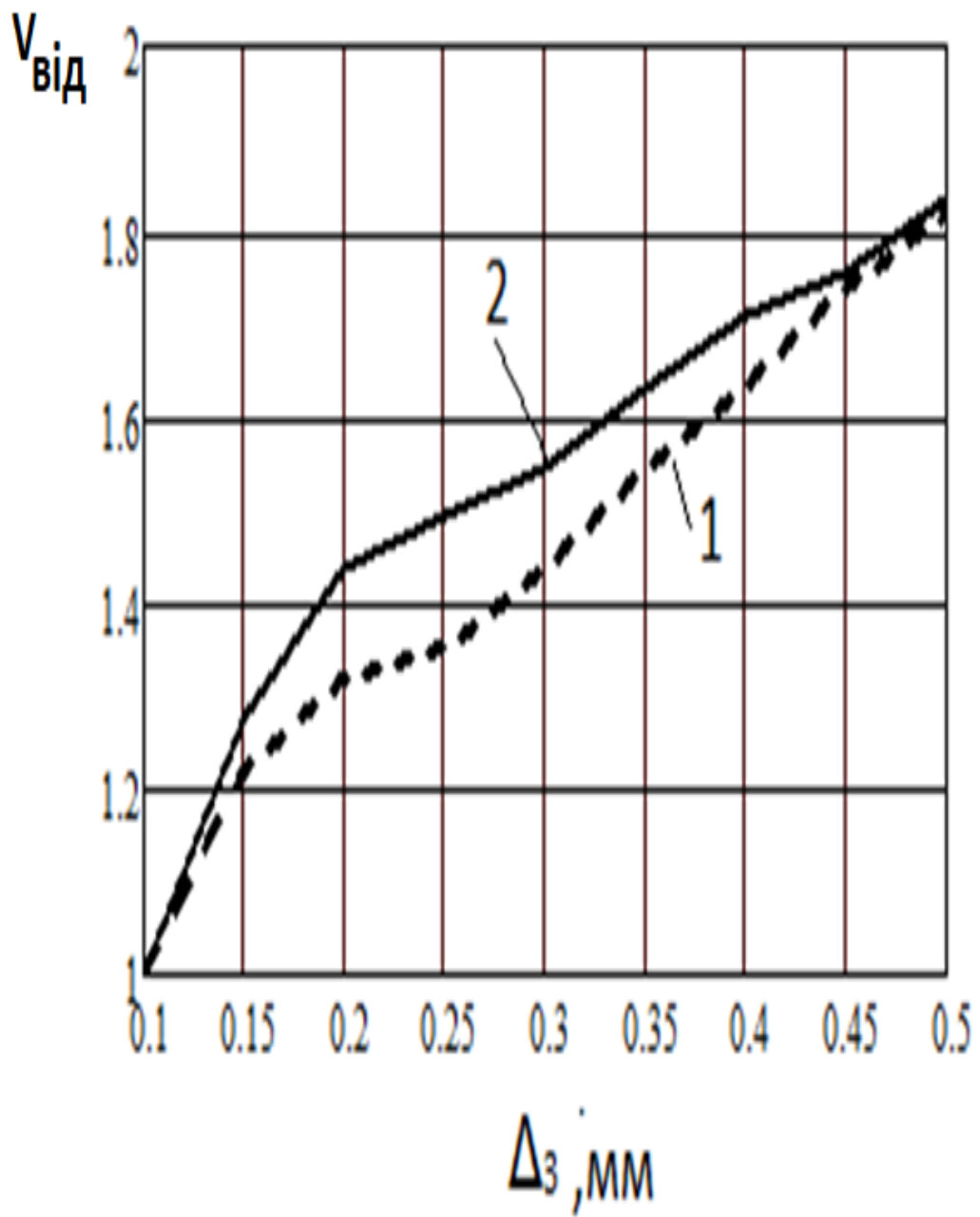
1 - $l_3 = 10\text{mm}$, 2 - 20 мм, 3 - 10мм, 4 - 40мм

Рис. 3.7. Залежність T_{max} у першого кільця від величини зазору Δz і відстані l_3 від першого кільця до кромки днища поршня



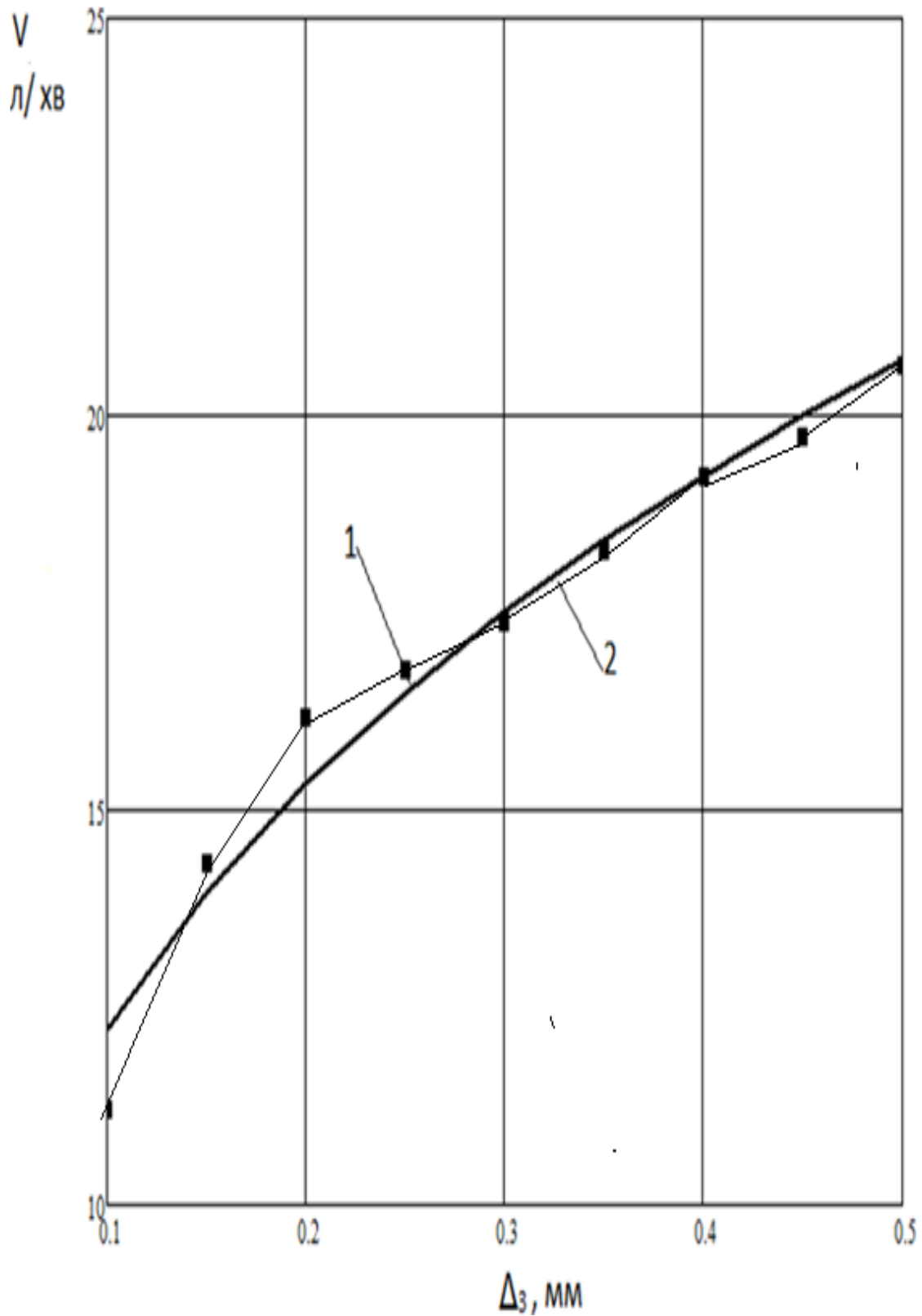
1- $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$ 2 - $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$

Рис. 3.8. Залежність зміни витoku газів від зазору по верхньому поясу поршня



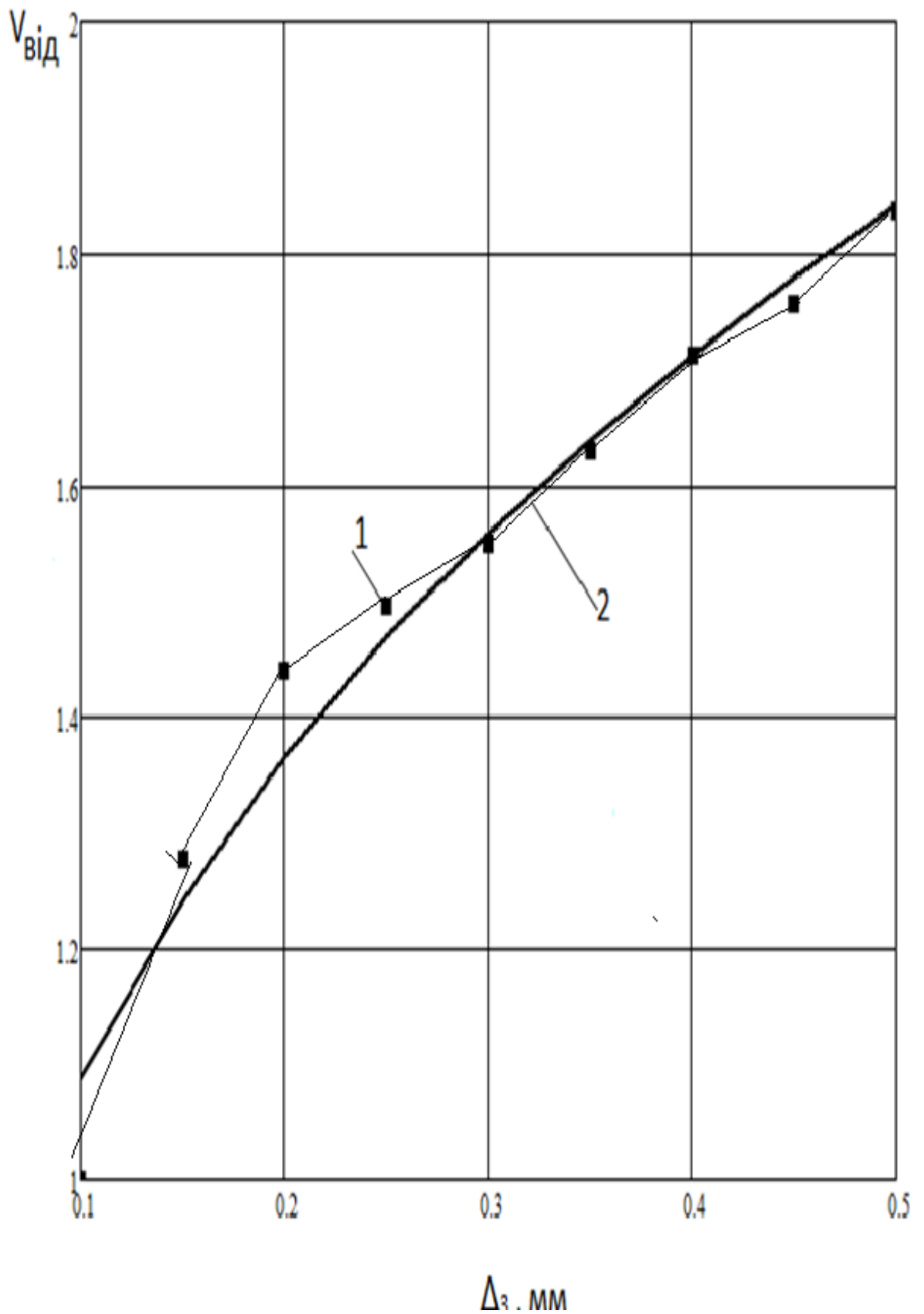
1- $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$ 2 - $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$

