

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет  
Двигуни внутрішнього згорання

## **Пояснювальна записка**

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-411м  
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Оглуздін С.Ю.

Керівник д.т.н., професор Г. І. Слинько

Рецензент к.т.н., доцент С. І. Дядя, завідувач  
кафедри «Технологія машинобудування»

Запоріжжя  
2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Транспортний

Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Завідувач кафедри ДВЗ**

Слинько Г. І.

2022 року

**З А В Д А Н Н Я**

**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

Оглуздін Сергій Юрійович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу  
керівник проекту (роботи) Слинько Г. І., д.т.н., професор,  
затверджені наказом вищого навчального закладу від 28.11.2022 № 411
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 5 грудня 2022 року
3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 4-циліндровий бензиновий двигун MeM3-307
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) результати аналізу літератури за темою дослідження; опис використаних дослідницьких методик; розрахунок системи впуску двигуна; тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307; аналіз отриманих результатів.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) поздовжній та поперечний розрізи двигуна MeM3-307; елементи конструкції ГРМ; розрахункова схема прохідного перерізу в клапані; діаграма підйому, швидкості та прискорення штовхача від кута повороту розподільного валу двигуна MeM3-307; діаграма часу-перетину клапана двигуна MeM3-307

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько Г.І., д.т.н., професор		
нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2022 року.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2022	
2	Аналітичний огляд літератури та обґрунтування доцільності дослідження	10.09.2022	
3	Описання методів досліджень та устаткування	20.09.2022	
4	Розрахунок механізму газорозподілу двигуна MeM3-307	01.10.2022	
5	Розрахунок системи впуску двигуна MeM3-307	15.10.2022	
6	Тепловий розрахунок двигуна MeM3-307 на номінальному режимі	01.11.2022	
7	Дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307	10.11.2022	
8	Аналіз отриманих результатів.	20.11.2022	
9	Формування висновків з магістерської роботи	28.11.2022	
10	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	01.12.2022	
11	Розробка презентації та доповіді до захисту	05.12.2022	
12	Подання роботи до захисту	07.12.2022	

Студент(ка)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Оглуздин С.Ю.

Керівник проекту (роботи)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Слинько Г.І.

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 73 с., 6 табл., 21 рис., 26 джерел, 1 додаток.

ДІАГРАМА ЧАСУ-ПЕРЕТИНУ КЛАПАНА, ДВИГУН  
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ,  
РОЗПОДІЛЬНИЙ ВАЛ, КОЕФІЦІЄНТ ЗАЛИШКОВИХ ГАЗІВ, КУЛАЧОК,  
КОЕФІЦІЄНТ НАПОВНЕННЯ

В роботі розглянуто актуальне питання підвищення ефективності роботи бензинового 4-тактного двигуна MeM3-307 на номінальному режимі роботи.

**Мета роботи** – дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу.

**Об'єкт дослідження** – робочі процеси 4-тактного 4-циліндрового бензинового атмосферного двигуна MeM3-307.

**Предмет дослідження** – вплив профілю кулачка розподільного валу, вираженого через ефективний переріз клапанних органів, на ефективні показники (ефективна потужність  $N_e$ , середній ефективний тиск  $p_e$ , ефективна питома витрата палива  $g_e$ , ефективний ККД  $\eta_e$ ) двигуна MeM3-307.

Результати досліджень можуть використовуватись при модернізації серійних двигунів при їх підготовці до автоперегонів; при проектуванні нових двигунів для спортивних автомобілів; в навчальному процесі студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП	8
1 ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ 4-ТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВЗ	10
1.1 Процеси, що відбуваються в 4-тактних ДВЗ під час впуску та випуску	10
1.2 Основні показники процесів газообміну в ДВЗ	12
1.3 Конструкція розподільних валів механізму газорозподілу 4-тактних ДВЗ	14
1.4 Вплив параметрів ГРМ на ефективність ДВЗ на різних режимах	17
1.5 Особливості двигунів автомобілів для драг-рейсінгу	19
1.6 Висновки за розділом	21
2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ	23
2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна MeM3-307	23
2.2 Основні положення розробленої методики дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники ДВЗ	28
2.3 Висновки за розділом	30
3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВИГУНА MeM3-307	31
3.1 Розрахунок основних параметрів	31
3.2 Побудова профілю кулачка	33
3.3 Розрахунок діаграми часу-перетину клапана	38
3.4 Розрахунок повного часу-перерізу клапана графічним методом	42
3.5 Висновки за розділом	43
4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ВПУСКУ ДВИГУНА MeM3-307	44
4.1 Розрахунок впускного трубопроводу	44
4.2 Розрахунок коефіцієнта наповнення	47
4.3 Висновки за розділом	48

5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА MeM3-307 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	49
5.1 Підготовка даних та виконання розрахунку	49
5.2 Висновки за розділом	59
6 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ ПРОФІЛЮ КУЛАЧКІВ РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛУ НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА MeM3-307	60
6.1 Побудова профілю кулачків та розрахунок коефіцієнта наповнення	60
6.2 Розрахунок ефективних показників двигуна	63
6.3 Порівняння характеристик базового і досліджуваного двигунів	65
6.4 Висновки за розділом	66
ВИСНОВКИ	67
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	69
ДОДАТОК А	73

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ

ВМТ – верхня мертва точка;

ГРМ – газорозподільний механізм;

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

МеМЗ – Мелітопольський моторний завод;

НМТ – нижня мертва точка;

ПКВ – поворот колінчастого валу;

$N_e$  – ефективна потужність, кВт;

$n$  – частота обертання колінчастого валу,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$n_{Ne}$  – частота обертання розподільного валу на номінальному режимі,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$n_p$  – частота обертання розподільного валу,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$\gamma_r$  – коефіцієнт залишкових газів;

$\eta_v$  – коефіцієнт наповнення;

$\varphi$  – кут повороту колінчастого валу, ° ПКВ;

## ВСТУП

З аналізу літературних джерел встановлено, що газорозподільний механізм є одним з важливих факторів, які обмежують ефективність двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) на певних режимах. Форма профілю впускного та випускного кулачків розподільного валу, а також їх положення між собою можуть забезпечити двигуну більшу ефективність лише на певних режимах роботи. Більша частина сучасних ДВЗ для легкових автомобілів, особливо малолітражних, налаштована на роботу на малих та середніх обертах («міський режим»). Для використання таких ДВЗ для автомобільних перегонів необхідно оптимізувати фази газорозподілу, в тому числі робити кулачки більш широкими. При цьому суттєво змінюються ефективні показники ДВЗ (ефективна потужність  $N_e$ , ефективна витрата палива  $g_e$ ). Це актуальне питання і розглянуто в даній роботі.

### Мета і завдання дослідження

Мета роботи – дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу.

Для досягнення мети, в роботі вирішено ряд завдань:

- аналіз наукової та технічної літератури за темою дослідження,;
- аналіз конструкції 4-циліндрового бензинового двигуна MeM3-307;
- розробка методики дослідження;
- визначити вплив профілю кулачка розподільного валу на ефективний переріз клапанних органів 4-тактного бензинового двигуна;
- визначити вплив профілю кулачка розподільного валу на величину коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  бензинового ДВЗ;
- визначити та дослідити вплив профілю кулачка на ефективні показники бензинового 4-тактного 4-циліндрового ДВЗ для легкового автомобіля;

– аналіз отриманих результатів.

**Об’єкт дослідження** – робочі процеси 4-тактного 4-циліндрового бензинового атмосферного двигуна MeM3-307.

**Предмет дослідження** – вплив профілю кулачка розподільного валу, вираженого через ефективний переріз клапанних органів, на ефективні показники (ефективна потужність  $N_e$ , середній ефективний тиск  $p_e$ , ефективна питома витрата палива  $g_e$ , ефективний ККД  $\eta_e$ ) двигуна MeM3-307.

**Наукова новизна роботи** полягає в наступному:

– встановлено величину впливу повного часу-перерізу впускного клапану (зміненого за рахунок збільшення площі профілю кулачка – збільшення дуги у вершині кулачка, збільшення дуг при підйомі та при опусканні кулачка) на коефіцієнт наповнення та ефективні показники ( $N_e$ ,  $g_e$ ,  $p_e$ ,  $\eta_e$ ) 4-тактного двигуна з іскровим запалюванням, що працює на номінальному режимі.

**Практична цінність роботи** полягає в наступному:

– розроблена методика дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники бензинового атмосферного двигуна може бути використана при підготовці спортивних автомобілів для драг-рейсінгу класу SL;

– розроблену методику дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники малолітражного бензинового атмосферного двигуна; численні значення результатів досліджень впроваджено в курс дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» підготовки бакалаврів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (складено акт впровадження – див. додаток А);

– результати дослідження можуть бути використані двигунобудівними підприємствами України та світу.

# 1 ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ 4-ТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВЗ

## 1.1 Процеси, що відбуваються в 4-тактних ДВЗ під час впуску та випуску

На більшості існуючих поршневих 4-тактних ДВЗ використовуються газорозподільні механізми (ГРМ) клапанного типу. В них тривалість процесів впуску повітря або паливоповітряної суміші і випуску відпрацьованих газів визначаються тривалістю і послідовністю відкриття клапанів, тобто фазами газорозподілу. Фази газорозподілу – це періоди, виражені в градусах повороту колінчастого валу, протягом яких клапани відкриті. Кругова діаграма фаз газорозподілу показана на рисунку 1.1 [1].

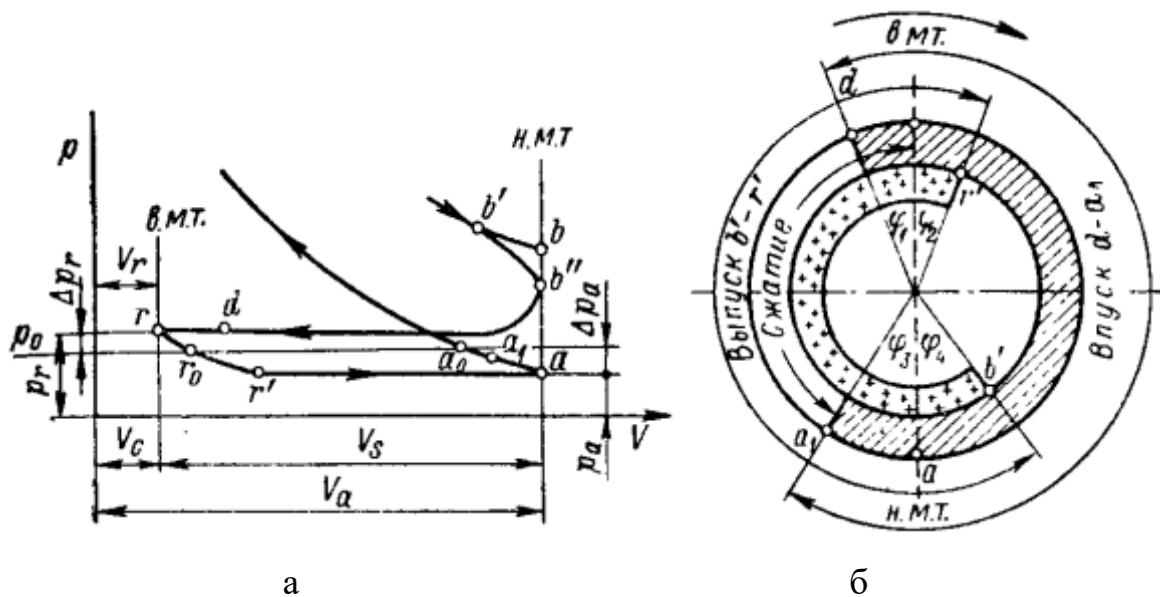


Рисунок 1.1 – Індикаторна (а) та кругова (б) діаграми процесів газообміну чотиритактного двигуна [1]

Процеси, що протікають у системі газообміну, нестационарні, вони відбуваються в умовах зміни об'єму циліндра та прохідних перерізів клапанних органів, змінних тисків і температур робочого тіла в усіх елементах газоповітряного тракту. Характер процесів залежить від великої кількості

факторів, врахувати які цілком досить важко. Тому при моделюванні процесів в системах впуску, газорозподілу та випуску вчені та інженери вдаються до значного спрощення та схематизації реальних процесів.

Процеси газообміну розпочинаються випуском відпрацьованих газів через клапан, який відкривається до приходу поршня в нижню мертву точку (НМТ) (рисунок 1.1, точка b'). Після приходу поршня в НМТ поршень змінює напрям руху та здійснює примусове очищення циліндра від відпрацьованих газів. При підході поршня до верхньої мертвої точки (ВМТ) відкривається впускний клапан (рисунок 1.1, точка d). Після проходження поршнем ВМТ закривається впускний клапан (рисунок 1.1, точка r'). Впускний клапан закривається після проходження поршнем НМТ (рисунок 1.1, точка a<sub>1</sub>).

Процеси очищення і наповнення циліндрів умовно діляться на наступні етапи [1]:

1) Вільний випуск – від початку відкриття впускного клапана до НМТ. Витікання газів з циліндра відбувається внаслідок того, що тиск початку випуску  $P_b$  вище тиску у впускному колекторі.

2) Примусовий випуск – продовжується від НМТ до ВМТ. Протягом цього етапу продукти згоряння виштовхуються поршнем. У циліндрі встановлюється приблизно постійний тиск  $P_r$ , який більше, ніж тиск у впускному трубопроводі  $P_p$ .

3) Перекриття клапанів – відбувається при знаходженні поршня поблизу ВМТ, коли і впускний, і випускний клапани відкриті. Залежно від співвідношення значення тиску в циліндрі  $P_{ц}$  у впускному  $P_{вп}$  і випускному  $P_p$  трубопроводах газу можуть рухатися в різних напрямках. При  $P_{вп} > P_{ц}$  і  $P_p < P_{ц}$  через впускний клапан у циліндр надходить свіжий заряд, а через випускний клапан видаляються продукти згоряння. Такий процес називають продуванням циліндра. Процес продування характерний для поршневих ДВЗ із наддувом [1].

При  $P_{вп} < P_{ц}$  і  $P_p < P_{ц}$  одночасно відбувається випуск продуктів згоряння та їх закидання у впускний трубопровід. Така ситуація триває і після ВМТ, поки тиск у циліндрі залишається більшим за тиск за впускним і перед

впускним клапанами – цей процес називають закиданням. Закидання характерне для атмосферних двигунів – двигунів без наддуву. При такому процесі наповнення циліндра починається із запізненням – після ВМТ.

4) Наповнення циліндра – здійснюється після відкриття впускного клапана під час руху поршня від ВМТ до НМТ. Однак у початковий момент цього руху (рисунок 1.1, точка  $r$ ), незважаючи на збільшення об'єму в циліндрі, свіжий заряд ще не надходить, що може тривати до точки  $r'$ . Коли тиск у циліндрі і перед клапаном зрівнюються, то з цього моменту починається наповнення циліндра свіжим зарядом. Середня за період наповнення швидкість у мінімальному поперечному перерізі становить 80...200 м/с [2].

5) Дозарядка – може здійснюватися після НМТ – при переміщенні поршня до ВМТ на такті стиснення (період дозарядки). В цей час тиск в циліндрі залишається деякий час менше тиску перед впускним клапаном, незважаючи на зменшення об'єму циліндра. Свіжий заряд продовжує надходити в циліндр через впускний клапан. Крім того, свіжий заряд у впускному трубопроводі рухається з великою швидкістю, під дією швидкісного напору він продовжує надходити в циліндр ще деякий проміжок часу. Коли швидкісний напір свіжого заряду невеликий, під час запізнення закриття впускного клапана, поршень витісняє частина заряду з циліндра у впускний трубопровід, тобто. відбувається зворотний викид [1].

## 1.2 Основні показники процесів газообміну в ДВЗ

Основними показниками якості процесів, що протікають в системах газообміну, є коефіцієнт наповнення  $\eta_v$  та коефіцієнт залишкових газів  $\gamma_r$  [1, 2].

Коефіцієнтом наповнення  $\eta_v$  оцінюють ступінь заповнення циліндра свіжим зарядом [3]. Він виражається відношенням маси дійсного свіжого заряду  $G_d$ , що надійшов в циліндр, до теоретично можливого  $G_{\text{теор}}$

$$\eta_v = G_d / G_{\text{теор}} \quad (1.1)$$

Для 4-тактних ДВЗ коефіцієнт наповнення можна розрахувати за спрощеною формулою (без врахування продувки та дозарядки) [4]

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_r + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} \cdot (\varepsilon p_a - p_r) \quad (1.2)$$

де  $\varepsilon$  – ступінь стиснення;

$\Delta T$  – температура підігріву свіжого заряду.