Рис. 3.9. Залежність відносної зміни витoku газів від зазору по верхньому поясу поршня



1 – розрахункові точки, 2 - апроксиманта

Рис. 3.10. Залежність зміни абсолютної витрати газів від зазору по верхньому поясу поршня при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$



1 – розрахункові точки, 2 - апроксиманта

Рис. 3.11. Залежність зміни відносної витрати газів від зазору по верхньому поясу поршня при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$

При збільшенні зазору від 0,2 до 0,5 мм інтенсивність наростання витоків газів знижується із-за зменшення росту тиску і температур у верхній поршневій канавці (рис. 3.6).

За розрахунковими даними отримано апроксимуюче рівняння для визначення витоків газів залежно від величини зазору, що дроселює Δ_3 у межах від 0,1 до 0,5 мм (рис. 3.10 і 3.11)

$$V = 26 \cdot \Delta_3^{0,33} \quad V_{\text{від}} = 2.31 \cdot \Delta_3^{0,33}$$

де $V_{\text{від}} = V / V_n$ V – абсолютна витрата газів, V_n – початкова витрата газів.

3.4. Залежність витоку газів від сумарної площі просвіту в контакте поршневого кільця і циліндра

При зносі гільзи циліндра збільшується як площа просвіту по голівці поршня, так і площа просвіту в контакті поршневого кільця і циліндра, тому при проведенні розрахункового аналізу витоків газу від площі просвіту необхідно врахувати спільний вплив цих взаємозв'язаних чинників.

Для оцінки впливу площі просвіту на витік газів через кільцеве ущільнення поршня були вибрані наступні початкові дані:

$$\Delta_r = 0,2 \text{ мм} \quad \Delta_t = 0,15 \text{ мм}; \quad \mu_1 f_1 = (0,1 \dots 1) \text{ мм}^2, \quad \mu_2 f_2 = (0,1 \dots 0,4) \text{ мм}^2, \quad \mu_3 f_3 = 0,1 \text{ мм}^2$$

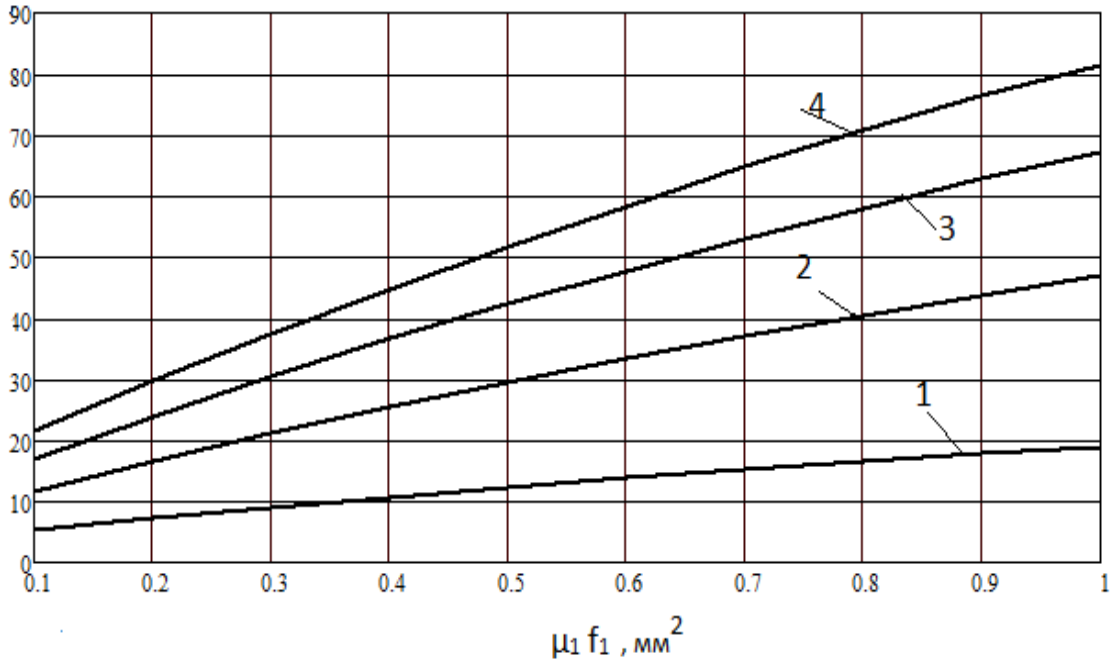
$$V_{k1} = 2726 \text{ мм}^3 \quad V_{k2} = 1641 \text{ мм}^3 \quad V_{k3} = 1641 \text{ мм}^3 \quad n = 2600 \text{ хв}^{-1}.$$

Залежність абсолютної витоку газів від сумарної площі просвіту першого та другого компресійного кільця наведена на рис. 3.12 а відносної - на рис. 3.13.

Порівняння графіка з графіками типових функцій показує, що він найбільш близький до графіка функції $y = Ax^B$ тому для апроксимації обрана ця функція. Значення коефіцієнтів A і B наведені в таблиці 3.1.

На рис.3.14 і 3.15 нанесено розрахункові точки та зображення апроксиманти при $\mu_2 f_2 = 0,2 \text{ мм}^2$

V, л/хв



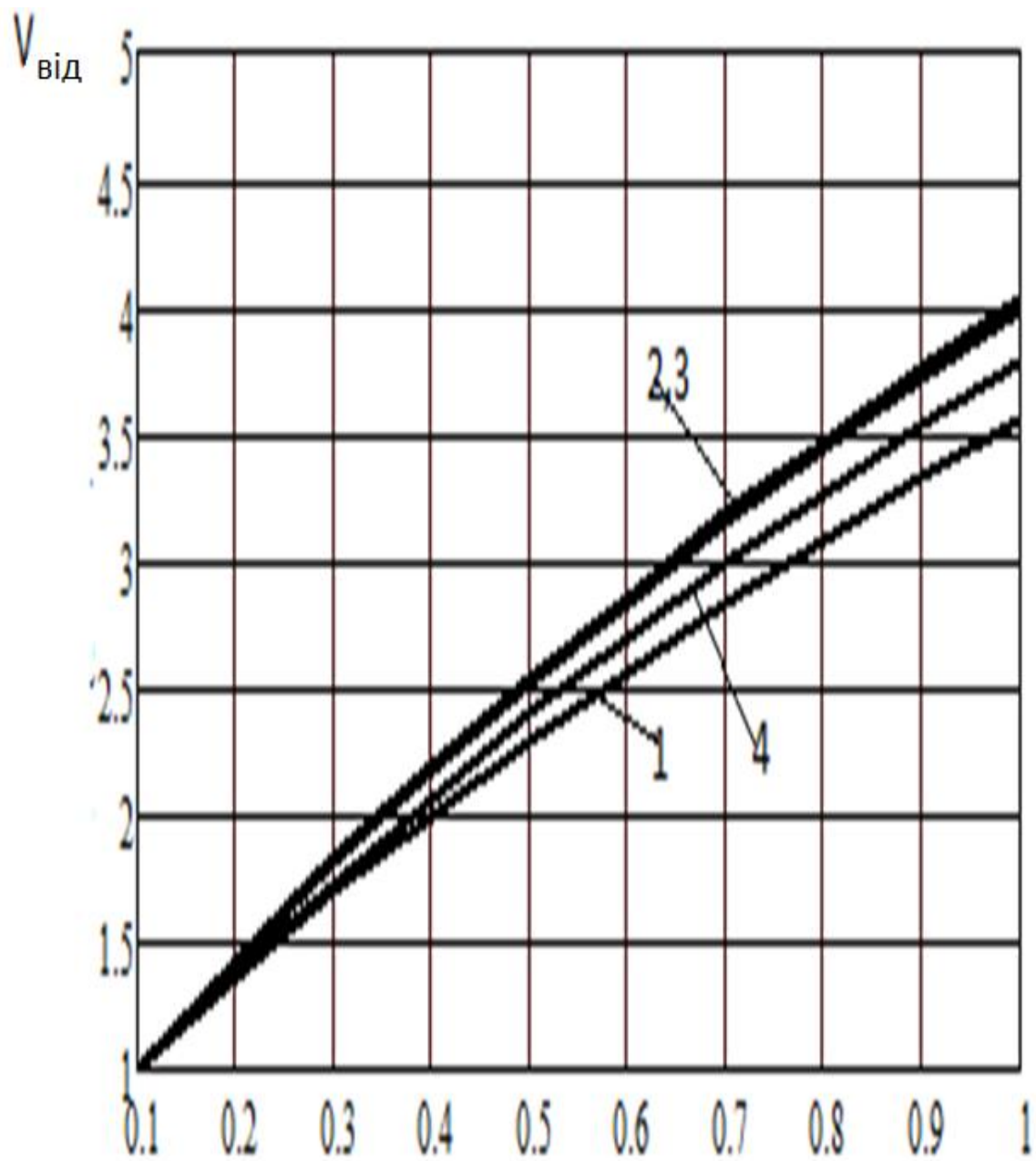
1 – $\mu_2 f_2 = 0,1 \text{ мм}^2$ 2 - $\mu_2 f_2 = 0,2 \text{ мм}^2$ 3 - $\mu_2 f_2 = 0,3 \text{ мм}^2$ 4 – $\mu_2 f_2 = 0,4 \text{ мм}^2$

Рис. 3.12. Залежність зміни абсолютної витрати газів від сумарної площі просвіту першого кільця

Таблиця 3.1

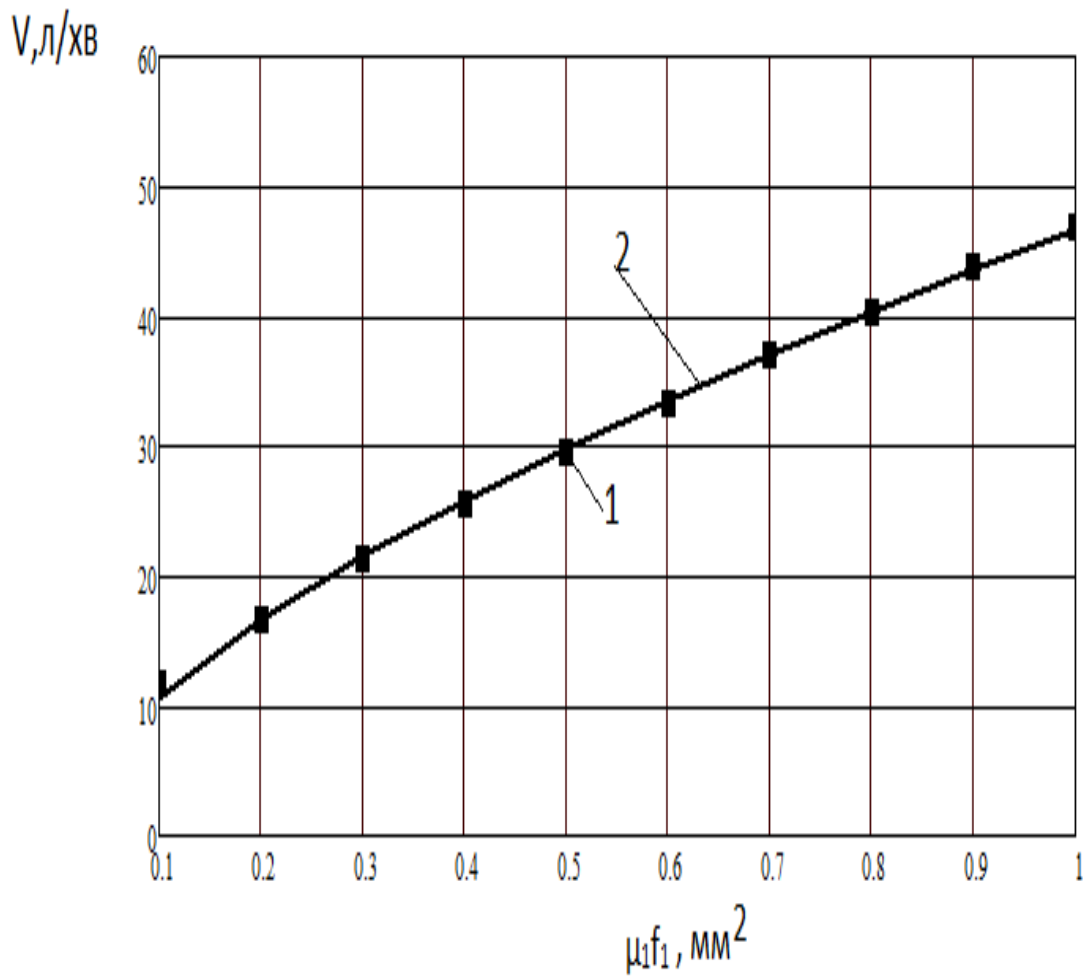
Значення коефіцієнтів А та В в залежності від просвіту $\mu_2 f_2$

$\mu_2 f_2$ мм ²	Абсолютний виток V л/хв		Відносний виток, V _{від}	
	А	В	А	В
0,1	18.77	0,59	3,51	0,59
0,2	46.60	0,64	4,00	0,64
0,3	66.80	0,64	3,96	0,64
0,4	81.00	0,62	3,75	0,62



1 – $\mu_2 f_2 = 0,1 \text{ мм}^2$ 2- $\mu_2 f_2 = 0,2 \text{ мм}^2$ 3- $\mu_2 f_2 = 0,3 \text{ мм}^2$ 4 – $0,4 \text{ мм}^2$

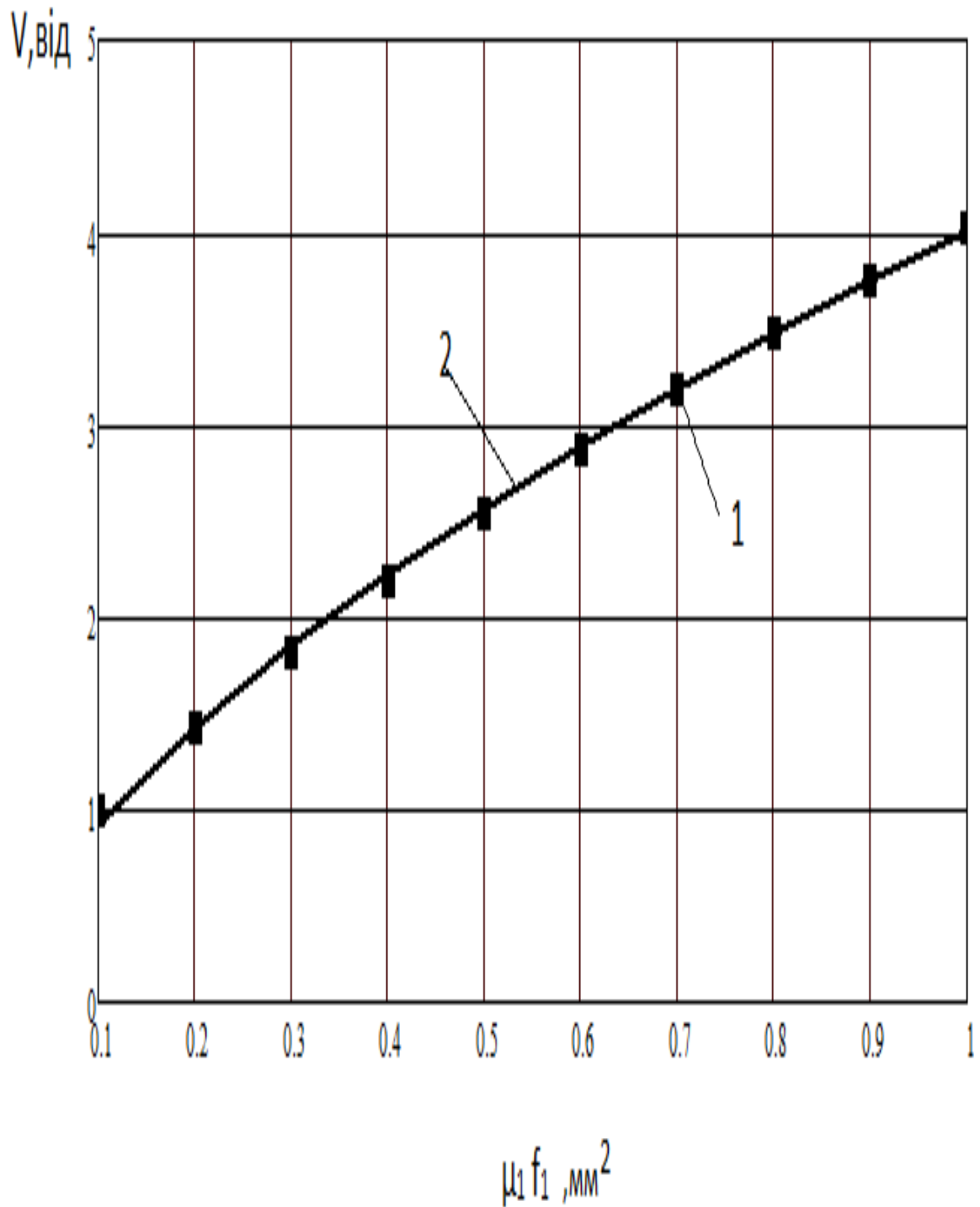
Рис.3.13. Залежність зміни відносної витрати газів від сумарної площі провіту першого кільця



1- розрахункові точки, 2 – апроксиманта

Рис. 3.14. Залежність зміни абсолютної витрати газів від сумарної площі провіту першого кільця при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$

Залежність коефіцієнтів від площі провіту другого кільця також можна апроксимувати функцією $y = a(\mu_2 f_2)^b$



1- розрахункові точки, 2 – апроксиманта

Рис. 3.15. Залежність зміни відносної витрати газів від сумарної площі провіту першого кільця при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$

Звідси витікає, що пропуск газів через просвіти як першого, так і другого кільця можна апроксимувати узагальненою залежністю $V = c(\mu_1 f_1)^x (\mu_2 f_2)^y$ чи в логарифмічному виді

$$\ln v = \ln c + x \ln \mu_1 f_1 + y \ln \mu_2 f_2$$

Початкова система узята у вигляді 10 рівнянь:

$$1.705 = 1 + x \ln 0,1 + y \ln 0,1$$

$$2,015 = 1 + x \ln 0,2 + y \ln 0,1$$

$$2,389 = 1 + x \ln 0,4 + y \ln 0,1$$

$$2,632 = 1 + x \ln 0,6 + y \ln 0,1$$

$$2,809 = 1 + x \ln 0,8 + y \ln 0,1$$

$$2,95 = 1 + x \ln 1 + y \ln 0,1$$

$$3,477 = 1 + x \ln 1 + y \ln 0,4$$

$$3,324 = 1 + x \ln 0,8 + y \ln 0,3$$

$$3,037 = 1 + x \ln 0,6 + y \ln 0,2$$

$$2,833 = 1 + x \ln 0,4 + y \ln 0,4$$

Використовуючи метод найменших квадратів [10], отримаємо наступну систему нормальних рівнянь

$$10c - 7.112x - 18,463y = 21.171$$

$$-7,112c + 9,742x + 14,509y = -16,046$$

$$-18,463c + 14,509x + 37,539y = -48,062$$

Рішення системи проведене матричним способом з використанням матричної функції $\text{Isolve}(A, B)$, яка повертає вектор невідомих коефіцієнтів при заданій матриці коефіцієнтів A і векторі вільних членів B [19].