В залежності від типу двигуна [4]:

- для двигунів з іскровим запалюванням  $\Delta T = 0 \dots 20$  К;
- для дизелів без наддуву  $\Delta T = 10 \dots 40$  К;
- для двигунів з наддувом  $\Delta T = -5 \dots +10$  К.

В загальному випадку, коефіцієнт наповнення головним чином залежить від тактності двигуна, швидкохідності, досконалості системи газорозподілу.

Значення коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  для різних типів ДВЗ [4]:

- бензинові ДВЗ із впорскуванням  $\eta_v = 0,80 \dots 0,96$ ;
- карбюраторні ДВЗ  $\eta_v = 0,70 \dots 0,9$ ;
- дизелі без наддуву  $\eta_v = 0,80 \dots 0,94$ ;
- дизелі з наддувом  $\eta_v = 0,80 \dots 0,97$ .

Коефіцієнтом залишкових газів  $\gamma_r$  оцінюють якість очищення циліндра ДВЗ від продуктів згоряння [1, 4]. Величина  $\gamma_r$  характеризується відношенням кількості молей продуктів згоряння  $M_r$  до кількості молей свіжого заряду  $M_1$

$$\gamma_r = M_r / M_1 \quad (1.3)$$

Без врахування продувки та дозарядки коефіцієнт залишкових газів для 4-тактних ДВЗ можна розрахувати за формулою [4]

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (1.4)$$

В 4-тактних ДВЗ величина  $\gamma_r$  залежить від ступеня стиснення, параметрів робочого тіла в кінці впуску, частоти обертання тощо.

Величина  $\gamma_r$  змінюється в межах [4]:

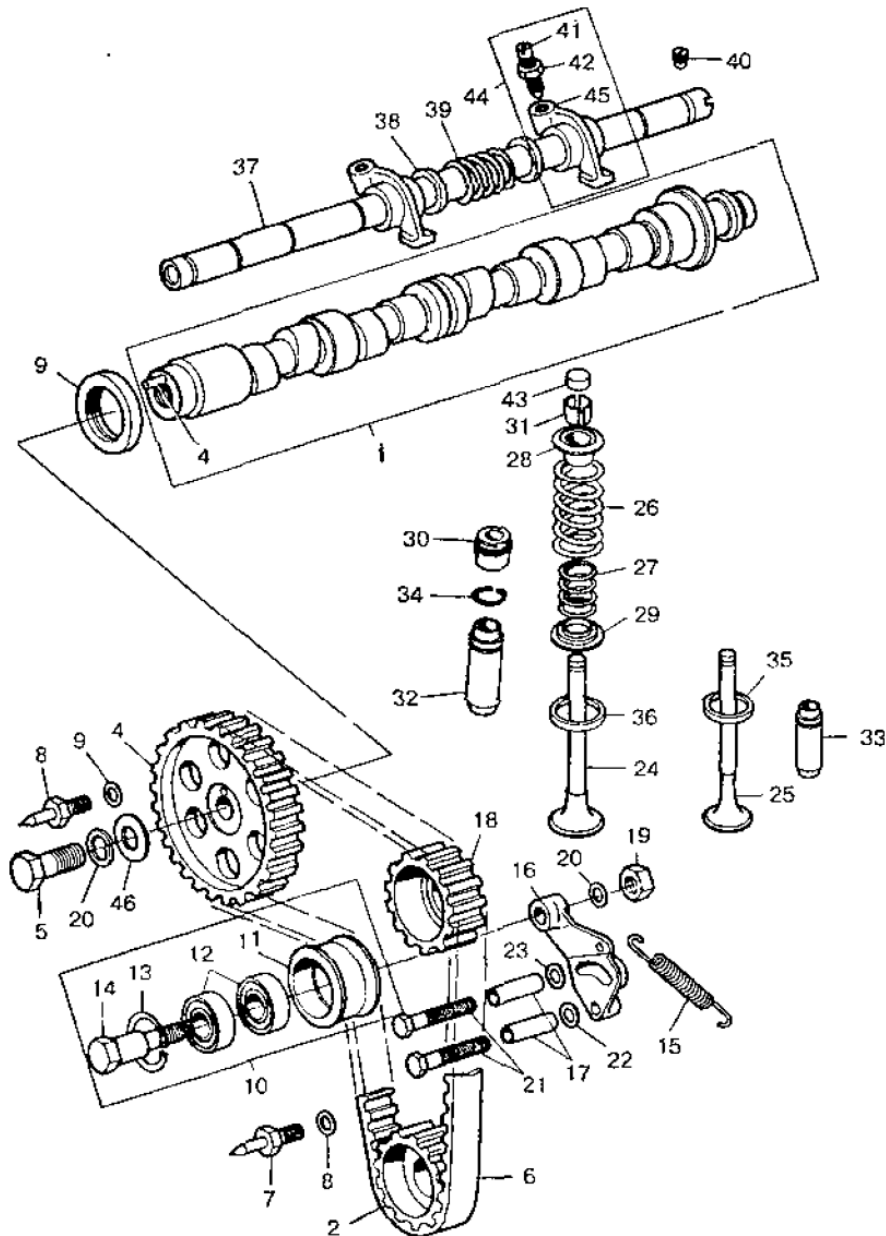
- бензинові та газові ДВЗ без наддуву  $\gamma_r = 0,04 \dots 0,10$ ;
- дизелі з наддувом  $\gamma_r = 0,02 \dots 0,05$ .

### **1.3 Конструкція розподільних валів механізму газорозподілу 4-тактних ДВЗ**

В сучасних 4-тактних ДВЗ газорозподіл здійснюється газорозподільним механізмом, який включає розподільний вал (один або два на кожен циліндр) (позиція 1 на рисунку 1.2). Розподільний вал має шийки, якими кріпиться в головці блоку циліндрів, та кулачки, які задають відкривання та закривання клапанів (поз. 24, 25 на рисунку 1.2) при обертанні валу.

Висота кулачків, профіль підйому та спадання, розташування кулачків на розподільному валі, залежно від його призначення (для приводу впускних клапанів, випускних клапанів, і впускних і випускних клапанів одночасно) забезпечує закон керування фазами газообміну (див. рисунок 1.1, б).

У сучасних швидкохідних двигунів відкриття впускного клапана відбувається в середньому за  $10 \dots 35^\circ$  до приходу поршня в ВМТ, а закриття – через  $40 \dots 85^\circ$  після НМТ [4]. Випускний клапан закривається через  $10 \dots 30^\circ$  після ВМТ. Однак, в двигунах, що працюють за особливих умов (в тому числі ДВЗ для спортивних автомобілів) ці середні значення можуть бути змінені як і більшу, так і в меншу сторону.



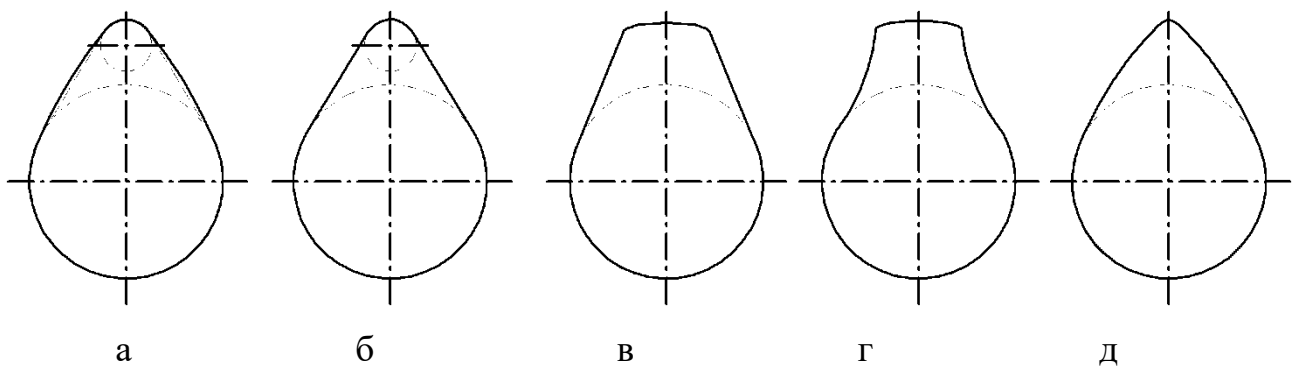
1 - розподільний вал; 2 - шків ведучий; 3 - шків ведений; 4 - штифт установний шківа розподільного валу; 5, 21 – болти; 6 – ремінь; 7 - болт установний; 8, 20, 22, 23 – шайби; 9 - манжета розподільного валу; 10 - ролик в зборі; 11 - ролик; 12 – підшипник; 13 - кільце; 14 - вісь; 15 – пружина; 16 – кронштейн; 17 – втулка; 18 - шків насоса; 19, 42 – гайки; 24 - клапан впускний в зборі; 25 - клапан випускний в зборі; 26 - пружина клапана зовнішня; 27 - пружина клапана внутрішня; 28 - тарілка пружин клапана; 29 - опорна шайба пружин клапана; 30 - ковпачок масловідбивний з пружиною в зборі; 31 – сухар клапана; 32 - втулка впускного клапана; 33 - втулка випускного клапана; 34 - кільце стопорне; 35 – сідло випускного клапана; 36 - сідло впускного клапана; 37 - вісь коромисла із заглушками в зборі; 38 - шайба осі коромисел; 39 - пружина осі коромисел; 40 - стопор осі коромисел; 41 - гвинт регулювальний; 43 - наконечник регулювального гвинта; 44 - коромисло клапана в зборі; 45 - коромисло клапана.

Рисунок 1.2 – Деталі газорозподільного механізму двигуна MeM3-307 [5]

На сучасних автомобільних і тракторних двигунах використовують наступні види кулачків:

- опуклий (рис. 1.3, а);
- тангенціальний (рис. 1.3, б,в);
- вогнутий (рис. 1.3, г);
- безударний (рис. 1.3, д).

Опуклий профіль кулачка можна використовувати для підйому плоского, опуклого та роликового штовхачів, а тангенціальний кулачок – головним чином для роликового штовхача [4].



а – опуклий; б, в – тангенціальний; г – увігнутий; д – безударний

Рисунок 1.3 – Профілі кулачків різних типів

На рисунку 1.4 показано кулачки розподільного валу, які забезпечують максимальне підняття клапану на однакову величину, але характер підйому та опускання клапану відрізняються. Залежно від цього, режим газообміну ДВЗ на різних режимах буде суттєво відрізнятися.

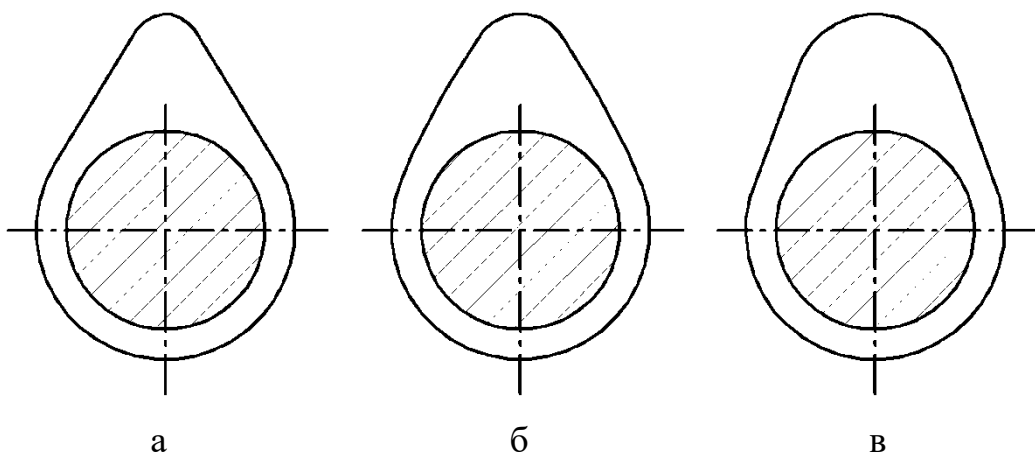


Рисунок 1.4 – Види профілів кулачків розподільного валу

## 1.4 Вплив параметрів ГРМ на ефективність ДВЗ на різних режимах

При роботі будь-якого двигуна внутрішнього згорання процеси, що відбуваються в ньому (впуск, згорання, випуск) мають певну інерційність. Тому органи газообміну відкриваються не точно у ВМТ чи НМТ, а завчасно. Але оберти двигуна змінюються в дуже широких межах, швидкість всмоктуваного повітряного потоку і потоку відпрацьованих газів теж змінюються, відповідно для поліпшення наповнення циліндрів свіжою порцією робочого тіла і очищення від продуктів згорання потрібно постійно змінювати момент і час відкриття і закриття отворів. Це безпосередньо впливає на основні характеристики двигуна у широких діапазонах швидкісних та навантажувальних характеристик [6].

За характер роботи двигуна на різних швидкісних та навантажувальних режимах безпосередньо впливає розподільний вал. Змінюючи геометрію елементів розподільного валу, можна впливати на роботу ДВЗ. Виходячи з теорії і практики, можна констатувати наступні закономірності [6, 7, 8].

1. Чим менше кут перекриття клапанів, тим краще наповнення на низьких частотах обертання, так як свіжа суміш не перетікає у випускний колектор через відкритий випускний клапан і, відповідно, відпрацьовані гази не потрапляють у впускний колектор. Зі збільшенням кута перекриття клапанів максимум наповнення зміщується до зони високих обертів ДВЗ. При цьому може погіршуватись економічність двигуна.

2. Чим більший кут запізнення закриття впускного отвору, тим краще наповнення за рахунок дозарядки, і тим менший обертальний момент на низьких частотах за рахунок виштовхування поршнем свіжої суміші у випускний колектор.

3. Чим гостріше кулачок (менше радіус при вершині) (див. рисунок 1.4, а), тим менше час-перетин підйому клапана, тим гірше наповнення у всьому діапазоні частот обертання.

4. Чим тупіший кулачок (більше радіус при вершині) (див. рисунок 1.4, в), тим час-перетин клапану більше, що забезпечує краще наповнення на великих частотах обертання двигуна. Але на малих частотах обертання двигуна широкий кулачок забезпечує надмірне перекриття клапанів, що призводить до зниження потужності та економічності (див. п. 1, 2).

5. Розподільний вал з розширеними фазами запізнення впуску (підвищення ефективності в діапазоні  $n = 4000 \dots 7000 \text{ хв}^{-1}$ ) не забезпечує підвищення ефективності в діапазоні  $n = 1500 \dots 3000 \text{ хв}^{-1}$ .

6. Для збільшення тривалості відкриття впускного отвору його зазвичай відкривають до приходу поршня у верхню мертву точку і на великих частотах обертання колінчастого валу (близьких до максимальних) наповнення під час основного впуску знижується. Однак, ці втрати компенсуються дозарядкою.

7. Збільшення довжини впускного трубопроводу сприяє зростанню сил інерції, що діють на масу робочої суміші, яка перебуває в органах впуску. Це збільшує наповнення на низьких частотах і підвищує опір впускного тракту на високих частотах, що може бути компенсовано дозарядкою.

Оптимальний кут закриття впускного клапана вибирають, враховуючи два протилежні явища: з одного боку, при збільшенні кута помітно зростає час-перетин впускного отвору, і наповнення покращується, з іншого боку, можливий зворотний викид заряду повітря або паливоповітряної суміші. Оптимальний кут вибирають у поєднанні з силами інерції та коливаннями робочого тіла в органах впуску за рахунок оптимальної довжини та діаметра впускного трубопроводу для певних швидкісних та навантажувальних режимів роботи. Оптимальні розміри та висоту підйому клапана вибирають з урахуванням діаметра циліндра та інерційних сил (при збільшенні довжини ходу клапана необхідно збільшувати жорсткість пружин, а це негативно впливає на довговічність кулачка) [6].

Початок відкриття випускного отвору встановлюють таким, щоб отримати найбільшу корисну роботу газів у циліндр. У разі надмірно великого кута попередження випуску корисна робота за такт розширення помітно

зменшується, і якщо цей кут занадто малий, значно зростає негативна робота газів у процесі примусового випуску. Зі зростанням частоти обертання колінчастого валу кут випередження випуску має збільшуватися.

Великий вплив на показники робочого процесу має величина залишкових газів в циліндрі. Якщо на режимах підвищених навантажень для отримання найбільшої потужності доцільне повне очищення циліндрів від продуктів згоряння, то при роботі на малих навантаженнях і на холостому ході поліпшення робочого процесу досягається рециркуляцією відпрацьованих газів. Це особливо актуально для двигунів з безпосереднім упорскуванням палива, що експлуатуються за низької температури навколишнього повітря, зважаючи на високі значення коефіцієнта надлишку повітря. З наукової літератури відомо, що рециркуляція газів є ефективним засобом зниження рівня токсичності відпрацьованих газів.

Універсальним способом регулювання кількості залишкових газів у циліндрі може бути управління фазами перекриття клапанів [6]. Існуючі системи застосовуються для управління або впускними клапанами, або і впускними, і випускними. Деякі виробники ДВЗ використовують пристрої, які забезпечують не тільки трансформацію власне моментів відкриття та закриття отворів, але й регулювання ступеня їхнього відкриття. Для керування фазами газорозподілу застосовують або гідравлічний привід, що використовує тиск оливи в системі мащення, або електропривод (управління за допомогою спеціального електродвигуна). Проте такі системи суттєво підвищують вартість ДВЗ.

### **1.5 Особливості двигунів автомобілів для драг-рейсінгу**

Драг-рейсінг – гоночне змагання, яке є спринтерським заїздом за участю двох автомобілів. У класичній версії дистанція для перегонів складає

402 м ( $\frac{1}{4}$  милі). Рідше проводять заїзди на  $\frac{1}{2}$  милі (804 м),  $\frac{1}{8}$  милі (201 м) або на мірну милю (1609 м). Фактично дрег-рейсинг є гонкою на прискорення, що проводиться на прямій трасі (див. рис. 1.5) [9].



Рисунок 1.5 – Спортивні перегони з дрег-рейсингу

Автомобілі, що беруть участь у дрег-рейсингу, як правило, діляться на шість класів. Перший з класів – SL «Вуличний легкий» (Street Light). Це серійні автомобілі або автомобілі з незначними модернізаціями. Двигун – 4-циліндровий. Об’єм двигуна – до 1600 см<sup>3</sup> включно. Мінімальна вага автомобіля – 550 кг. До цього класу входять і вітчизняні легкові автомобілі – ЗАЗ Lanos, ЗАЗ Sens, Chevrolet Aveo.

Заїзди з дрег-рейсингу характеризуються роботою ДВЗ на високих обертах і з великими навантаженнями.

Для підвищення ефективності роботи (форсування) ДВЗ для дрег-рейсингу використовуються різні методи, зокрема [1, 10, 11]:

- чіп-тюнінг – внесення коригувань до електронної системи керування двигуном, тобто зміна параметрів паливоподачі та запалювання;

- зміна геометричних співвідношень в кривошипно-шатунному механізмі та газорозподільному механізмі – головним чином, збільшення

ступеня стисненні ( $\epsilon$ ) і зменшення ходу поршня (тобто зменшення  $S/D$ );

– заміна деталей двигуна на більш легкі (поршні, шатуни, колінчастий вал тощо);

– встановлення агрегатів наддуву;

– заміна елементів систем впуску та випуску на такі, що створюють менший гідравлічний опір;

– підвищення продуктивності системи охолодження;

– дообладнання системи живлення впорскуванням закису азоту  $N_2O$ ;

– внесення змін до системи газорозподілу (оптимізація фаз газорозподілу і характеру відкриття клапанів).

Оскільки в драг-рейсінгу існують класи з дуже різними вимогами до можливості доробок серійних автомобілів та ДВЗ, то на ряді ДВЗ (згідно технічного регламенту) наведені вище методи форсування можуть використовуватись обмежено.

Для форсування двигунів спортивних автомобілів часто використовуються деталі, виготовлені під заказ. Ряд спеціалізованих підприємств серійно випускають деталі ДВЗ (зокрема, і розподільні вали зі зміненими фазами газорозподілу) для масових автомобілів [12, 13].

## 1.6 Висновки за розділом

Питання впливу параметрів ГРМ на ефективність ДВЗ на різних режимах вивчалось багатьма вченими [1, 6, 14–21]. Цей вплив значно залежить від конструктивних особливостей кожного окремого ДВЗ, тобто необхідно враховувати багато чинників, тому розрахункові моделі зазвичай достатньо складні.

Тому в даній магістерській роботі поставлено наступні задачі:

– визначити вплив профілю кулачка розподільного валу на ефективний

переріз клапанних органів 4-тактного бензинового двигуна;

– визначити вплив профілю впускного кулачка розподільного валу на величини коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  та коефіцієнт залишкових газів  $\gamma_r$  бензинового ДВЗ;

– визначити та дослідити вплив профілю впускного кулачка на ефективні показники бензинового 4-тактного 4-циліндрового ДВЗ для легкового автомобіля.

При відкритті впускного клапана більша частина відпрацьованих газів внаслідок їх високого тиску самостійно залишає камеру згорання, тому збільшення перерізу впускного клапана окремо не розглядається.

Питання зміни фаз на більш ранні чи пізні, а також величина перекриття клапанів є темами окремих досліджень, і тому не розглядались.

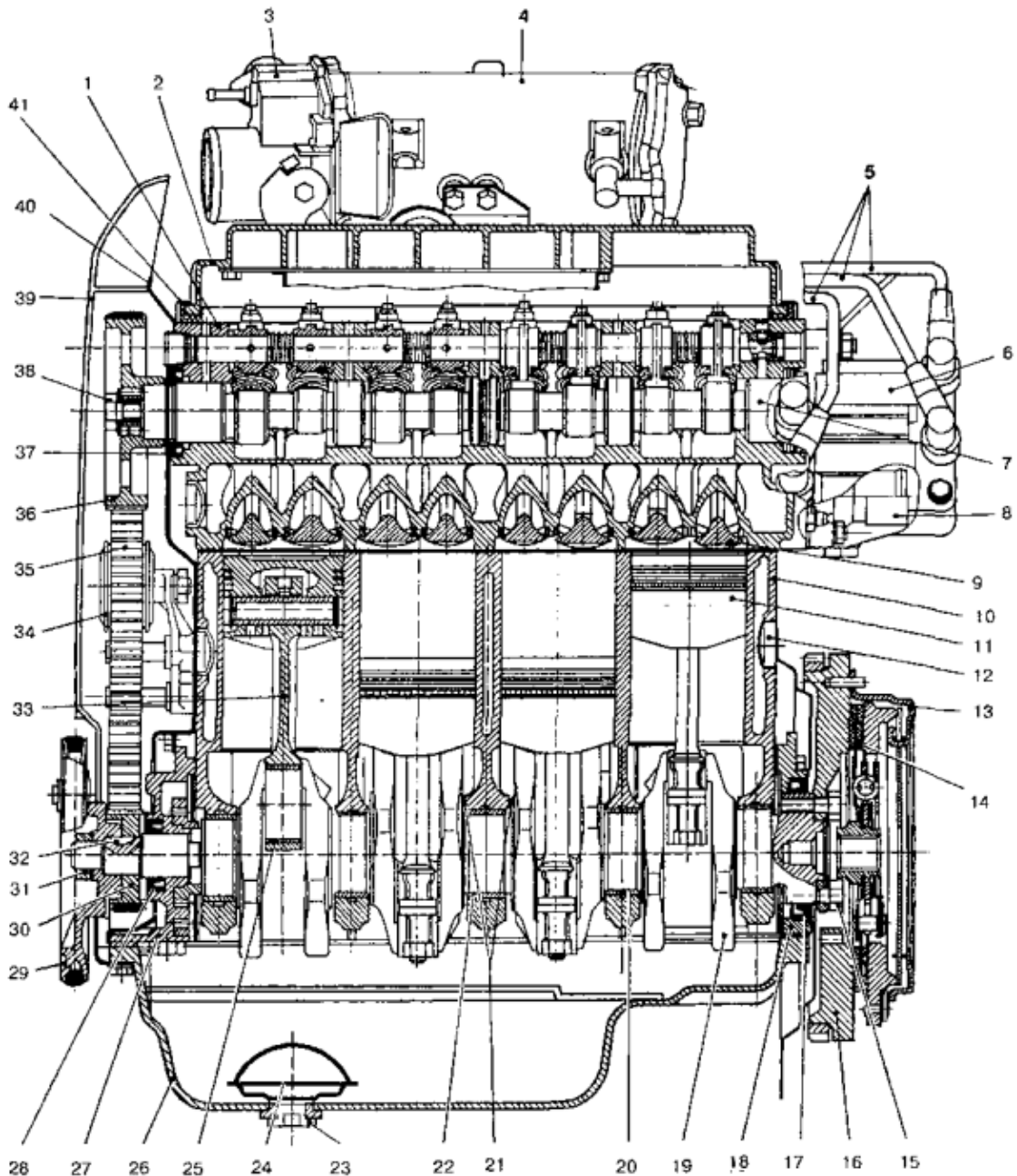
## 2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

### 2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна MeM3-307

Двигуни внутрішнього згорання моделі MeM3-307 (рис. 2.1, 2.2) призначені для установки на легкові автомобілі з колісною формулою 4×2 та повною масою до 1,4 т [10]. Силові агрегати призначені для експлуатації за температури навколишнього повітря від  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  (233 К) до  $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$  (323 К), при відносній вологості повітря до 90 % при температурі  $+27\text{ }^{\circ}\text{C}$  (300 К), запиленості повітря до  $0,4\text{ г/м}^3$  та в районах, розташованих на висоті до 3000 м над рівнем моря. Силовий агрегат складається з двигуна з обладнанням у зборі, зчеплення та коробки передач.

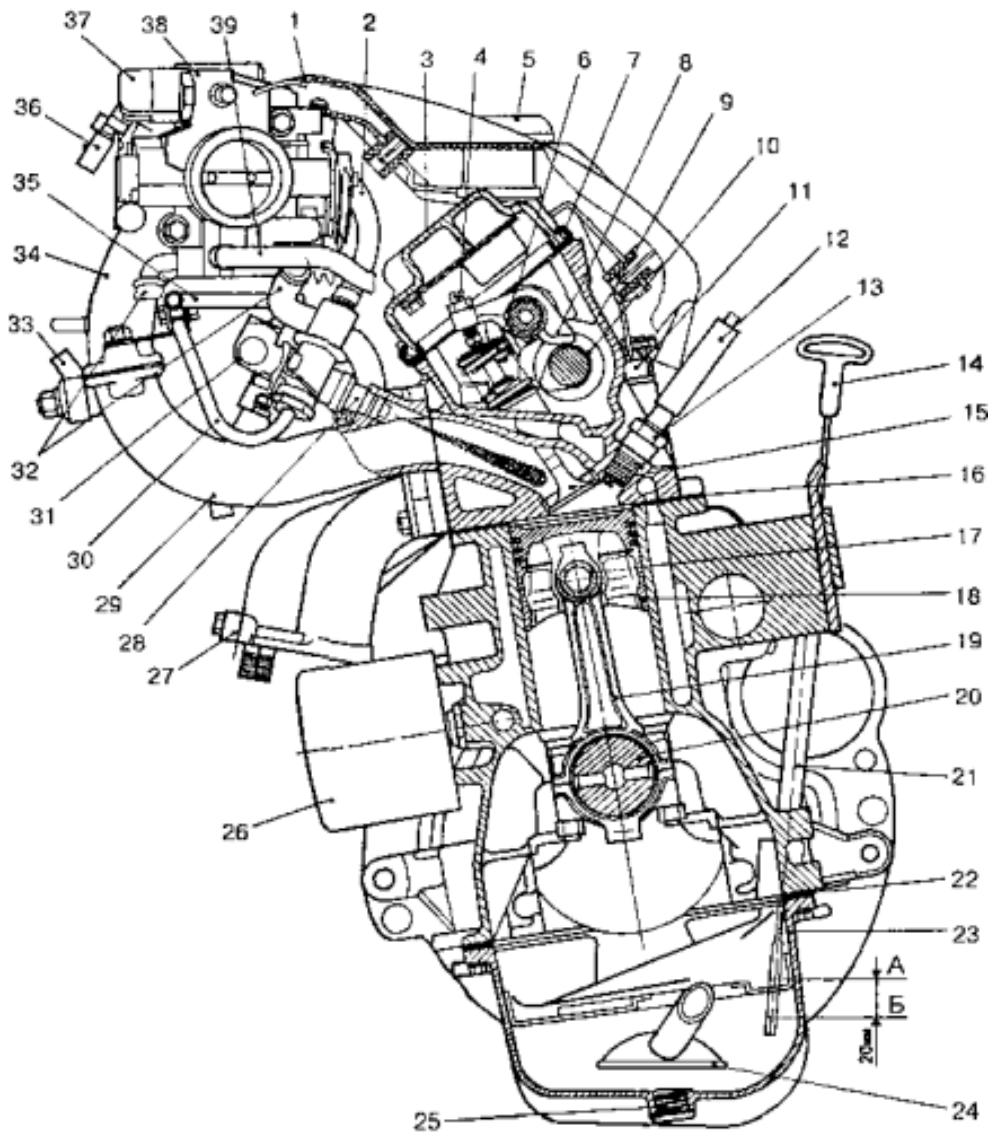
Основні характеристики двигуна MeM3-307 [5, 10, 23]:

- число тактів – 4;
- число циліндрів – 4;
- розташування циліндрів – рядне;
- порядок роботи циліндрів двигуна – 1-3-4-2;
- діаметр циліндра  $D = 75\text{ мм}$ ;
- хід поршня  $S = 73,5\text{ мм}$ ;
- робочий об'єм двигуна  $V_{h\Sigma} = 1,299\text{ л}$ ;
- ступінь стиснення  $\varepsilon = 9,8$ ;
- номінальна потужність  $N_e = 51,5\text{ кВт}$  (70,0 к.с.);
- максимальна частота обертання колінчастого валу  $n_{\max} = 5800\text{ хв}^{-1}$ ;
- максимальний обертальний момент  $M_{кр\max} = 107,8\text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- частота обертання, що відповідає максимальному обертальному моменту  $n_{M_{\max}} = 3000\dots3500\text{ хв}^{-1}$ ;
- мінімальна частота обертання холостого ходу  $n_{\min} = 870 \pm 70\text{ хв}^{-1}$ ;
- мінімальна питома витрата палива  $g_e = 278,8\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ , не більше;
- номінальна частота обертання колінчастого валу  $n_{N_e} = 5200\dots5500\text{ хв}^{-1}$ .



1 – головка циліндрів; 2 – кришка головки циліндрів; 3 – дросельний патрубок; 4 - ресивер; 5 - високовольні дроти; 6 - модуль запалювання; 7 – розподільний вал; 8 - відвідний патрубок системи охолодження; 9 – клапан; 10 - блок циліндрів; 11 - поршень; 12 - пробка системи охолодження; 13 - натискний диск зчеплення; 14 - ведений диск зчеплення; 15, 38 – болти; 16 – маховик; 17, 28, 37 – манжети; 18 – тримач манжети; 19 - колінчастий вал; 20 - вкладки корінних підшипників; 21 - упорні півкільця; 22 - вкладиш середнього корінного підшипника; 23 - маслозливна пробка; 24 - маслоприймач насоса; 25 - вкладиш нижньої головки шатуна; 26 - масляний картер; 27 - масляний насос; 29 - шків приводу генератора; 30 - ведучий шків колінчастого валу; 31 - гайка; 32 - шпонка; 33 – шатун; 34 – натяжний ролик; 35 - приводний плоскозубчастий ремінь; 36 - шків приводу розподільного валу; 39, 40 - зовнішній та внутрішній кожухи плоскозубчастого ремня, 41 - прокладка кришки блоку циліндрів.

Рисунок 2.1 – Поздовжній розріз двигуна [5]



1 - облицювання двигуна; 2 - трубка розрідження від ресивера до регулятора тиску; 3 - кришка головки циліндрів; 4 - гвинт регулювального клапана; 5 - кришка маслозаливної горловини; 6 - пружина клапана; 7 - прокладка кришки головки циліндрів; 8 - коромисло; 9 - головка циліндрів; 10 – розподільний вал; 11 - болт кріплення головки циліндрів, 12 - наконечник свічки запалювання; 13 – свічка запалювання; 14 - масловимірювальний стрижень; 15 - клапан впускний; 16 – прокладка головки циліндрів; 17 - палець поршня; 18 - поршень; 19 - шатун; 20 - колінчастий вал; 21 - трубка масловимірювального стрижня; 22 - прокладка масляного картера; 23 - масляний картер; 24 - маслоприймач насоса; 25 - маслозливна пробка; 26 - масляний фільтр; 27 - випускний колектор; 28 – форсунка; 29 - впускний колектор; 30 - трубка зливу палива; 31 - рампа форсунок; 32 - шланги обігріву дросельного патрубку; 33 – датчик детонації; 34 - ресивер; 35 - трубка підведення палива до рамп; 36 - датчик абсолютного тиску та температури повітря; 37 – регулятор холостого ходу; 38 - дросельний патрубок; 39 - трубка системи вентиляції картера; А, Б - відповідно верхній та нижній рівні оливи.