У нашому випадку, матриця

$$A = \begin{pmatrix} 10 & -7.112 & -18.463 \\ -7.112 & 9.742 & 14.59 \\ -18.463 & 14.509 & 37.539 \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} 21.171 \\ -16.046 \\ -48.062 \end{pmatrix}$$

Тоді матриця невідомих коефіцієнтів

$$X = \begin{pmatrix} 3.187 \\ 0.590 \\ 0.374 \end{pmatrix}$$

або

$$V = 45,925(\mu_1 f_1)^{0,59} (\mu_2 f_2)^{0,374}$$

Порівняння розрахункових і апроксимуючих значень абсолютного пропуску газів через кільцеве ущільнення приведене в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Порівняння розрахункових і апроксимуючих значень абсолютного пропуску газів через кільцеве ущільнення

$\mu_1 f_1$ мм ²	$\mu_2 f_2$ мм ²	$V_{роз}$, л/ хв	$V_{апр}$, л/ хв
0,1	0,1	5,5	5,0
0,4	0,2	15,8	14,6
0,8	0,3	27,8	25,5
1,0	0,4	32,3	32,6

Середньоквадратична похибка апроксимації 0,9 л/ хв.

Отримані розрахункові коефіцієнти необхідно уточнювати при проведенні експериментальних досліджень для кожної моделі двигуна. Велику кількість конструкторсько-технологічних і виробничих чинників значно ускладнюють вибір початкових рівнянь і дозволяють робити достовірні висновки тільки після випробувань великої кількості двигунів однойменної моделі.

З приведених даних виходить, що при зміні площі просвіту через перше кільце до 1 мм² (вдесятеро) при площі просвіту через друге кільце 0,2мм² пропуск газів в картер збільшується в 2,8 рази, а при площі просвіту через друге кільце 0,4мм² збільшується в 3,8 рази. Тому судження про оцінку міри зношеності деталей ЦПГ двигунів по пропуску газів в картер слід вважати обґрунтованими.

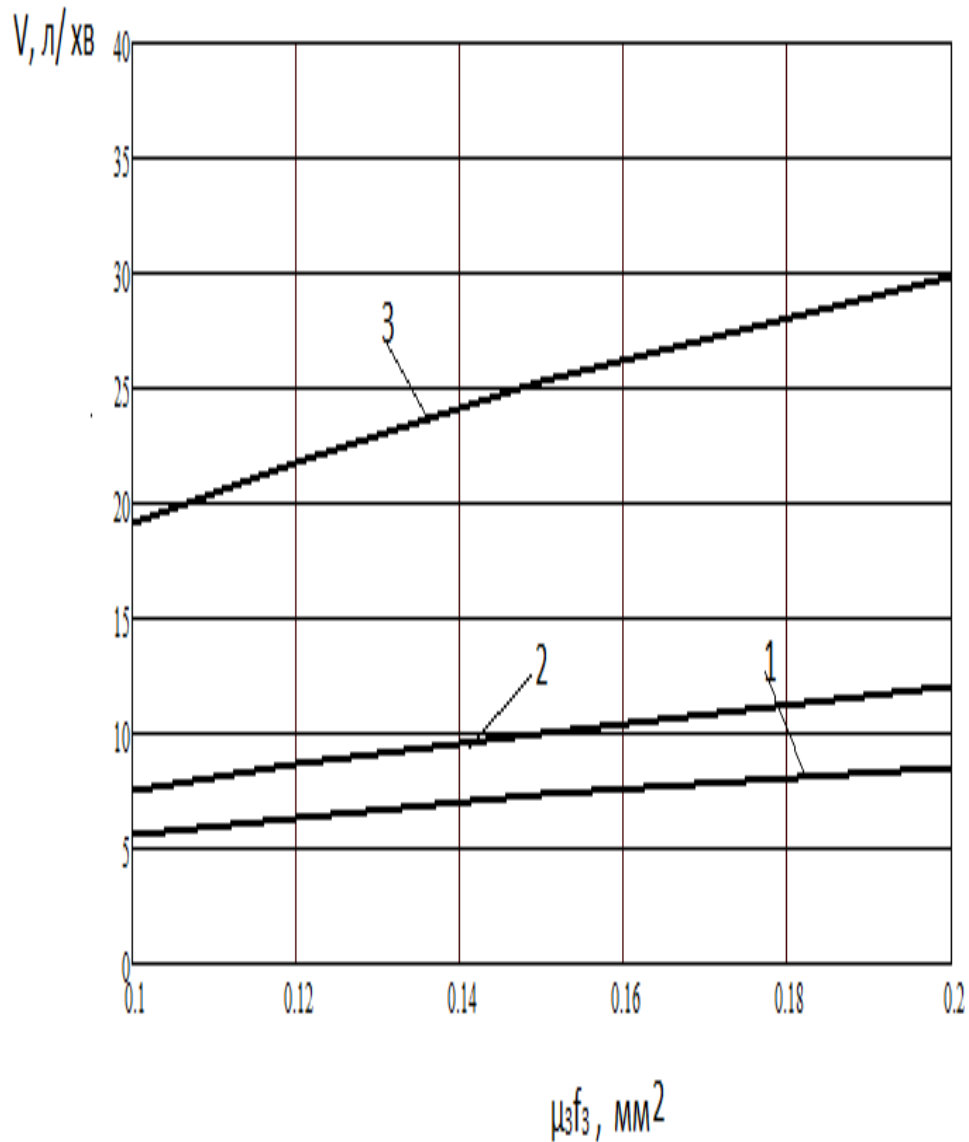
Для оцінки впливу площі просвіту на витік газів через просвіту третього компресійного кільця були вибрані наступні початкові дані: $\Delta_r = 0,2$ мм $\Delta_T = 0,15$ мм; $\mu_1 f_1 = (0,1 \dots 1)$ мм², $\mu_2 f_2 = 0,1$ мм², $\mu_3 f_3 = (0,1 \dots 0,2)$ мм² $V_{к1} = 2726$ мм³ $V_{к2} = 1641$ мм³ $V_{к3} = 1641$ мм³ $n = 2600$ хв⁻¹.

Залежність абсолютної витоку газів від площі просвіту третього компресійного кільця наведена на рис.3.16 а відносної - на рис. 3.17.

Приведені залежності свідчать про те, що до площі просвіту третього кільця 0,12 мм² при площі просвіту інших кілець 0,1 мм² витоку газів в картер двигуна зростають трохи з 5.54 до 6.33 л/хв (на 14%). Проте, при подальшому збільшенні

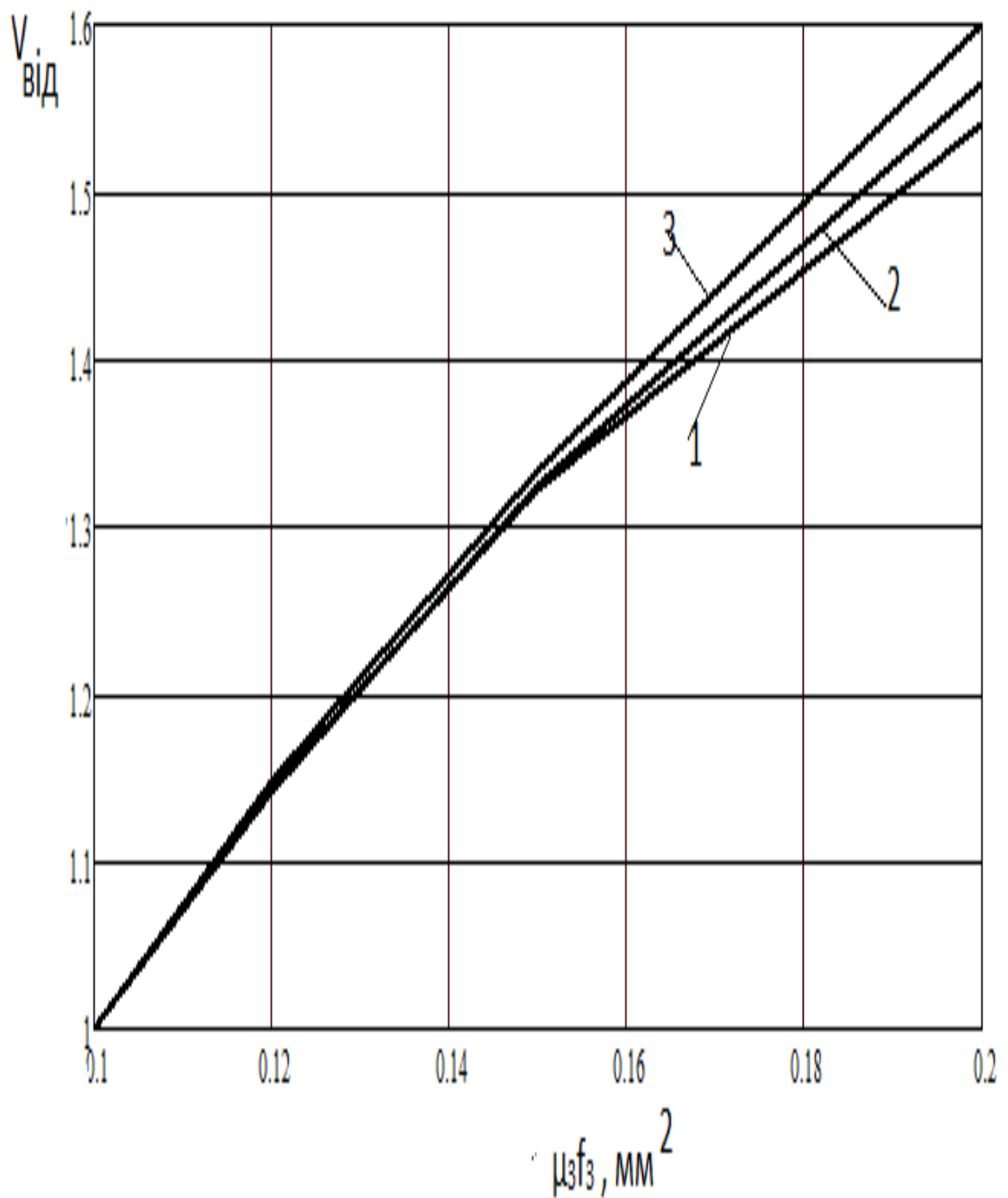
площі просвіту через третє кільце, починаючи з площі просвіту $0,2 \text{ мм}^2$, витоки газів зростають істотно, причому тим інтенсивніше, чим більше площа просвіту через верхнє кільце.