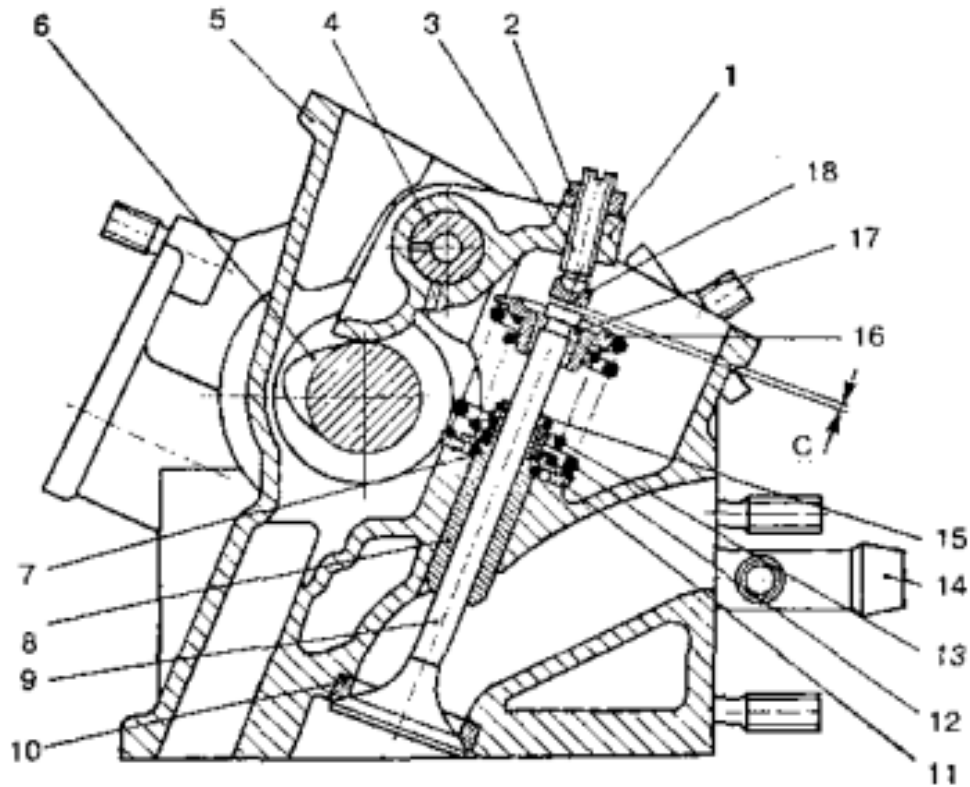
Рисунок 2.2 – Поперечний розріз двигуна MeMZ-307 [5]

Повітря до двигуна потрапляє через повітряний фільтр, ресивер (позиція 34 на рис. 2.2), і далі по каналам впускного колектора (поз. 29), при відкритих впускних клапанах (поз. 15), подається до циліндрів. Паливо (бензин) подається у патрубки впускного колектора впорскуванням, форсунками системи розподіленого впорскування (поз. 28), яка керується комп'ютерною системою керування двигуном (КСУД). Паливо та повітря починають перемішуватися у патрубках впускного колектора, і цей процес закінчується в циліндрі. Після згорання паливоповітряної суміші утворені відпрацьовані гази через їх високий тиск залишають циліндр, а деяка (але не вся остаточно) частина газів видавлюється з циліндра поршнем.

Час відкриття/закриття впускних та випускних клапанів задається механізмом газорозподілу двигуна (рисунок 2.3). У MeM3-307 ГРМ з одним розподільним валом в головці циліндрів, який задає відкривання одного впускного і одного випускного клапана на кожен з циліндрів (ГРМ типу SOHC). Розподільний вал через зубчасту шестерню і зубчастий ремінь приводиться в дію від колінчатого валу двигуна. Робота розподільного валу і колінчатого валу двигуна синхронізовані. Конструкція розподільного валу (див. рис. 2.4) при роботі двигуна забезпечує наступні фази газорозподілу (див. рис. 2.5) [5, 10]:

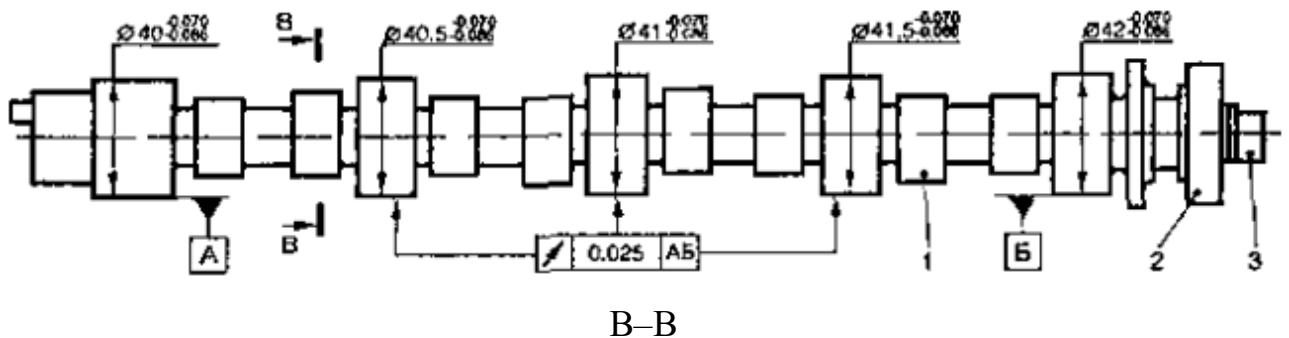
- відкриття впускного клапана 9 градусів до ВМТ;
- закриття впускного клапана 48 градусів після НМТ;
- відкриття випускного клапана 40 градусів до НМТ;
- закриття випускного клапана 17 градусів після ВМТ.

Головка циліндрів двигуна виготовлена з алюмінієвого сплаву Al-9, в головку запресовані чавунні сідла клапанів. Розподільний вал чавунний литий марки ВЧ45.

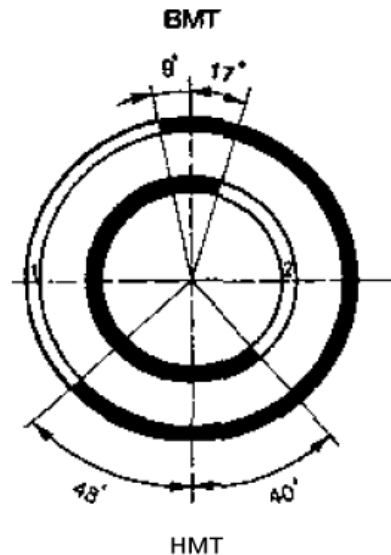


1 - коромисло; 2 – гайка; 3 - регулювальний гвинт; 4 - вісь коромисел; 5 – головка циліндрів; 6 – кулачок розподільного валу; 7 - стопорне кільце; 8 - втулка напрямна; 9 - клапан; 10 – сідло клапана; 11 - опорна шайба внутрішньої і зовнішньої пружин; 12, 13 - пружини клапана зовнішня та внутрішня; 14 – патрубок; 15 - масловідбивний ковпачок клапана; 16 - тарілка пружин клапана; 17 - сухарі клапана; 18 - наконечник регулювального гвинта коромисла;  
 С - зазор для клапанів

Рисунок 2.3 – Головка циліндрів та схема регулювання зазорів у механізмі приводу клапанів [5]



В–В  
 Рисунок 2.4 – Вал розподільний двигуна MeM3-307 [5]



1 - впускний клапан; 2 - випускний клапан (темний колір – зони відкритого стану клапанів).

Рисунок 2.5 – Діаграма фаз газорозподілу двигуна MeM3-307 [5]

## 2.2 Основні положення розробленої методики дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники ДВЗ

Дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники бензинового двигуна для драг-рейсінгу виконуємо за розробленою методикою, які композиційно складається із 4-х основних розрахункових блоків:

1) Виконуємо розрахунок механізму системи газорозподілу базового двигуна MeM3-307.

Розраховуємо розміри прохідних перерізів у сідлі клапана та у горловині, визначаємо максимальну висоту підйому клапана. Після цього виконуємо побудову профілю випуклого кулачка із симетричним профілем, далі будуємо діаграми підйому, швидкості та прискорення штовхача. На основі отриманих даних виконуємо розрахунок та будуємо діаграму часу-перетину клапана. Головним результатом розрахунку є величина повного часу-перерізу

клапана А, мм<sup>2</sup>·с, яку визначаємо графічним методом.

Оскільки від двигунів для драйг-рейсінгу потребують підвищення частоти обертання колінчастого валу, що досягається різними способами (див. розділ 1), приймаємо, що двигун MeM3-307 розвиває ефективну потужність  $N_e = 51,5$  кВт при номінальній частоті обертання  $n_{Ne} = 5800$  хв<sup>-1</sup>. Також збільшується кут випередження запалювання, змінюються фази газорозподілу. Відповідно до інформації, отриманої з огляду літературних джерел, приймаємо:

– відкриття впускного клапана  $17^\circ$  до ВМТ (у базового двигуна MeM3-307 –  $9^\circ$ );

– закриття впускного клапана  $45^\circ$  після НМТ (у базового двигуна MeM3-307 –  $48^\circ$ ).

Розрахунок механізму системи газорозподілу виконуємо за методикою та згідно до рекомендацій [4].

2) Виконуємо розрахунок системи впуску базового двигуна MeM3-307.

Двигун MeM3-307 атмосферний, і не має динамічного наддуву на жодному режимі роботи.

Розрахунок системи впуску виконуємо за методикою та згідно до рекомендацій [17].

Знаючи характеристики двигуна та його системи газорозподілу, розраховуємо ряд показників повітря на впуску: швидкість звуку за нормальних умов; критерій Струхалія; критерій, який характеризує середню швидкість течії через щілину впускного клапану. Далі розраховуємо геометричні розміри впускного колектора: діаметр та ефективну довжину трубопроводу.

Головним результатом є розрахунок коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  та коефіцієнта залишкових газів  $\gamma_r$ .

3) Виконуємо тепловий розрахунок (розрахунок термодинамічного циклу) двигуна MeM3-307 на номінальному режимі при відомих значеннях  $\eta_v$  і  $\gamma_r$ .

Результатом теплового розрахунку є індикаторні та ефективні показники двигуна, також будуємо індикаторні діаграма тиску та температури  $P(V)$ ,  $T(V)$ .

Тепловий розрахунок виконуємо за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation [24, 25]. Дані для введення в програму обираємо з технічної характеристики двигуна (див. розділ 2.1) та розраховуємо за методикою [22].

4) Двигун MeM3-307 для драг-рейсінгу потребує збільшення частоти обертання до  $n_{Ne} = 5800 \text{ хв}^{-1}$  і покращення наповнення на високих обертах, при цьому ефективністю роботи ДВЗ на малих обертах можна знехтувати. Тому змінюємо профіль кулачка впускного клапана, чим змінюємо діаграму часу-перетину клапана. Кулачок робиться більш «широким» (див. рисунок 1.4 в, у порівняння з рисунком 1.4 б).

За зміненими діаграмами часу-перерізу клапана розраховуємо величини повного часу-перерізу клапана, та відповідні їх величини  $\eta_v$  і  $\gamma_r$ . Далі вже безпосередньо досліджуємо впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу.

### 2.3 Висновки за розділом

Розроблено методику дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу. Методика, яка композиційно складається із 4-х етапів, поєднує розрахункові дослідження з отриманням необхідних даних графічним способом.

### 3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВИГУНА МЕМЗ-307

#### 3.1 Розрахунок основних параметрів

Задаємось даними до розрахунку системи газорозподілу двигуна МЕМЗ-307 для драг-рейсінгу:

- діаметр циліндра  $D = 75$  мм;
- площа поршня  $F_{\text{п}} = 44,18$  см<sup>2</sup>;
- частота обертання при номінальній потужності  $n_{\text{N}} = 5800$  хв<sup>-1</sup>;
- кутова частота обертання колінчастого валу  $\omega = 607,37$  с<sup>-1</sup>;
- середня швидкість поршня  $\vartheta_{\text{п.ср}} = 14,21$  м/с;
- швидкість суміші в прохідному перерізі сідла при максимальному підйомі впускного клапана  $W_{\text{вп}} = 95$  м/с ;
- кут випередження відкриття впускного клапана  $\varphi_{\text{пр}} = 17$  °;
- кут запізнення закриття впускного клапана  $\varphi_{\text{зп}} = 45$  °.

Механізм газорозподілу верхньоклапанний з верхнім розташуванням розподільного валу.

Розрахунок виконано для випуклого кулачка із симетричним профілем, за методикою [4].

Спочатку розраховуємо розміри прохідних перерізів у сідлі клапана  $F_{\text{кл}}$  та у горловині  $F_{\text{гор}}$  (див. рис. 3.1).

Площу прохідного перерізу в клапані визначають за умови нерозривності потоку нестискаємого газу за умовною середньою швидкістю перерізу сідла, при максимальному підйомі клапана на режимі номінального числа обертів двигуна:

$$F_{\text{кл}} = \vartheta_{\text{п.ср}} F_{\text{п}} / i_{\text{кл}} W_{\text{вп}} = 14,21 \cdot 44,18 / 1 \cdot 95 = 6,608 \text{ см}^2 \quad (3.1)$$

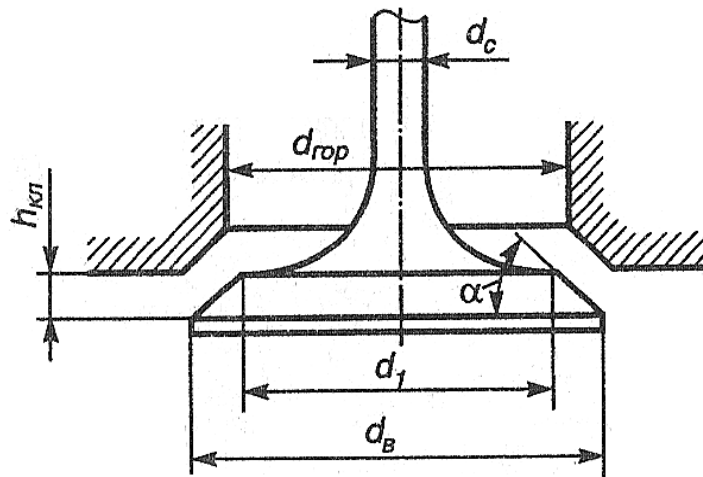


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема прохідного перерізу в клапані [4]

Прохідний переріз у горловині не повинен обмежувати пропускну здатність впускного (або випускного) тракту. Враховуючи, що через горловину проходить стрижень клапана, її площу приймаємо за формулою

$$F_{\text{гор}} = (1,1 \dots 1,2)F_{\text{кл}} = 1,15 \cdot 6,608 = 7,6 \text{ см}^2.$$

Діаметр горловини

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{4 \cdot F_{\text{гор}} / \pi} = \sqrt{4 \cdot 7,6 / 3,14} = 31 \text{ мм.} \quad (3.2)$$

З умови можливого розташування клапанів у головці при верхньому їх розташуванні (камера згоряння клиноподібна) діаметр горловини може досягати

$$d_{\text{гор}} = (0,38 \dots 0,42) D = 28,5 \dots 31,5 \text{ мм.} \quad (3.3)$$

Діаметри горловин випускних клапанів зазвичай приймають на 10...20 % менше від  $d_{\text{гор}}$  впускних клапанів. Приймаємо  $d_{\text{гор}} = 27,5 \text{ мм}$ .

Прохідний переріз клапана з конічним ущільненням (рис. 3.1) при висоті підйому клапана  $h_{\text{кл}}$  в момент часу, що розглядається:

$$F_{\text{кл}} = \pi h_{\text{кл}} (d_{\text{гор}} \cos \alpha + h_{\text{кл}} \sin \alpha \cos^2 \alpha); \quad (3.4)$$

$$F_{\text{кл}} = 2,22h_{\text{кл}} d_{\text{гор}} + 1,11h_{\text{кл}}^2, \text{ при } \alpha = 45^\circ,$$

де  $\alpha$  – кут фаски клапана.

Максимальну висоту підйому клапана при відомих значеннях  $F_{\text{кл}}$  і  $\alpha$  визначаємо з рівняння (3.4):

$$h_{\text{кл.мах}} = \sqrt{4,93d_{\text{гор}}^2 + 4,44F_{\text{кл}} / 2,22 - d_{\text{гор}}}; \quad (3.5)$$

$$h_{\text{кл.мах}} = \sqrt{4,93 \cdot 31^2 + 4,44 \cdot 6,608 / 2,22 - 31} = 8,43 \text{ мм.}$$

Максимальна висота підйому клапана в автомобільних ДВЗ змінюється в межах  $h_{\text{кл.мах}} = (0,18 \dots 0,3) \cdot d_{\text{гор}} = (0,18 \dots 0,3) \cdot 31 = 5,58 \dots 9,3$  мм. Для кута  $\alpha = 45^\circ$  величину  $h_{\text{кл.мах}}$  беремо по верхній межі:  $h_{\text{кл.мах}} = 8,5$  мм.

### 3.2 Побудова профілю кулачка

Миттєві відкриття та закриття клапана дозволяють отримати максимальний час-перетин, але навіть при незначних масах деталей механізму газорозподілу, виникають великі сили інерції. У зв'язку з цим при проектуванні органів газорозподілу підбирають такий профіль кулачка, який забезпечуючи достатнє наповнення циліндра, викликає допустимі за величиною сили інерції [4]. У конструкції газорозподільного механізму двигуна МеМЗ-307 передбачено конструкцію з опуклим кулачком (див. розділ 2.1).

На рис. 3.2 представлений опуклий кулачок, профіль якого утворений двома дугами радіусів.

Профіль кулачка будують від початкового кола. Його радіус  $r_0$  вибирають із умови забезпечення достатньої жорсткості механізму.

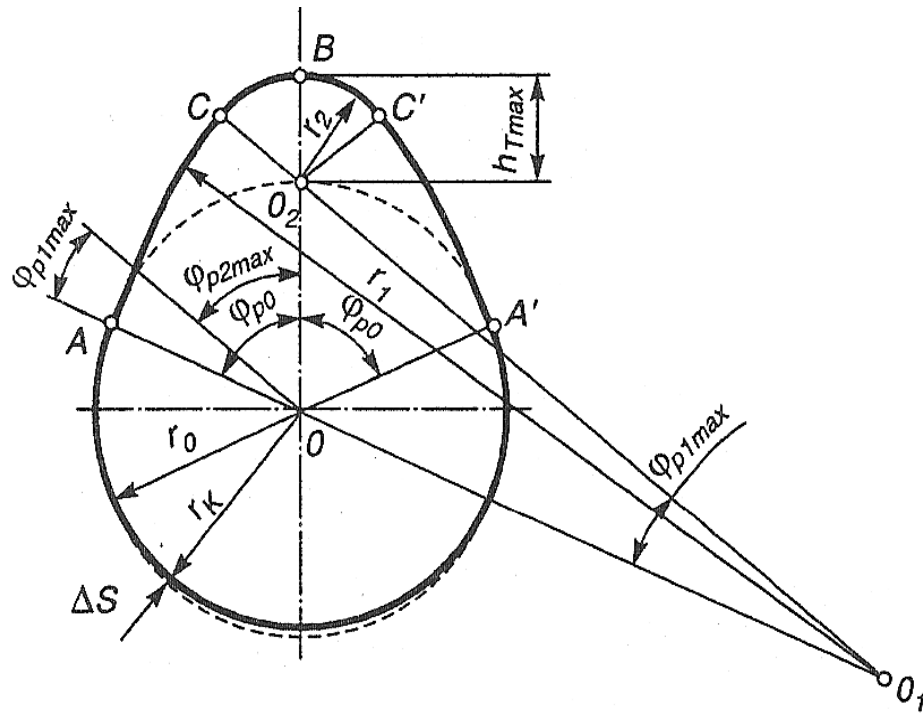


Рисунок 3.2 – Побудова профілю кулачка [4]

Радіус початкової окружності кулачка:

$$r_0 = (1,3 \dots 2,0)h_{\text{кл.мак}} = 1,5 \cdot 8,5 = 12,75 \text{ мм}; \quad (3.6)$$

Максимальний підйом штовхача, що приводить в рух один впускний клапан:

$$h_{\text{т.мак}} = h_{\text{кл.мак}} \cdot \ell_{\text{т}} / \ell_{\text{кл}}; \quad (3.7)$$

$$h_{\text{т.мак}} = 8,5 \cdot 19 / 30 = 5,38 \text{ мм.}$$

де  $\ell_{\text{т}} = 19$  мм і  $\ell_{\text{кл}} = 30$  мм – довжина плечей коромисла, прилеглих відповідно до штовхача та клапана (приймаємо за прототипом).

Радіус дуг опуклого профілю кулачка  $r_2 \geq 1,5$  мм, приймаємо  $r_2 = 5$  мм, тоді

$$r_1 = a^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2ar_0 \cos \varphi_{p0} / 2(r_0 - r_2 - a \cos \varphi_{p0}) \quad (3.8)$$

$$r_1 = \frac{13.13^2 + 12.75^2 - 5^2 - 2 \cdot 13.13 \cdot 12.75 \cdot \cos 60.5}{2 \cdot (12.75 - 5 - 13.13 \cos 60.5)} = 57 \text{ мм};$$

де  $a = r_0 + h_{t \max} - r_2 = 12.75 + 5.38 - 5 = 13,13$  мм.

$$\varphi_{p0} = (\varphi_{\text{пр}} + 180^\circ + \varphi_{\text{зн}}) / 4 = 45^\circ + 180^\circ + 17^\circ / 4 = 60^\circ 5'$$

Максимальний кут при підйомі коромисла по дузі радіусом  $r_2$

$$\sin \varphi_{p1\max} = a \sin \varphi_{p0} / r_1 - r_2; \quad (3.9)$$

$$\sin \varphi_{p1\max} = 13.13 \cdot \sin 60^\circ 5' / 57 - 5 = 0.222;$$

$$\varphi_{p1\max} = 12^\circ 81'.$$

Максимальний кут при підйомі коромисла по дузі радіусом  $r_2$

$$\varphi_{p2\max} = \varphi_{p0} - \varphi_{p1\max}; \quad (3.10)$$

$$\varphi_{p2\max} = 60^\circ 5' - 12^\circ 81' = 47^\circ 69'.$$

Підйом штовхача по куту повороту розподільного валу

$$h_{\tau 1} = (r_1 - r_0) \cdot (1 - \cos \varphi_{p1}); \quad (3.11)$$

$$h_{\tau 2} = a \cos \varphi_{p2} + r_1 - r_2; \quad (3.12)$$

Швидкість та прискорення коромисла

$$w_{T1} = (r_1 - r_0)\omega_k \sin\varphi_{p1}; \quad (3.13)$$

$$w_{T2} = \omega_k a \sin\varphi_{p1}; \quad (3.14)$$

$$j_{T1} = (r_1 - r_0)\omega_k^2 \cos\varphi_{p1}; \quad (3.15)$$

$$j_{T2} = -\omega_k^2 a \cos\varphi_{p2}; \quad (3.16)$$

де  $\omega_k = 0,5 \cdot \omega = 303,687 \text{ c}^{-1}$ .

Значення  $h_T, \omega_T$ , і  $j_T$ , розраховані за формулами (3.11–3.16), в залежності від кута повороту розподільного та колінчастого валів наведені в таблиці 3.1.

$\varphi_p, ^\circ$

Таблиця 3.1 – Розрахункові значення параметрів ГРМ

$\varphi_{прв}^\circ$	$\varphi_{p1}^\circ$	$\varphi_{p2}^\circ$	$h_T, \text{мм}$	$w_T, \text{м/с}$	$j_T, \text{м/с}^2$	$f, \text{мм}^2$
-8,5	0°	-	0	0	4080,9	0
-4	4°	-	0,107	0,937	4070,9	0,6
0	8°	-	0,430	1,870	4041,2	2,7
4,31	12°	-	1,101	2,979	3979,3	13,2
4,31	-	47°69'	1,088	2,948	-815,1	13,3
15	-	40°	2,308	2,563	-927,6	60,3
25	-	34°	3,138	2,23	-1004,1	146,7
35	-	20°	4,588	1,363	-1137,8	234,8
45	-	10°	5,180	0,692	-1192,5	298,7
52	-	0°	5,380	0	-1210,9	321,2
59	-	10°	5,180	-0,692	-1192,5	298,7
69	-	20°	4,588	-1,363	-1137,8	234,8
79	-	34°	3,138	-2,23	-1004,1	146,7
89	-	40°	2,308	-2,563	-927,6	60,3
99,69	-	47°69'	1,088	-2,948	-815,1	13,3
99,69	12°	-	1,101	-2,979	3979,3	13,2
104	8°	-	0,430	-1,870	4041,2	2,7
108	4°	-	0,107	-0,937	4070,9	0,6
112,5	0°	-	0	0	4080,9	0

За даними таблиці 3.1 будемо діаграми підйому, швидкості та прискорення штовхача (рис. 3.3).

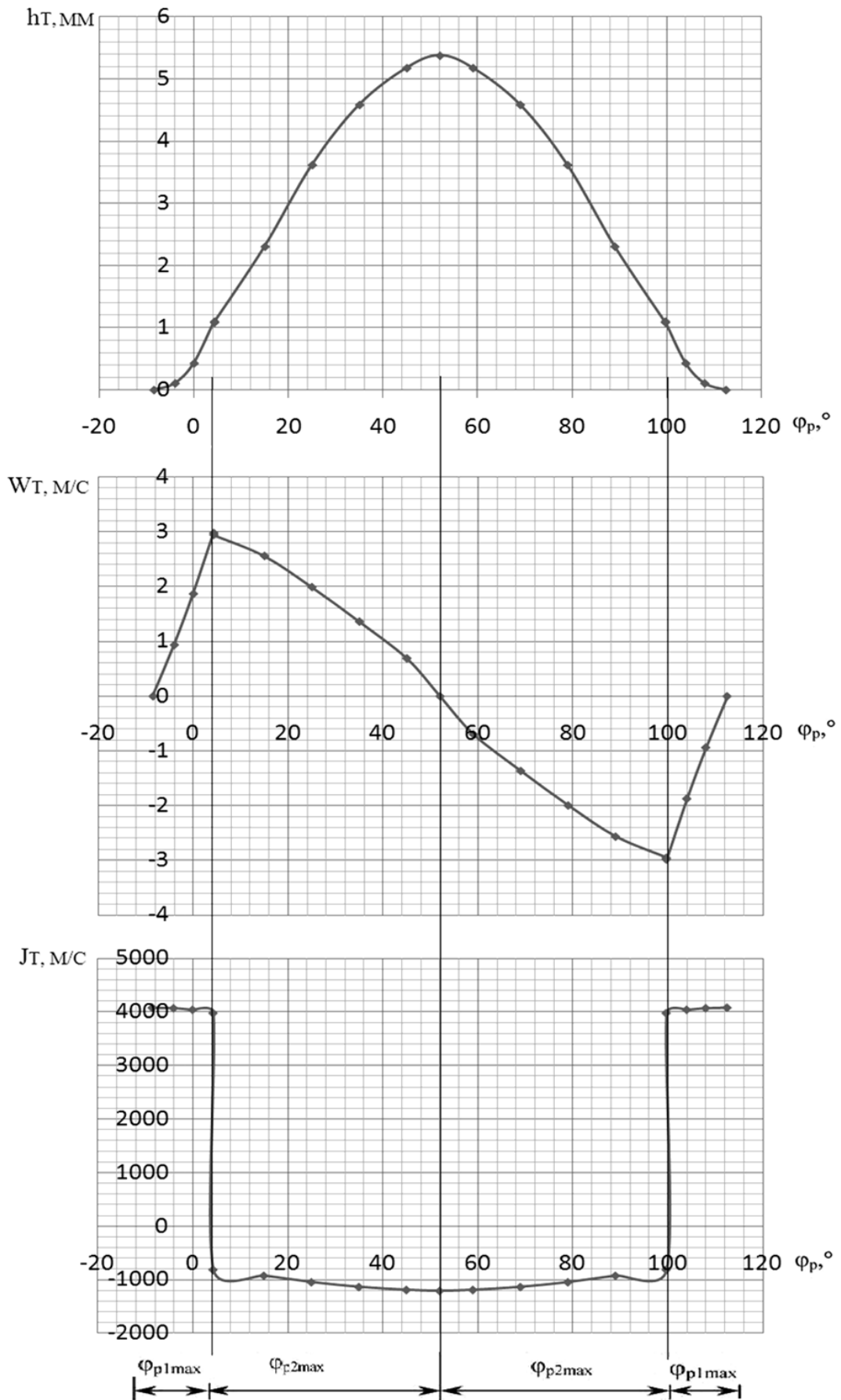


Рисунок 3.3 – Діаграма підйому, швидкості та прискорення штовхача від кута повороту розподільного валу двигуна MeM3-307

### 3.3 Розрахунок діаграми часу-перетину клапана

Розрахунок та побудова діаграми часу-перетину клапана необхідні, по-перше, для оцінки правильності вибору конструктивних параметрів клапанів та фаз газорозподілу за середньою умовною швидкістю потоку газу в прохідному перерізі клапана і, по-друге, для визначення ефективного прохідного перерізу клапана залежно від кута повороту колінчастого валу [4].

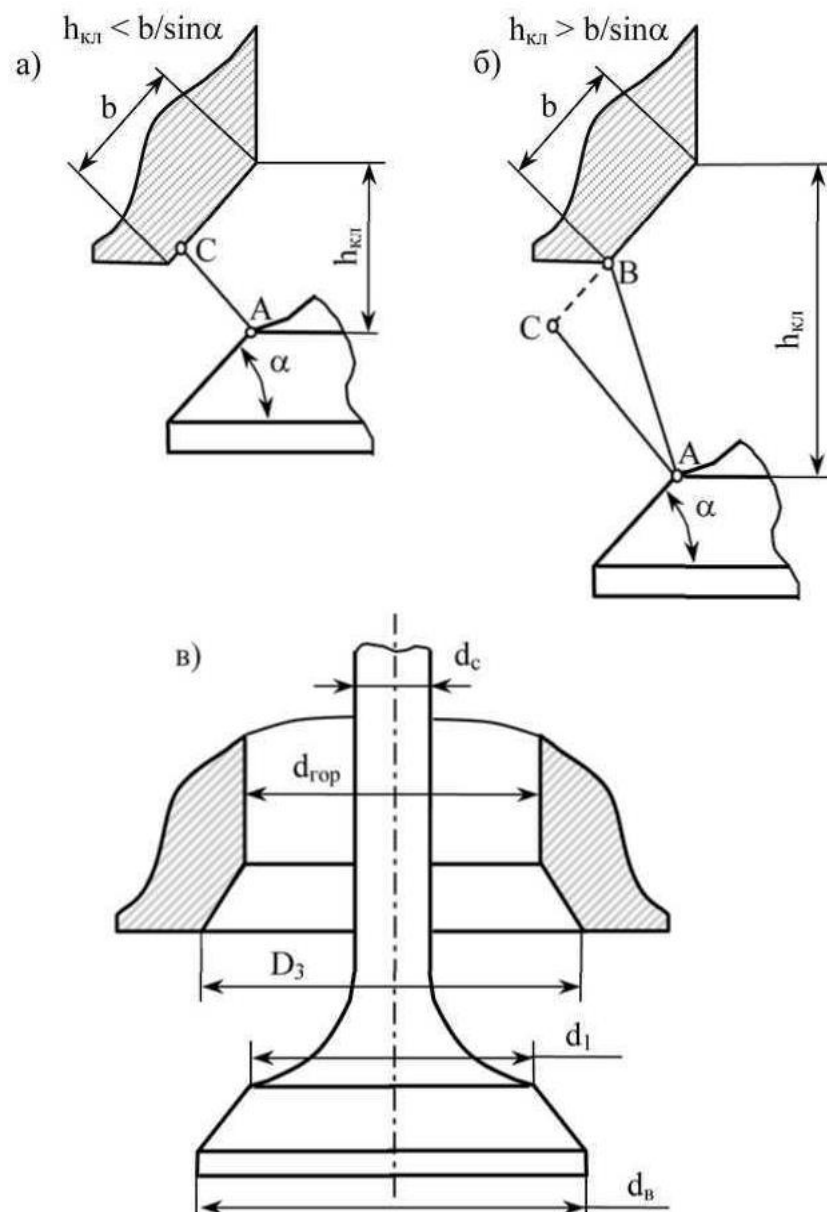


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема для визначення прохідного перерізу [4]