Так, при $\mu_3 f_3 = 0,2 \text{ мм}^2$ і $\mu_1 f_1 = 0,2 \text{ мм}^2$ витоки газів складають 12 л/хв , а при $\mu_1 f_1 = 1 \text{ мм}^2$ 30 л/хв (у $2,5$ разу більше).



1 – $\mu_1 f_1 = 0,1$; 2 - $\mu_1 f_1 = 0,2$; 3 - $\mu_1 f_1 = 1 \text{ мм}^2$

Рис. 3.16. Залежність зміни абсолютної витрати газів від площі просвіту третього кільця



1 - $\mu_1 f_1 = 0,1$; 2 - $\mu_1 f_1 = 0,2$; 3 - $\mu_1 f_1 = 1 \text{mm}^2$

Рис. 3.17. Залежність зміни відносної витрати газів від площі провіту третього кільця

Маючи в розпорядженні співвідношення між площами просвітів і зносу кільця від тривалості їх роботи, з рівнянь апроксимації для пропуску газів можна заздалегідь приблизно оцінити як значення їх зносу, так і залишковий ресурс деталі за величиною витoku газів у момент його контролю.

3.5. Залежність витoku газів від величин об'ємів канавочних просторів

У експлуатації об'єми просторів за поршневими кільцями зазвичай частково заповнені олією або продуктами його відкладеннями. Це призводить до зменшення об'ємів, заповнених газами, і подальшого зростання тисків і витоків через кільцеве ущільнення.

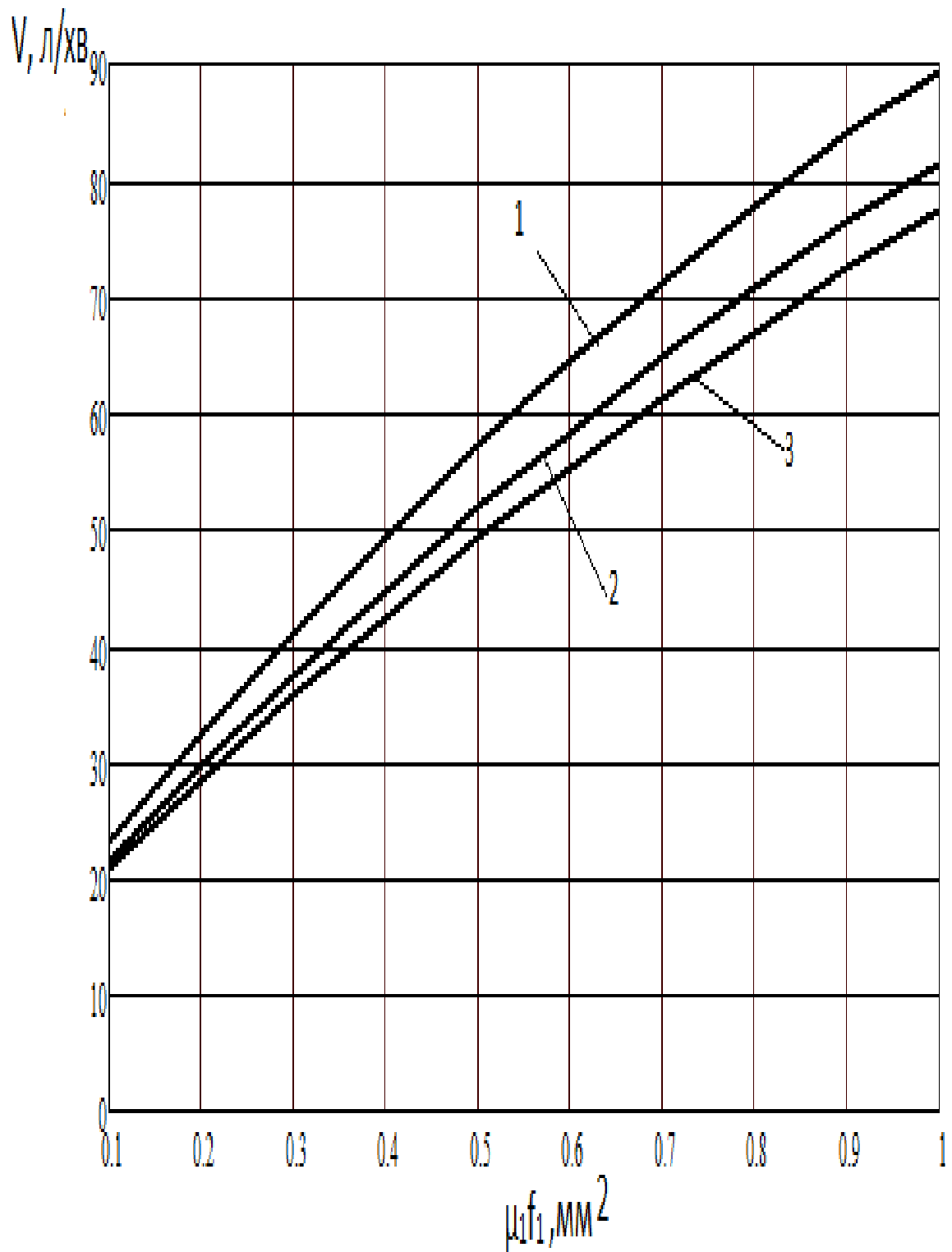
Оскільки подібні зміни об'ємів важко піддаються прогнозуванню і обліку, то завдання дослідження витоків газів в першому наближенні можна спростити, звівши її до випадку, коли розглядаються простори без відкладень, але зі зменшеними об'ємами в практично оцінюваних межах.

Для оцінки впливу величин об'ємів канавочних просторів на умови течії газів через кільцеве ущільнення були вибрані наступні початкові дані:

$$\Delta_T = 0,15 \text{ мм}, \Delta_r = 0,2 \text{ мм} \quad \mu_2 f_2 = 0,4 \text{ мм}^2, \mu_3 f_3 = 0,4 \text{ мм}^2$$

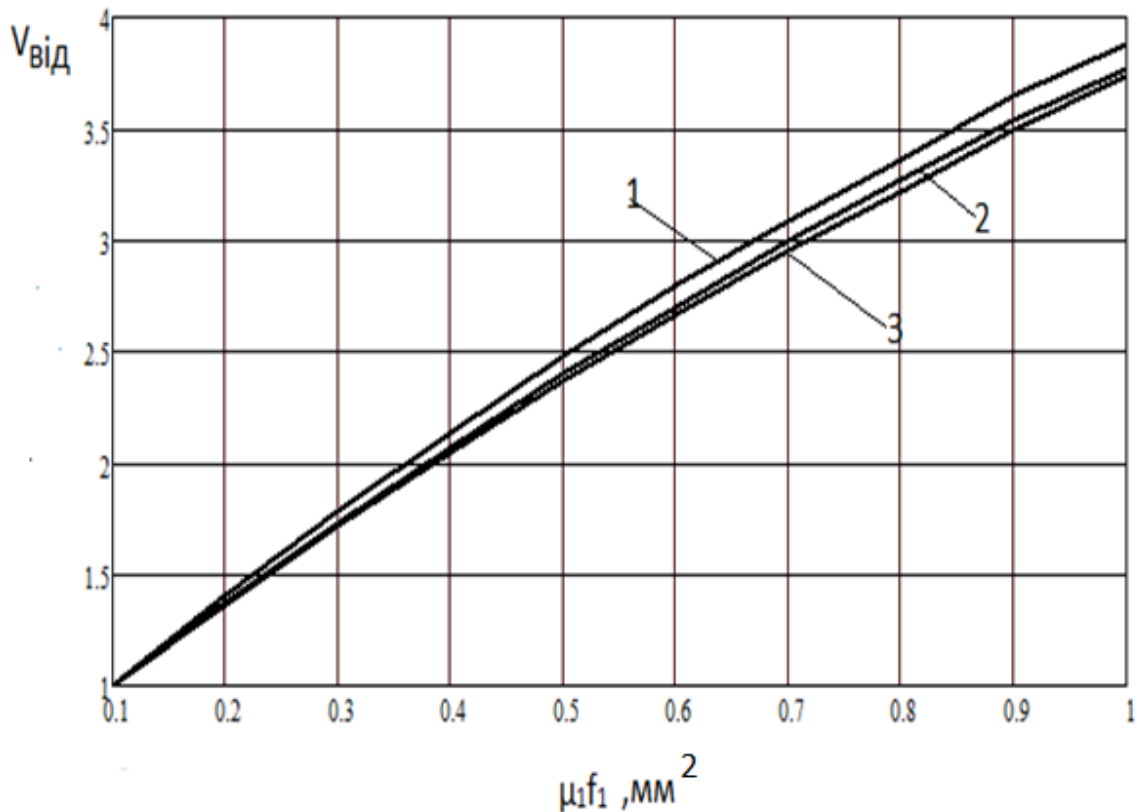
$$V_2 = V_3 = 1823, 1641 \text{ і } 1367 \text{ мм}^3 \quad n = 2600 \text{ хв}^{-1}.$$

Залежність витoku газів від величин об'ємів канавочних просторів наведена на рис. 3.18 і рис.3.19. Встановлено, що зменшення об'ємів заколечного простору з 1823 до 1641 мм³ (на 10%) при сумарної площі просвіту першого кільця 0,1 мм² збільшує витік газів з 21 до 22л/хв (5%), а при площі просвіту 0,5 мм²-с 49 до 52л/хв (6%). Зменшення об'ємів з 1823 до 1367 мм³ (25%) збільшує витік газів відповідно на 6 і 10 %.



$$1 - V = 1823 \quad 2 - V = 1641 \quad 3 - V = 1367 \text{mm}^3$$

Рис. 3.18. Залежність зміни абсолютної витрати газів від площі провіту першого кільця і різних величин об'ємів канавочних просторів при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$



$$1 - V = 1823 \quad 2 - V = 1641 \quad 3 - V = 1367 \text{мм}^3$$

Рис. 3.19. Залежність зміни відносної витрати газів від площі просвіту першого кільця і різних величин об'ємів канавочних просторів при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$

Висновки за розділом 3

Приведені розрахунки витоку газів у картер двигуна в залежності і від кута повороту колінчастого валу. Встановлено, що основні витоки в картер відбуваються за період з 300 до 690° кута повороту колінчастого валу, коли виток збільшився з $1,5 \cdot 10^{-7}$ до $3 \cdot 10^{-6}$ кг/с (у 20 разів), а при зміні кута повороту колінчастого валу з 690 до 300° пропуски газів не перевищували $1 \cdot 10^{-7}$ кг/с.