За характером залежності площі прохідного перерізу клапанів від величини підйому клапана підйом клапана характеризується тим, що перпендикуляр з точки А фаски клапана опускається на поверхню конуса сідла (див. рис. 3.4), що відповідає умові:

$$h_{\text{кл}} \leq b / \sin \alpha . \quad (3.17)$$

$$h_{\text{кл}} \leq 2.2 / 0.707 = 3,1$$

де  $b = (0,05 \dots 0,12) \cdot d_{\text{гор}}$ ;  $b = 0,07 \cdot 31 = 2,2$  мм

Прохідний переріз у цьому випадку має форму бічної поверхні усіченого конуса з твірною, що дорівнює довжині відрізка АС, величина якого визначається відношенням:

Границі 1-ї ділянки ( $h = 0 \dots 3,1$  мм) (див. табл. 3.1)

$$AC = h \cos \alpha ; \quad (3.18)$$

$$AC = 3.1 \cdot \cos 45 = 2.19 \text{ мм,}$$

а прохідний переріз, залежно від повороту розподільного валу, визначається за формулою (мм<sup>2</sup>)

$$f_1 = \pi \cdot h \cdot \left( d_1 + \frac{h \sin 2\alpha}{2} \right) \cdot \cos \alpha ; \quad (3.19)$$

$$f_1 = 3.14 \cdot 3.1 \cdot \left( 30.5 + \frac{3.1 \sin 2 \cdot 45}{2} \right) \cdot \cos 45 = 146 \text{ мм}^2.$$

Друга ділянка характеризується тим, що перпендикуляр з точки А проходить через конус сідла клапана

Границі 2-го ділянки ( $h = 3,1 \dots 5,38$  мм) (див. табл. 3.1)

$$h_{\text{кл}} > b / \sin \alpha ; \quad (3.20)$$

Підйом клапана з першої ділянки на іншу ділянку

$$h_{1\max} = 0.5 \cdot (D_3 - d_1) (\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{ctg}\alpha); \quad (3.21)$$

$$h_{1\max} = 0.5 (33 - 30.5) (\operatorname{tg} 45 + \operatorname{ctg} 45) = 0,0025 \text{ м.}$$

Прохідний переріз клапана на другій ділянці

$$f_2 = \pi \frac{D_3 + d_1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{D_3 - d_1}{2}\right)^2 + \left(h - \frac{D_3 - d_1}{2} \operatorname{tg}\alpha\right)^2}; \quad (3.22)$$

$$f_2 = 3.14 \frac{33 + 30.5}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{33 - 30.5}{2}\right)^2 + \left(5.38 - \frac{33 - 30.5}{2} \operatorname{tg} 45\right)^2} = 321 \text{ мм}^2.$$

Третя ділянка починається з моменту, коли прохідний переріз клапана досягає величин, що дорівнюють перерізу горловини каналу з розрахунком його закриттям стрижнем клапана

$$f_3 = \pi/4 (d_{\text{гор}}^2 - d_c^2); \quad (3.23)$$

$$f_3 = 3.14/4 (31^2 - 8^2) = 310,5 \text{ мм}^2,$$

де  $d_c = (0.16 \dots 0.4) d_{\text{гор}} = 0.258 \cdot 31 = 7,998 \text{ мм}$ . Приймаємо  $d_c = 8 \text{ мм}$ .

Підйом клапана  $h_{2\max}$ , переход коромисла від другої до третьої ділянки.

$$h_{2\max} = \frac{(D_3 + d_1)^2 \cdot \operatorname{tg}\alpha}{2(D_3 + d_1)} +$$

$$+ \sqrt{\frac{(D_3 + d_1)^2 \operatorname{tg}\alpha - (D_3 + d_1)^2 [(D_3^2 + d_1^2) \cdot (1 + \operatorname{tg}^2\alpha) - (d_{\text{гор}}^2 + d_c^2)]}{2(D_3 + d_1)^2}}, \quad (3.24)$$

$$h_{2\max} = \frac{(33 + 30.5)^2 \cdot \operatorname{tg} 45}{2(33 + 30.5)} +$$

$$+ \sqrt{\frac{(33+30.5)^2 \operatorname{tg}45 - (33+30.5)^2 \left[ (33^2 + 30.5^2) \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 45) - (31^2 + 8^2) \right]}{2(33+30.5)^2}} = 7,05 \text{ мм},$$

де  $D_3 = 33\text{мм}$  – діаметр фаски сідла клапана;

$d_{\text{гор}} = 31\text{мм}$  – діаметр горловини;

Результати розрахунків прохідних перерізів клапана представляємо графічно (рис. 3.5).

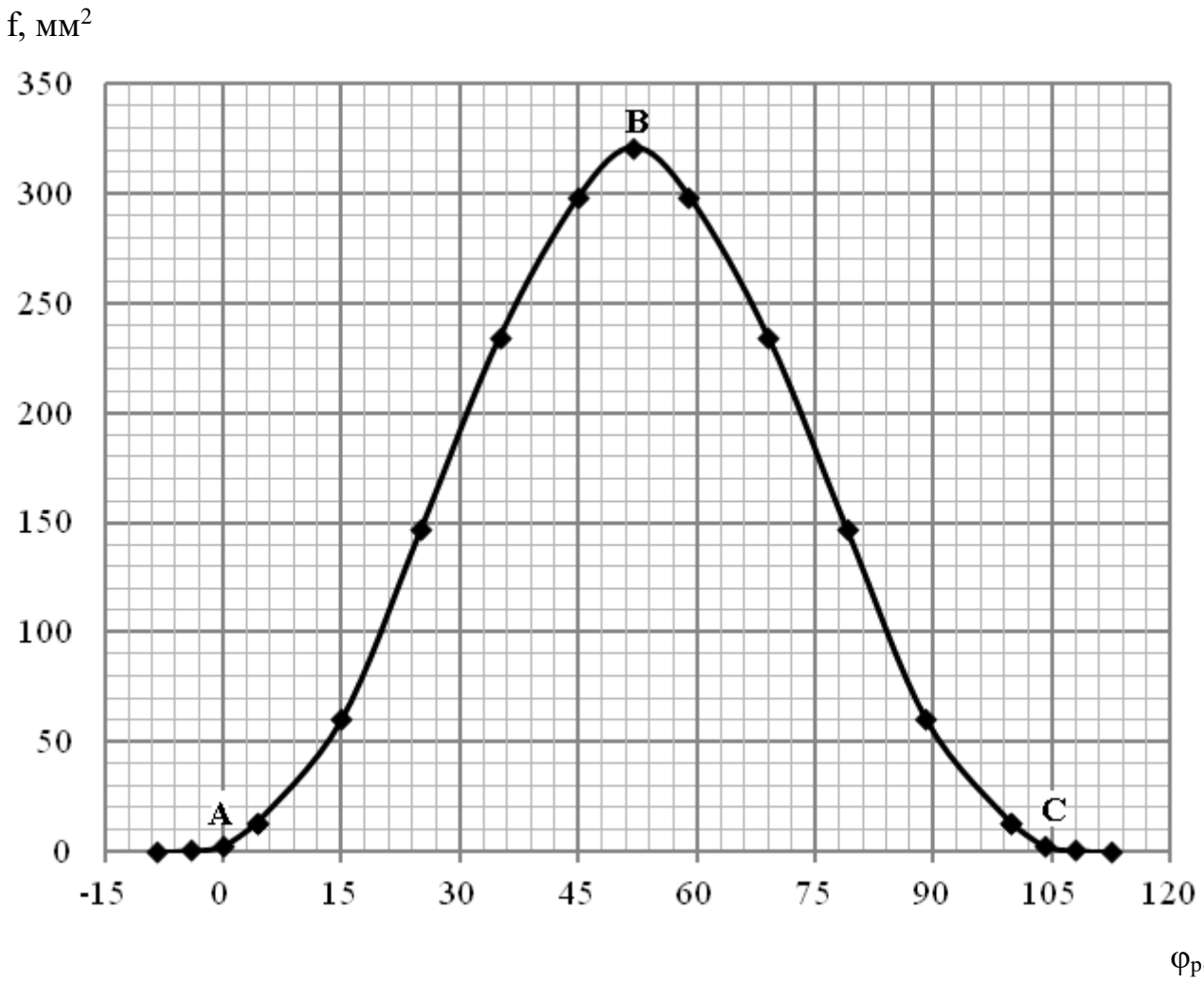


Рисунок 3.5 – Діаграма часу-перетину клапана двигуна MeM3-307

### 3.4 Розрахунок повного часу-перерізу клапана графічним методом

Повний часу-перерізу клапана з моменту його відкриття до його закриття визначається за аналітичною формулою [4]

$$A = \int_{t_{\text{пр}}}^{t_{\text{зп}}} F_{\text{кл}} dt, \text{ мм}^2 \cdot \text{с}, \quad (3.25)$$

де  $t_{\text{пр}}$  і  $t_{\text{зп}}$  – час відкриття і закриття клапана, с,

проте для практичного використання зручніше користуватись графічним методом. Тоді повний часу-переріз клапана розраховуємо за формулою

$$A = M_t M_F F_{\text{кл}}, \text{ мм}^2 \cdot \text{с}, \quad (3.26)$$

де  $M_F$  – масштаб площі прохідного перерізу клапана по осі ординат,  $\text{мм}^2/\text{мм}$ ;

$F_{\text{кл}} = F_{\text{ABC}}$  – площа під всією кривою підйому клапана (середня площа прохідного перерізу клапана),  $\text{мм}^2$ ;

$M_t$  – масштаб часу по осі абсцис на діаграмі підйому клапана, с/мм

$$M_t = \frac{M_{\text{фр}}}{6 \cdot n_p}; \quad (3.27)$$

де  $M_{\text{фр}}$  – масштаб кута повороту розподільного валу, град/мм;

$n_p$  – частота обертання розподільного валу,  $\text{хв}^{-1}$ .

З рисунку 3.5 визначаємо  $F_{\text{ABC}} = 6434 \text{ мм}^2$ ; масштаб по осі ординат  $M_F = 3,5 \text{ мм}^2/\text{мм}$ ; масштаб по осі абсцис  $M_{\text{фр}} = 0,95 \text{ град}/\text{мм}$ . Оскільки розподільний вал двигуна робить 1 оберт на кожні 2 оберти колінчастого валу, то  $n_p = n_{\text{Не}} / 2 = 5800/2 = 2900 \text{ хв}^{-1}$ . Тоді:

$$M_t = \frac{0,95}{6 \cdot 2900} = 5,46 \cdot 10^{-5} \text{ с} \cdot \text{мм}^{-1};$$

$$A = 5,46 \cdot 10^{-5} \cdot 3,5 \cdot 6434 = 1,229 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}.$$

### 3.5 Висновки за розділом

Для двигуна MeM3-307 розраховано розміри прохідних перерізів у сідлі – клапані та у горловині, розрахована максимальна висота підйому клапана  $h_{\text{кл max}} = 8,45$  мм, максимальна висота підйому кулачка  $h_{\text{т max}} = 5,38$  мм. Побудовано профіль опуклого кулачка із симетричним профілем, діаграми підйому, швидкості та прискорення штовхача. Виконано розрахунок та побудовано діаграму часу-перетину клапана – залежність площі перерізу каналу від кута повороту. Графічним методом визначено величину повного часу-перерізу клапана  $A = 1,229 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$ .

## 4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ВПУСКУ ДВИГУНА MeM3-307

Розрахунок системи впуску виконуємо за методикою та згідно до рекомендацій [17].

Знаючи характеристики двигуна MeM3-307 (див. розділ 2.1) та розраховані показники системи газорозподілу (див. розділ 3), розраховуємо ряд показників повітря на впуску:

- швидкість звуку за нормальних умов;
- критерій Струхалія;
- критерій, який характеризує середню швидкість течії через щілину впускного клапану.

Знаючи ці величини, розраховуємо геометричні розміри впускного колектора: діаметр та ефективну довжину трубопроводу.

Головним результатом розрахунку системи впуску є знаходження коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  та коефіцієнта залишкових газів  $\gamma_r$ .

### 4.1 Розрахунок впускного трубопроводу

Вихідні дані для розрахунку:

- ступінь стиснення двигуна  $\varepsilon = 11,8$ ;
- частота обертання колінчастого валу двигуна  $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ ;
- кількість циліндрів приймаємо  $i = 1$ , оскільки впускний колектор має дуже довгі впускні трубопроводи до кожного циліндра;
- робочий об'єм циліндра двигуна  $V_h = 0,32475 \text{ л}$ ;
- час-перетин впускних клапанів  $A = 1,229 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$ ;
- кількість залишкових газів  $\gamma_r = 0,06$ .

Далі визначаємо критерії подібності:

- температура навколишнього середовища за нормальних умов  $T_0 = 293 \text{ K}$ ;
- універсальна газова стала  $R = 287 \text{ Дж}/(\text{моль}\cdot\text{K})$ ;
- показник політропи стиснення для повітря  $k = 1,4$ ;
- швидкість звуку за нормальних умов

$$a_s = \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 293} = 343,114 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}. \quad (4.1)$$

Розраховуємо частоту вимушених коливань

$$f = \frac{n \cdot i \cdot r}{60 \cdot \tau} = \frac{5800 \cdot 1 \cdot 1}{60 \cdot 2} = 48,333, \quad (4.2)$$

де  $r = 1$  – порядок гармонік;

$\tau = 2$  – коефіцієнт тактності (для 4-тактних ДВЗ).

Розраховуємо критерій, який характеризує середню швидкість течії через впускний клапан

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{A \cdot a_s}{1000 \cdot V_h} = \frac{9,8 - 1}{9,8} \cdot \frac{1,229 \cdot 343,114}{1000 \cdot 0,32475} = 1,166. \quad (4.3)$$

Виходячи із значення критерію  $\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{A \cdot a_s}{1000 \cdot V_h} = 1,166$ , за графіком б на

рисунку 4.1 приймаємо значення критерію  $\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{d^2 \cdot a_s}{V_h \cdot f} = 30$ .

Звідси розраховуємо діаметр впускного трубопроводу

$$d = \sqrt{\frac{V_h \cdot 10^{-3} \cdot f \cdot \varepsilon \cdot 30}{a_s (\varepsilon - 1)}} = \sqrt{\frac{0,32475 \cdot 10^{-3} \cdot 48,333 \cdot 9,8 \cdot 30}{343,114 (9,8 - 1)}} = 0,039 \text{ м}. \quad (4.4)$$

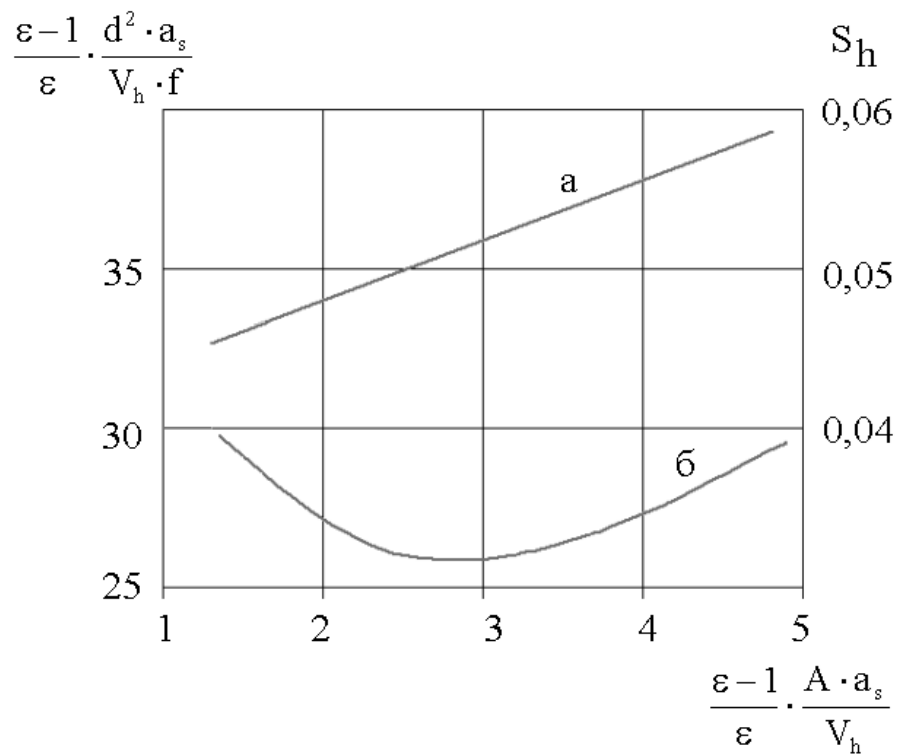


Рисунок 4.1 – Вплив режиму течії у впускному трубопроводі на критерії, які характеризують довжину (а) і діаметр (б) впускного трубопроводу [17]

Довжину впускного трубопроводу можна визначити за критерієм, який характеризується числом Струхалія

$$S_h = \frac{L \cdot f}{a_s} \quad (4.5)$$

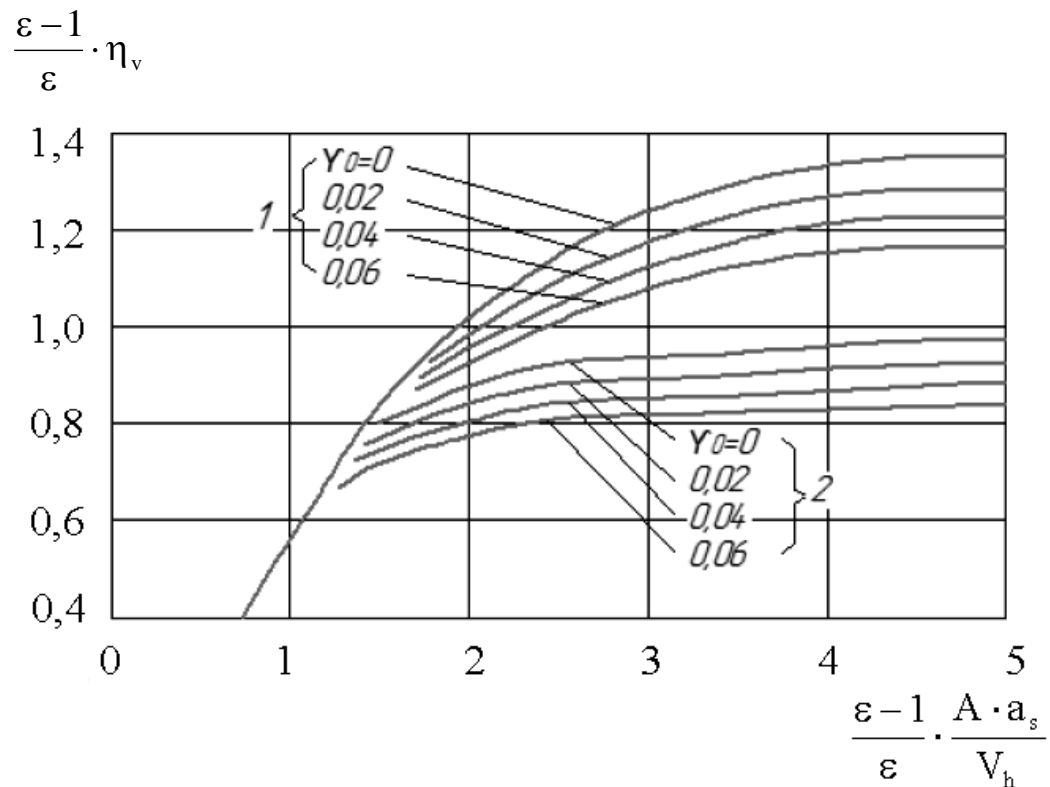
Значення числа Струхалія  $S_h = 0,045$  визначаємо за формулою (4.5) та кривою а на рисунку 4.1. Звідси довжина трубопроводу буде дорівнювати:

$$L = \frac{S_h \cdot a_s}{f} = \frac{0,045 \cdot 343,114}{48,333} = 0,319 \text{ м.} \quad (4.6)$$

Впускні трубопроводи двигуна MeM3-307 криволінійні, тому їх довжину рахують по центральній лінії каналів.

## 4.2 Розрахунок коефіцієнта наповнення

На рисунку 4.2 представлено діаграми, побудовані на основі статистичних даних, які дозволяють визначити величину коефіцієнта наповнення  $\eta_v$ .



1 – налаштований впускний трубопровід; 2 – впускний трубопровід відсутній

Рисунок 4.2 – Залежність критерія коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  від режиму течії через впускний клапан [17]

Для заданих початкових параметрів двигуна і отриманих діаметра та довжини трубопроводу критерій  $\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \cdot \eta_v = 0,65$ . Звідси коефіцієнта наповнення

$$\eta_v = 0,65 \cdot \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} = 0,65 \cdot \frac{9,8-1}{9,8} = 0,724. \quad (4.7)$$

### 4.3 Висновки за розділом

За результатами розрахунку отримано наступні значення криволінійного впускного трубопроводу двигуна MeM3-307:

– довжина  $L = 0,319$  м;

– діаметр  $d = 0,039$  м.

Для номінального режиму роботи двигуна MeM3-307 розраховано величину коефіцієнта наповнення  $\eta_v = 0,724$ .

## 5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА МЕМЗ-307 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

### 5.1 Підготовка даних та виконання розрахунку

Виконуємо тепловий розрахунок двигуна MeMЗ-307 на номінальному режимі  $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$  відповідно до вимог та рекомендацій [22]. Вихідними даними для теплового розрахунку є технічні характеристики двигуна (див. розділ 2.1).

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$  залежно від тиску наддуву  $p_k$ , температури наддувочного повітря  $T_k$  і типу двигуна. На основі формули ефективної потужності

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (5.1)$$

розраховуємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{51,5 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,82 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{5800} = 0,0003249 \text{ м}^3. \quad (5.2)$$

Перевіряємо величини діаметра циліндра  $D$  та ходу поршня  $S$ :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003249}{3,14 \cdot 0,98}} = 0,075 \text{ м}. \quad (5.3)$$

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,075 \cdot 0,98 = 0,0735 \text{ м}. \quad (5.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,0735}{2} = 0,03675 \text{ м.} \quad (5.5)$$

Уточнюємо величину робочого об'єму циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,078^2}{4} 0,068 = 0,000325 \text{ м}^3. \quad (5.6)$$

Розраховані значення  $D$ ,  $S$ ,  $r_k$ ,  $V_h$  співпадають з даними двигуна МеМЗ-307 (див. розділ 2 роботи).

Далі розраховуємо або обґрунтовуємо вибір усіх величин, які використовуються в комп'ютерній програмі Engine Calculation, заносимо їх до таблиці 5.1.

Тактність – 4-тактний.

Конфігурація – рядний.

Паливо – бензин.

Теплота згорання палива  $H_{uT} = 44 \text{ МДж/кг}$ .

Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій [22]. Для бензинових ДВЗ  $m_1 = 3,2...4,0$ . Приймаємо  $m_1 = 3,5$ .

Кількість циліндрів – 2.

Діаметр циліндра  $D = 0,075 \text{ м}$ .

Площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,075^2 = 0,00442 \text{ м}^2. \quad (5.7)$$

Радіус кривошипа  $r_k = 0,03675 \text{ м}$ .

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна  $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$  є

конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-

шатунового механізму. Для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$  [22]. За геометричними даними двигуна приймаємо  $L_{ш} = 0,12$  м.

Тоді

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,03675}{0,12} = 0,305. \quad (5.8)$$

Площа теплообміну поршня  $F_{п}'$  залежить від конфігурації головки поршня. У двигуна МеМЗ-307 поршень має заглиблення, тому  $F_{п}' > F_{п}$ ,

$$F_{п}' = 1,1 \cdot F_{п} = 1,1 \cdot 0,00442 = 0,00486 \text{ м}^2. \quad (5.9)$$

Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення. У двигуна МеМЗ-307 камера стиснення має клиновидну форму, тому

$$F_k = 1,2 \cdot F_{п} = 1,3 \cdot 0,00442 = 0,00530 \text{ м}^2. \quad (5.10)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,075^2 \cdot 0,03675 \cdot \frac{1}{9,8 - 1} = 36,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (5.11)$$

Двигун атмосферний, тому тиск  $p_k = p_o = 101000$  Па.

Температура повітря на вході в двигун  $T_k = T_o = 293$  К.

Кут початку згорання  $\varphi_c$  у бензинових двигунів залежить від кута випередження запалювання  $\Delta\varphi_{оп}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 30 = 330 \text{ }^\circ \text{ ПКВ}. \quad (5.12)$$

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання  $\Delta\varphi_{\text{сг}}$

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{\text{сг}} = 330 + 55 = 385^\circ \text{ ПКВ.} \quad (5.13)$$

Кутова швидкість обертання кривошипа  $\omega$  визначається від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $\text{с}^{-1}$ :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5800}{60} = 607,37 \text{ с}^{-1}. \quad (5.14)$$

Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі  $\alpha = 0,9$ .

Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря  $\Delta m_{\text{вц}}$

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,000325 \cdot 1,201 \cdot 0,724 = 0,28222 \text{ г/цикл,} \quad (5.15)$$

де  $\eta_v = 0,724$  – розраховано в розділі 4;

$\rho_k$  – щільність заряду на вході

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101000}{287 \cdot 293} = 1,201 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (5.16)$$

Тоді циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,0002822}{0,9 \cdot 14,96} = 0,02096 \text{ г/цикл.} \quad (5.17)$$

Середня температура стінок  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки,

клапанів, циліндра) [22]. Оскільки двигун має чавунний циліндр, алюмінієві кришку циліндра і поршень, приймаємо  $T_w = 460 \text{ K}$ .

Далі розраховуємо початкові умови циклу:

– початковий тиск

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101000 - 15150 = 85850 \text{ Па}; \quad (5.18)$$

де  $\Delta p_{\text{вп}} = 0,15 \cdot p_k = 0,15 \cdot 101000 = 15150 \text{ Па}$  – втрата тиску на впуску;

– початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma_r} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma_r T_r), \quad (5.19)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,06} (293 + 20 + 0,06 \cdot 1100) = 357,5 \text{ K};$$

де  $\gamma_r = 0,06$  – коефіцієнт залишкових газів;

$\Delta T = 20 \text{ K}$  – підігрів заряду на впуску;

$T_r = 1100 \text{ K}$  – температура залишкових газів.

– початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma_r) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,06) \cdot 0,0002822 = 0,29915 \text{ г/цикл}; \quad (5.20)$$

– початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,000325 = 361,43 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (5.21)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (5.22)$$

$$85850 \cdot 361,43 \cdot 10^{-6} = 287 \cdot 0,29915 \cdot 10^{-3} \cdot 357,5,$$

$$31,0288 = 30,6935.$$

Похибка цього рівняння складає  $\left| \frac{31,0588 - 30,6935}{31,0588} \right| \cdot 100\% = 1,08\%$ .

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються. Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплекту (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_n, \quad (5.23)$$

$$m_A = [95 + 0,25 \cdot 135] \cdot 0,00442 = 0,569 \text{ кг},$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини  $m'_n$  і  $m'_ш$  в правій частині формули визначають на основі статистичних даних поршнів та шатунів двигуна MeM3-307 [22].

Розраховані вище величини заносимо до таблиці 5.1. Ці дані вносимо до комп'ютерної програми Engine Calculation. В програмі здійснюється розрахунок термодинамічного циклу в циліндрі, отримано протокол (таблиця 5.2).

Протокол теплового розрахунку (таблиця 5.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах  $\varphi$  повороту кривошипа колінчастого валу (ПКВ). Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа для 4-тактного ДВЗ  $\varphi = 0 \dots 720^\circ$  ПКВ.

Таблиця 5.1 – Дані для розрахунку робочого циклу двигуна MeM3-307

№	Найменування величини	Значення величин	Позначення і одиниці виміру
I.	Тактність	4-тактний	–
II.	Паливо	бензин	–
III.	Тип двигуна		
	1. Теплота згорання палива	44	$H_{ут}$ , МДж/кг
	2. Показник процесу згорання	3,5	$m_1$
IV.	Конструктивні дані		
	3. Кількість циліндрів	4	$i$
	4. Рядний (1); V-подібний (0)	1	–
	5. Діаметр циліндра	0,075	$D$ , м
	6. Площа поршня	$4,42 \cdot 10^{-3}$	$F_{п}$ , м <sup>2</sup>
	7. Радіус кривошипа	0,03675	$r_k$ , м
	8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$	0,305	$\lambda_k$
	9. Площа теплообміну поршня	$4,86 \cdot 10^{-3}$	$F_{п}'$ , м <sup>2</sup>
	10. Площа теплообміну кришки	$5,30 \cdot 10^{-3}$	$F_k$ , м <sup>2</sup>
	11. Об'єм камери стиснення	$36,9 \cdot 10^{-6}$	$V_c$ , м <sup>3</sup>
V.	Наддув		
	12. Тиск наддуву	101000	$p_k$ , Па
	13. Температура повітря	293	$T_k$ , К
VI.	Регульовальні дані		
	14. Кут початку згорання	330	$\varphi_c$ , град.
	15. Кут кінця згорання	385	$\varphi_z$ , град.
VII.	Режимні дані		
	16. Кутова швидкість валу	607,1	$\omega$ , рад/с
	17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,9	$\alpha$
	18. Циклова подача палива	0,02096	$\Delta m_{тц}$ , г/цикл
	19. Середня температура стінок	460	$T_w$ , К
VIII.	Початкові умови		
	20. Тиск	85850	$p_a$ , Па
	21. Температура	357,5	$T_a$ , К
	22. Маса робочого тіла	0,29915	$m_a$ , г/цикл
	23. Об'єм робочої порожнини	$0,36143 \cdot 10^{-3}$	$V_a$ , м <sup>3</sup>
IX.	Дані до динамічного розрахунку		
	24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,569	$m_A$ , кг
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta \varphi$ , град.

Студент групи Т-411м

Керівник д.т.н., професор

Оглуздін С.Ю.

Слинько Г.І.

Таблиця 5.2 – Протокол теплового розрахунку двигуна МеМЗ-307 на номінальному режимі

φ, °ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V·10 <sup>3</sup> , м <sup>3</sup>
180	80,713	357,5	0,299	0,3684
190	81,363	358,7	0,299	0,3666
200	83,144	361,3	0,299	0,3614
210	86,192	365,3	0,299	0,3525
220	90,754	371,1	0,299	0,3401
230	97,223	378,8	0,299	0,3240
240	106,188	388,8	0,299	0,3045
250	118,546	401,5	0,299	0,2817
260	135,666	417,5	0,299	0,2559
270	159,686	437,7	0,299	0,2279
280	194,032	462,9	0,299	0,1984
290	244,341	494,4	0,299	0,1683
300	320,099	534,0	0,299	0,1387
310	437,382	583,5	0,299	0,1109
320	622,515	644,7	0,299	0,0861
330	912,179	717,6	0,299	0,0654
340	1353,186	810,9	0,299	0,0499
350	2385,714	1146,4	0,301	0,0402
360	5166,275	2232,1	0,307	0,0369
370	6978,327	3187,3	0,316	0,0402
380	5851,612	3280,0	0,320	0,0499
390	4037,415	2968,4	0,320	0,0654
400	2767,987	2678,9	0,320	0,0861
410	1957,698	2440,7	0,320	0,1109
420	1442,129	2248,3	0,320	0,1387
430	1106,921	2093,3	0,320	0,1683
440	882,688	1967,8	0,320	0,1984
450	728,442	1865,8	0,320	0,2279
460	619,712	1782,4	0,320	0,2559
470	541,542	1714,1	0,320	0,2817
480	484,537	1657,9	0,320	0,3045
490	442,642	1611,8	0,320	0,3240
500	411,868	1574,0	0,320	0,3401
510	389,549	1543,2	0,320	0,3525
520	373,907	1518,4	0,320	0,3614
530	363,786	1498,9	0,320	0,3666
540	353,981	1485,4	0,320	0,3684

$L_i = 386,271495$  Дж/цикл

$P_i = 1165223,212433$  Па

$\eta_i = 0,487436$

$g_i = 0,195344$  кг/(кВт·год)

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна робота  $L_i = 386,271$  Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск  $p_i = 1,165$  МПа;
- індикаторний ККД  $\eta_i = 0,4874$ ;
- питома індикаторна витрата палива  $g_i = 0,1953 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$ .