Проведено розрахунок витоку газів в картер, що дозволяє врахувати вплив верхнього поясу поршня, що дроселює. Збільшення зазору, що дроселює, від $0,1$ до $0,2$ мм при відстані верхнього кільця до кромки поршня рівному 21 мм при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$ приводить до збільшення витоку газів з $11,2$ до $16,2$ л/хв, тобто в $1,4$ разу, а при $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$ від $14,6$ до $19,2$ л/ хв або в $1,3$ разу.

При зміні площі просвіту через перше кільце до 1мм^2 (вдесятеро) і площі просвіту через друге кільце $0,2\text{мм}^2$ пропуск газів в картер збільшується в 2,8 рази, а при площі просвіту через друге кільце $0,4\text{мм}^2$ збільшується в 3,8 рази. Тому судження про оцінку міри зношеності деталей ЦПГ двигунів по пропуску газів в картер слід вважати обґрунтованим;

Пропуск газів через просвіти як першого, так і другого кільця можна апроксимувати узагальненою залежністю $V = c(\mu_1 f_1)^x (\mu_2 f_2)^y$ з середньоквадратичною похибкою 0,9 л/ хв.

Зменшення об'ємів заколочного простору на 10% при сумарної площі просвіту першого кільця $0,1\text{мм}^2$ збільшує витік газів на 5%, а при площі просвіту - на 6% ; зменшення об'ємів на 25% збільшує витік газів відповідно на 6 і 10 %.

РОЗДІЛ 4

ЗАЛЕЖНІСТЬ ВИТОКУ ГАЗІВ ВІД ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

4.1. Початкові дані та результати розрахунків

Для оцінки впливу частоти обертання колінчастого валу на умови течії газів через кільцеве ущільнення були вибрані наступні початкові дані:

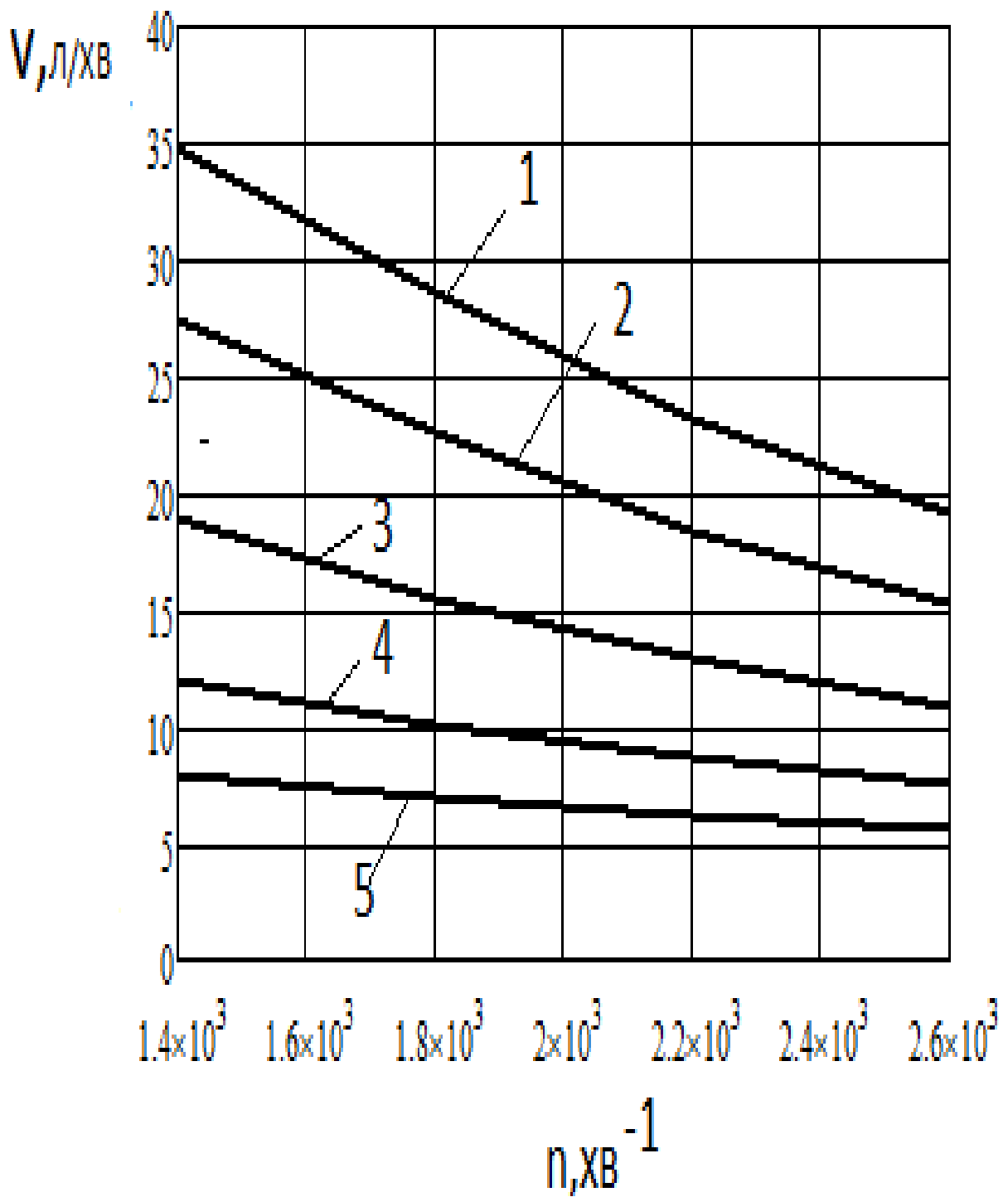
$$\Delta_T = 0,15 \text{ мм}, \quad \Delta_F = 0,2 \text{ мм} \quad \mu_2 f_2 = 0,1 \text{ мм}^2, \quad \mu_3 f_3 = 0,1 \text{ мм}^2$$

$$V_2 = V_3 = 1641 \text{ мм}^3 \quad n = 1400 \dots 2600 \text{ хв}^{-1}.$$

Результати розрахунків приведені на рис. 4.1-4.4.

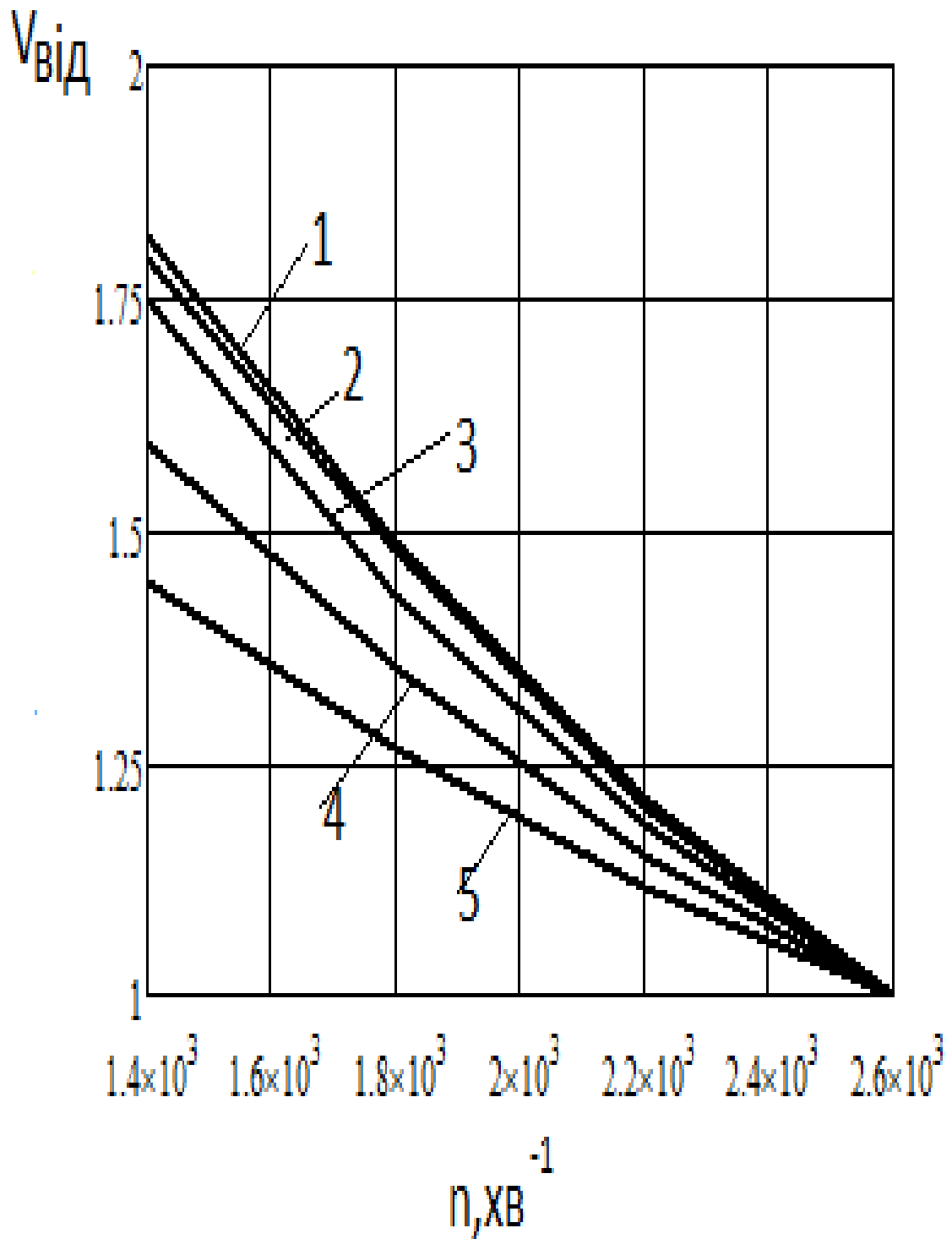
Витоки газів в одиницю години через кільцеве ущільнення зі зменшенням частоти обертання збільшуються (рис. 4.1). Це збільшення при більшій площі просвіту йде швидше, а при меншій - повільніше. Так, при площі просвіту $0,1 \text{ мм}^2$ витрата газу при зменшенні частоти обертання від 2600 до 1400 хв^{-1} збільшився з 5.5 до 8 л/хв (у 14 разу), а при площі просвіту 1 мм^2 з 19.1 до 34.8 л/хв - 1.8 разу (рис. 4.2). Зниження витоку газів при рості частоти обертання валу підтверджується у ряді робіт [9, 15].

На рис. 4.3 наведена залежність зміни витрати газів від частоти обертання колінчастого валу при різних величинах площі просвіту першого кільця. Залежності свідчать про те, що при постійній площі просвіту першого кільця витоку газів в картер двигуна зростають зі зменшенням частоти обертання валу, причому чим вона менше тим більше. Тому в заданому інтервалі частот обертання зміни витоків газу будуть залежні від площі просвіту кільця. Залежність відносної зміни витоку газів $V_{n1,n2} = V_{n1} / V_{n2}$ в діапазоні частот обертання від $n1$ до $n2$ від площі просвіту першого кільця наведена на рис. 4.4.



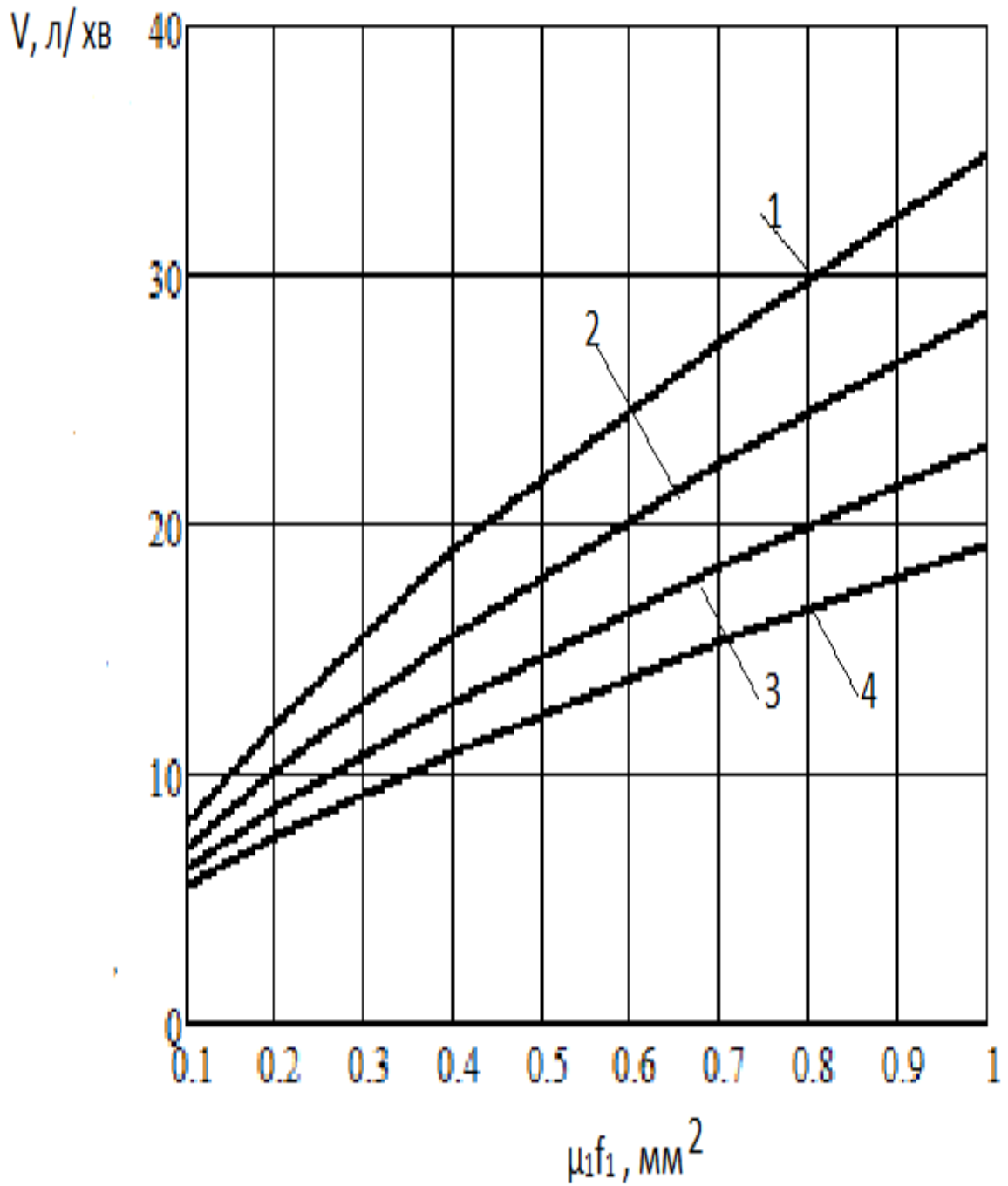
1 – $\mu_1 f_1 = 1$; 2 - $\mu_1 f_1 = 0,7$; 3 - $\mu_1 f_1 = 0,4$; 4 - $\mu_1 f_1 = 0,2$; 5 - $\mu_1 f_1 = 0,1 \text{ mm}^2$

Рис. 4.1. Залежність зміни абсолютної витрати газів від частоти обертання колінчастого валу при різних величинах площі провітрю першого кільця



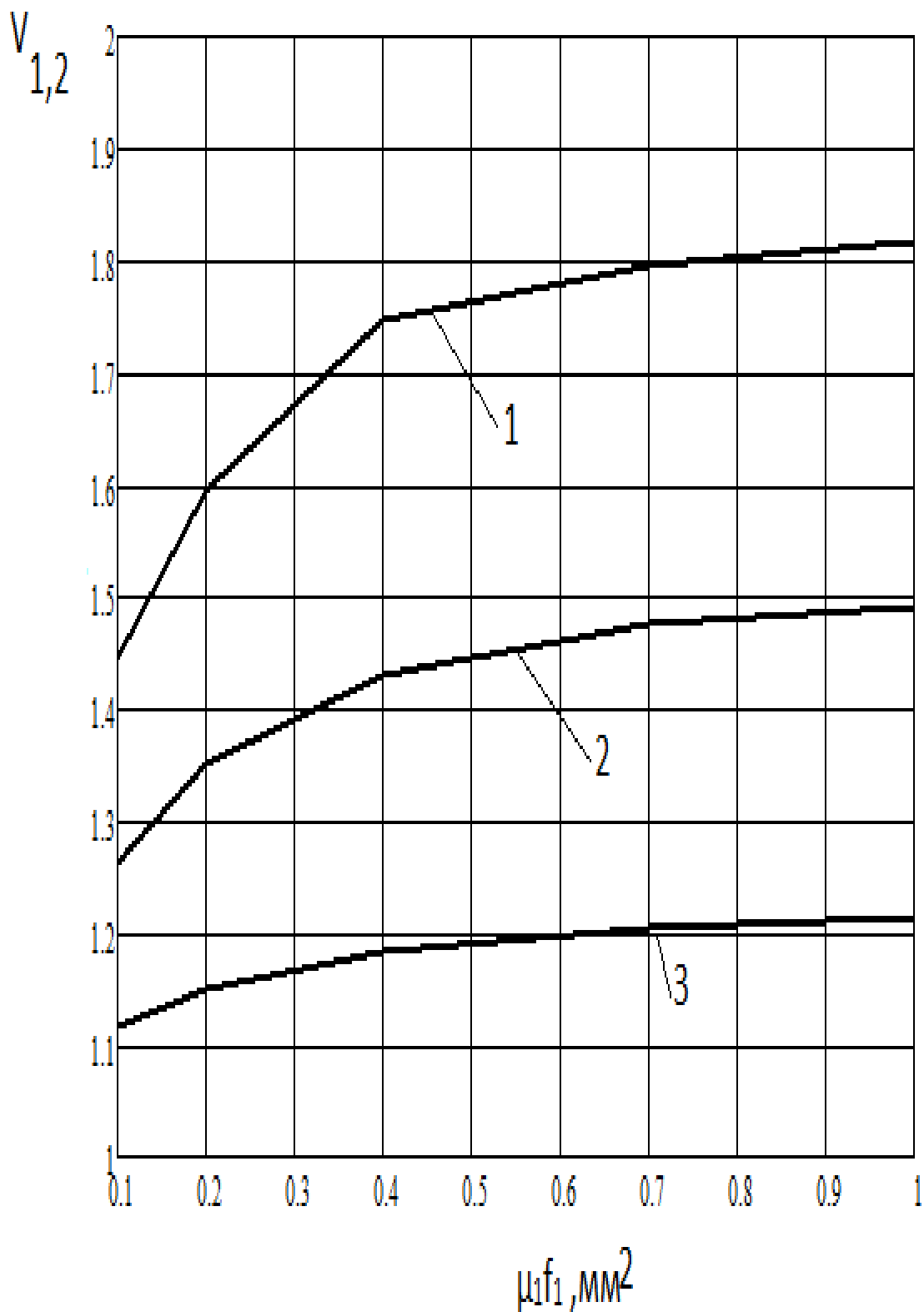
1 – $\mu_1 f_1 = 1$; 2- $\mu_1 f_1 = 0,7$; 3 - $\mu_1 f_1 = 0,4$; 4 - $\mu_1 f_1 = 0,2$; 5 - $\mu_1 f_1 = 0,1 \text{мм}^2$

Рис. 4.2. Залежність зміни відносної витрати газів від частоти обертання колінчастого валу при різних величинах площі провіту першого кільця



1 – $n = 1400$; 2- $n = 1800$; 3 – $n = 2200$; 4 – $n = 2600$ хв⁻¹

Рис. 4.3. Залежність зміни витрати газів від величин площі просвіту першого кільця частоти при різних величинах частоти обертання колінчастого валу



1 – $n = 1400/2600$, 2 – $n = 1800/2600$, 3 – $n = 2200/2600$ хв^{-1}

Рис. 4.4. Залежність зміни відносної витрати газів в діапазоні частот обертання від площі провіту першого кільця

Залежності на рис. 4.4 можна апроксимувати формулою $y=ax^b$. Наприклад, для діапазону частот обертання 1400...2600 хв⁻¹ рівняння має вигляд

$$V_{1,2} = 1,854(\mu_1 f_1)^{0,098}$$

чи

$$\mu_1 f_1 = (V_{1,2}/1,854)^{10,2}$$

4.2. Матеріали та способи підвищення працездатності поверхонь деталей циліндропоршневої групи

На цей час вже сформувався певний асортимент матеріалів, які традиційно використовують для виготовлення деталей ДВЗ.

Так гільзи та поршневі кільця зазвичай виготовляють із сталі та чавуну, а поршні та блоки циліндрів – з алюмінієвих сплавів. Аналогічним чином сформувався асортимент покриттів та методів зміцнення, що застосовуються для підвищення надійності деталей ДВЗ. У машинобудуванні існує досить широкий набір покриттів різного призначення та властивостей, але не всі з них можуть бути використані в ДВЗ через складні та важкі умови функціонування. У цьому розділі наводиться огляд технологій та матеріалів, що використовуються під час виробництва деталей ЦПГ. Особлива увага приділяється новітнім технологіям формування покриттів та модифікації поверхонь, що застосовуються зарубіжними виробниками.

Матеріали та технології виготовлення гільз та циліндрів ДВЗ. При аналізі матеріалів, технологій та покриттів, що використовуються для гільз та циліндрів ДВЗ, необхідно враховувати особливості та види їх конструкцій.

Конструкція гільз та циліндрів. На ранньому етапі двигунобудування в ДВЗ з водяним охолодженням застосовувалися циліндри без гільзи, які повністю відливалися з чавуну і мали сталеву або мідну сорочку для забезпечення кращого тепловідведення. Пізніше з'явилися циліндри зі сталеву склянкою (гільзою) та голівкою з чавуну. Гільза - це вставка, яка формує робочу поверхню циліндра, так зване "дзеркало", і зазвичай виконується зі зносостійкого сплаву. Згодом, при переході

до блокової конструкції циліндрів, від чавуну відмовилися через недостатню міцність і значну масу одержуваного блоку і вже в 20-х роках ХХ століття почали виготовляти циліндри в основному зі сталі. Такі циліндри використовувалися в двигунах Liberty, Rolls-Royce, Fiat, Renault та ін [10].

Для двигунів з повітряним охолодженням спочатку намагалися виготовляти блоки з алюмінієвих сплавів та вставляти в них сталеву гільзу. Однак на початку минулого століття технологія алюмінієвого лиття була не досконалою і алюмінієві сплави були недостатньо міцні, тому як альтернатива часто доводилося використовувати для циліндрів сталеве лиття.

Сталеві циліндри через низьку теплопровідність не задовольняли умовам роботи ДВЗ, оскільки призводили до збільшення температури деталей ЦПГ [10].

Дещо пізніше з'явилися алюмінієві сплави, у яких механічні властивості при підвищенні температури не погіршувалися. З цих сплавів почали виготовляти блоки ДВЗ і сьогодні двигуни з алюмінієвими блоками є найпоширенішими. Причина активного використання алюмінієвих сплавів для виробництва блоків полягає в тому, що алюмінієві сплави мають великий потенціал зниження маси блоку, яка може досягати 30% при заміні чавунного блоку на алюмінієвий [8]. Однак через недостатню зносостійкість алюмінієвих сплавів використання сталевих або чавунних гільз на сьогоднішній день досить поширене. Гільза зручна ще тим, що покращує ремонтпридатність та зносостійкість циліндра.

Ремонтпридатність цієї деталі є важливою у зв'язку з досить низьким терміном служби гільзи. Навіть для чавунних блоків, з метою поліпшення їхньої ремонтпридатності, іноді використовується сталеві гільзи.

Досить часто гільзи встановлюють у блок із зазором 0,01-0,04 мм [5]. Але в таких конструкціях тепловідведення від гільзи до блоку суттєво погіршується через підвищений термічний опір контактної поверхні між блоком і гільзою.

У вітчизняному двигунобудуванні безгільзові цілісні блоки використовують рідко, лише в деяких автомобільних та тракторних двигунах невеликого діаметра [4]. Такі монометалеві циліндри виготовляють за допомогою лиття із чавуну або

легких сплавів. Гільзи з легких алюмінієвих сплавів використовують у ДВЗ малої потужності і для підвищення їхньої зносостійкості «дзеркало» циліндра покривають хромом [4, с. 318].

Європейські виробники широко застосовують алюмінієві сплави для безгільзових блоків ДВС [8]. При цьому для монометалевих циліндрів використовуються спеціально розроблені алюмінієві сплави з покриттями або без покриттів, а також алюмоматричні композиційні матеріали [14].

Висновки за розділом 4

Досліджена зміна витоку газів через кільцеве ущільнення від частоти обертання колінчастого валу і площі просвіту верхнього кільця. Встановлено, що витоки газів зі зменшенням частоти обертання збільшуються при більшій площі просвіту йде швидше, а при меншій – повільніше.

Виявлена залежність зміну витоку газів в заданому діапазоні частот обертання від площі просвіту верхнього кільця.

Отримано апроксимуюче рівняння для оцінки площі просвіту першого кільця по різниці величин витоків газу в заданому діапазоні частот обертання.

ВИСНОВКИ

Незважаючи на велику кількість експериментальних та теоретичних робіт, досі відсутні узагальнювальні залежності по витоках газів для двигунів різної потужності і розмірів.

Проведено розрахунок витоку газів в картер, що дозволяє врахувати вплив верхнього поясу поршня, що дроселює. Збільшення зазору, що дроселює, від 0,1 до 0,2 мм при відстані верхнього кільця до кромки поршня рівному 21 мм при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$ приводить до збільшення витоку газів в 1,4 разу, а при $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$ в 1,3 разу.

Пропуск газів через просвіти як першого, так і другого кільця можна апроксимувати узагальненою залежністю $V = c(\mu_1 f_1)^x (\mu_2 f_2)^y$ з середньоквадратичною похибкою 0,9 л/хв.

При зміні площі просвіту через перше кільце до 1 мм^2 і площі просвіту через друге кільце $0,2 \text{ мм}^2$ пропуск газів в картер збільшується в 2,8 рази. а при площі просвіту через друге кільце $0,4 \text{ мм}^2$ збільшується в 3,8 рази. Тому судження про оцінку міри зношеності деталей ЦПГ двигунів по пропуску газів в картер слід вважати обґрунтованим.

Виявлена залежність зміну витоку газів в заданому діапазоні частот обертання від площі просвіту верхнього кільця.

Отримано апроксимуюче рівняння для оцінки площі просвіту першого кільця по різниці величин витоків газу в заданому діапазоні частот обертання колінчастого валу.

Зменшення об'ємів заколочного простору на 10% при сумарної площі просвіту першого кільця $0,1 \text{ мм}^2$ збільшує витік газів на 5%, а при площі просвіту - на 6%; зменшення об'ємів на 25% збільшує витік газів відповідно на 6 і 10%.

Результати роботи можуть бути використано при оцінці як зносу, так і залишковий ресурс деталі за величиною витоку газів у момент його контролю з рівнянь апроксимації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання.Т.1.Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин/ Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. // За ред. А.П. Марченко та А.Ф. Шеховцова. - Харків, Прапор, 2004. – 384 с.
2. Абрамчук Ф.І. Автомобільні двигуни. / Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф, Долганов К.Є., Тимченко І.І. - К.: Арістей, 2005. – 476 с.
3. Полянський С.К. Технічна експлуатація будівельно-дорожніх машин та автомобілів. / Полянський С.К., Білякович М.О. - К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 384 с.
4. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков, под ред.НД.Чайнова. - М.: Машиностроение. - 2008. – 496 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование / Под ред.В.Н.Луканина, М.Г.Шатрова - М.: Высшая школа, 2005 – 400 с.
6. Николаенко А.В. Теория,конструкция и расчет автотракторных двигателей / Николаенко А.В. - М.: Колос, 1992. – 335 с.
7. Техническая эксплуатация автомобилей / Под ред. Е.С. Кузнецова. - М.: Наука, 2001. - 535с.
8. Григорьев М.А. Износ и долговечность двигателей. / Григорьев М.А., Пономарев Н.Н. - М.: Машиностроение, 1976. – 248 с.
9. Энглиш К. Поршневые кольца, теория, изготовление, конструкция и расчет./ Энглиш К. -М.: Машиностроение,1963. Т.1. – 368 с.
10. Гурвич И.Б. Износ и долговечность двигателей. / Гурвич И.Б. - Горький, Волго-Вятское книжное изд-во, 1970. - 103 с.
11. Гинцбург Б.Я. Теория поршневого кольца. / Гинцбург Б.Я. -М.: Машиностроение, 1979. – 271 с.
12. Трение,изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. Кн.2 / Под ред. И.В. Крагельского и В.В.Алисына. - М.: Машиностроение, 1979, - 358 с.

13. Заренбин В.Г. Розрахунки і вибір раціональних режимів обкатки двигунів під час капітального ремонту. Монографія / Заренбин В.Г., Волчок Л.М. - Науково-технічне видання. - Дніпропетровськ: ІМА-прес. - 2007. – 72 с.
14. Устинов А.Н. Исследование поршневых колец дизелей / Устинов А.Н. - Изд-во Саратовского университета. 1974. – 126 с.
15. Билик Ш.М. Макрогеометрия деталей машин. / Билик Ш.М. - М.: Машиностроение. - 1972. – 344 с.
16. Орлин А.С., Заренбин В.Г. Определение параметров газов в полостях канавок ДВС / Орлин А.С., Заренбин В.Г. // Известия вузов.М., 1972. - №11 - С.77-82.
17. Заренбин В.Г. К расчету течения газов через кольцевые уплотнения ДВС с учетом динамики поршневых колец. / Заренбин В.Г., Колесникова Т.Н. // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2017. - №1. - С.27-33.
18. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка / Буляндра О.Ф. - К.: Техніка, 2001. - 320 с.
19. Дьяконов В.П. Справочник по MathCAD PLUS 6.0 PRO / Дьяконов В.П. -М.: “СК Пресс”, 1997. – 336 с.
20. Furuham S. On the of Gas Through the Piston Rings (2nd Report) / Furuham S., Tada T. // Bulletin of JSME. – 1961 –V.4. – №16. – P.691 – 698.
21. Furuham S. On the of Gas Through the Piston Rings (2nd Report) / Furuham S., Tada T. // Bulletin of JSME. – 1961 –V.4. – №16. – P.684 – 691.
22. Truscott R. Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blow by / R. Truscott, T. Reid, B. Ruddy // SAE. Paper №831282, 1983, P.11- 23.
23. Дударева Наталья Юрьевна. Повышение работоспособности поверхностей деталей двигателей внутреннего сгорания формированием наноструктурного поверхностного слоя методом микродугового оксидирования : дис....докт. техн. наук: Специальность 05.16.08 Нанотехнологии и наноматериалы (металлургия и материаловедение) / Дударева Наталья Юрьевна. - Уфа – 2018. – 300 с.