Контрольними величинами для оцінки результатів розрахунку є:

- ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 386,271 \cdot \frac{5800}{2 \cdot 60} \cdot 0,7 = 52,28 \text{ кВт}, \quad (5.24)$$

де  $\eta_m$  – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат;

- середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,165 \cdot 0,7 = 0,816 \text{ МПа}. \quad (5.25)$$

- ефективна питома витрата палива  $g_e$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,1953}{0,7} = 0,2790 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}; \quad (5.26)$$

Похибка розрахунку складає:

$$\text{– за ефективною потужністю} \quad \left| \frac{52,28 - 51,5}{51,5} \right| \cdot 100\% = 1,5 \%;$$

$$\text{– за середнім ефективним тиском} \quad \left| \frac{0,816 - 0,82}{0,82} \right| \cdot 100\% = 0,5 \%;$$

$$\text{– за ефективною питомою витратою} \quad \left| \frac{0,279 - 0,2788}{0,279} \right| \cdot 100\% = 0,1 \%.$$

За отриманими значеннями похибок (не більше 1,5 %) можна стверджувати, що тепловий розрахунок циклу двигуна MeM3-307 на номінальному режимі виконано вірно.

Розрахуємо ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4874 \cdot 0,7 = 0,341. \quad (5.27)$$

За даними таблиці 5.2 будемо індикаторні діаграми двигуна температури та тиску MeM3-307 (рисунок 5.1). Через особливості реалізації програми Engine Calculation, криві P, T показано тільки для процесів стиснення та розширення ( $\varphi = 180 \dots 540^\circ$  ПКВ).

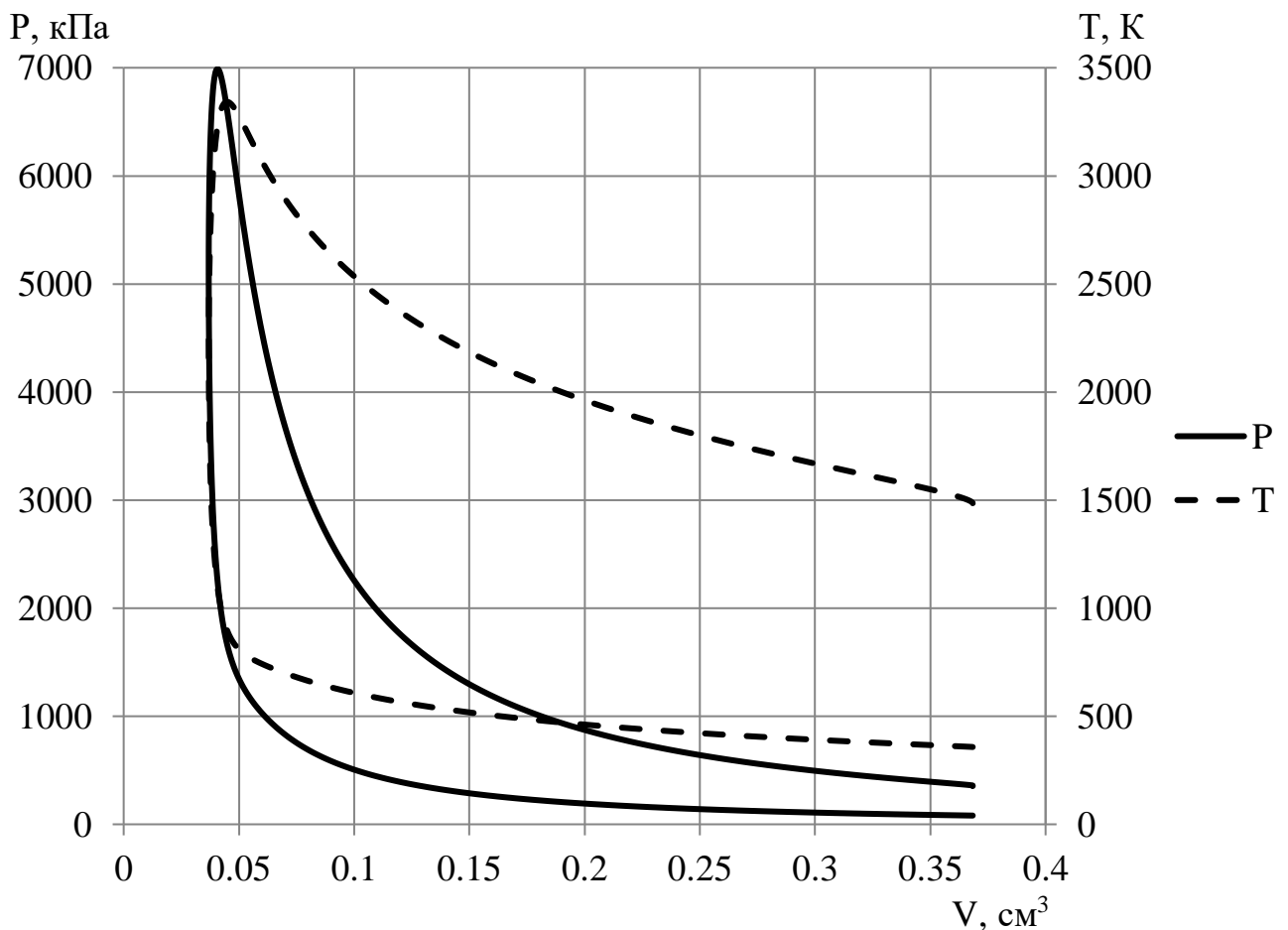


Рисунок 5.1 – Індикаторна діаграма температури та тиску двигуна MeM3-307 на номінальному режимі

## 5.2 Висновки за розділом

Відхилення розрахованих ефективних показників від початкових ( $p_e$ ) та паспортних даних двигуна MeM3-307 ( $N_e, g_e$ ) на величину  $\leq 1,5\%$  дозволяють стверджувати, що тепловий розрахунок циклу двигуна MeM3-307 на номінальному режимі виконано вірно.

Максимальні значення тиску  $P_{\max} = 6,989$  МПа та температури  $T_{\max} = 3341,7$  К за цикл не перевищують граничних значень [22, табл. 2.6], що необхідно для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна

За умови коригування значення коефіцієнта наповнення  $\eta_v$ , представлена методика дозволяє дослідити вплив зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу.

## 6 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ ПРОФІЛЮ КУЛАЧКІВ РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛУ НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА MeM3-307

### 6.1 Побудова профілю кулачків та розрахунок коефіцієнта наповнення

На рисунку 3.3 показано профіль впускного кулачка розподільного валу двигуна MeM3-307. Виходячи з результатів аналізу профілю кулачка, можна зробити висновок, що механізм газорозподілу двигуна MeM3-307 оптимізований на досягнення найкращих показників двигуна на малих та середніх обертах. Для підвищення ефективності двигуна на високих обертах, що необхідно для двигуна спортивного автомобіля для драг-рейсінгу, є необхідним зміна профілю кулачка, а саме:

- збільшення дуги у вершини кулачка;
- збільшення дуг при підйомі та при опусканні кулачка.

Для порівняльного дослідження обираємо базовий кулачок (варіант № 1), більш «широкий» кулачок оптимізований під високі оберти двигуна (варіант № 3), і кулачок з проміжним профілем (варіант № 2) (див. рис. 6.1).

За методикою, використаній в розділі 3.3, для кулачків № 2 і №3 розраховуємо і будуємо діаграми часу-перетинку клапана (див. рисунок 6.2).

З рисунку 6.2 видно, що закономірності зміни площі прохідного перерізу клапана (площа фігури, утвореної діаграмою часу-перетину клапана двигуна) для кулачків № 2 і № 3 повторює закономірності зміни профілю кулачка (див. рисунок 6.1).

За формулами (3.25–3.27) розраховуємо повну величину часу-переріз клапана:

$$A(\text{вар.2}) = 5,46 \cdot 10^{-5} \cdot 3,5 \cdot 6739 = 1,288 \text{ мм}^2 \cdot \text{с};$$

$$A(\text{вар.3}) = 5,46 \cdot 10^{-5} \cdot 3,5 \cdot 7032 = 1,344 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}.$$

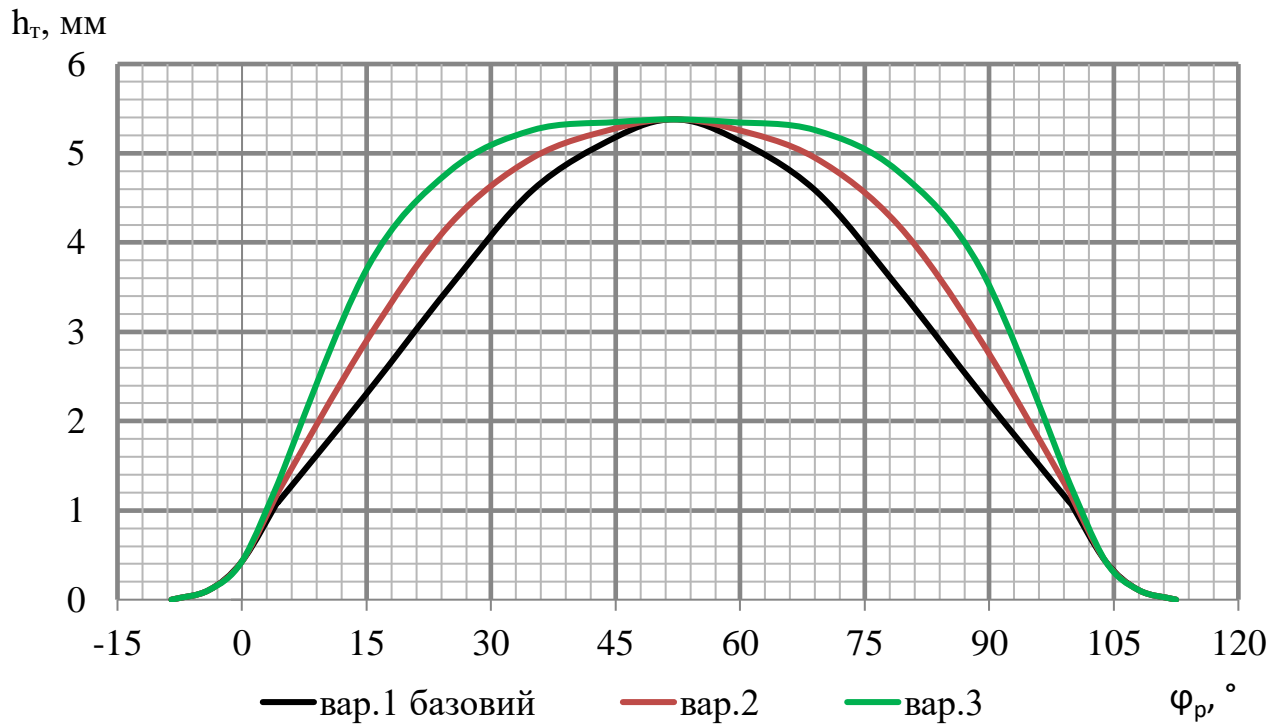


Рисунок 6.1 – Діаграма підйому штовхача від кута повороту розподільного валу двигуна MeM3-307

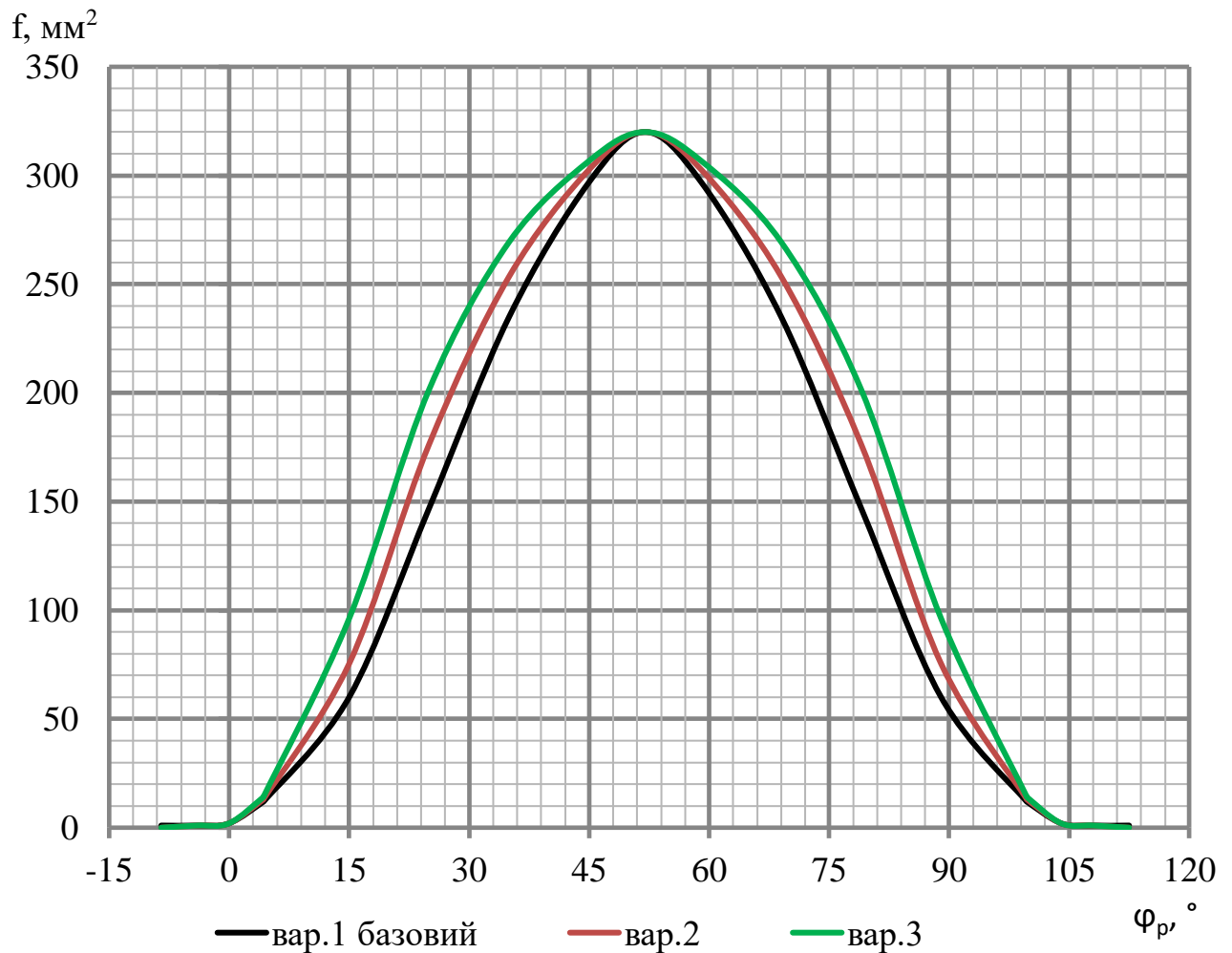


Рисунок 6.2 – Діаграма часу-перетину клапана двигуна MeM3-307

При порівнянні отриманих результатів із величиною повного часу-перерізу клапана з моменту його відкриття до його закриття  $A(\text{вар.1}) = 1,229 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$ , видно, що для кулачка (вар. 2) величина  $A$  більше на 4,80 %, а для кулачка (вар. 3) – на 9,36 %.

Далі, аналогічно до розрахунку системи впуску базового двигуна в розділі 4, виконуємо розрахунок впускного трубопроводу для двигуна з кулачками варіантів № 2 і № 3. Результати розрахунків заносимо до таблиці 6.1.

Знаходження величини критерія коефіцієнта наповнення показано на рисунку 6.2.

Таблиця 6.1 – Порівняльна таблиця результатів розрахунку системи впуску двигуна MeM3-307

Назва розрахункових характеристик	Розрахункові значення характеристик за варіантами кулачків розподільного валу		
	№ 1 (базовий)	дослідницькі	
		№ 2	№ 3
$A, \text{мм}^2 \cdot \text{с}$	1,229	1,288	1,344
Критерій $\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{A \cdot a_s}{1000 \cdot V_h}$	1,166	1,222	1,275
Критерій $\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \eta_v$	0,65	0,66	0,67
$\eta_v$	0,724	0,735	0,746

За формулою (4.7) розраховуємо величину коефіцієнта наповнення і заносимо до таблиці 6.1:

$$\eta_v(\text{вар.2}) = 0,66 \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} = 0,66 \cdot \frac{9,8 - 1}{9,8} = 0,735.$$

$$\eta_v(\text{вар.3}) = 0,67 \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} = 0,67 \cdot \frac{9,8 - 1}{9,8} = 0,746.$$

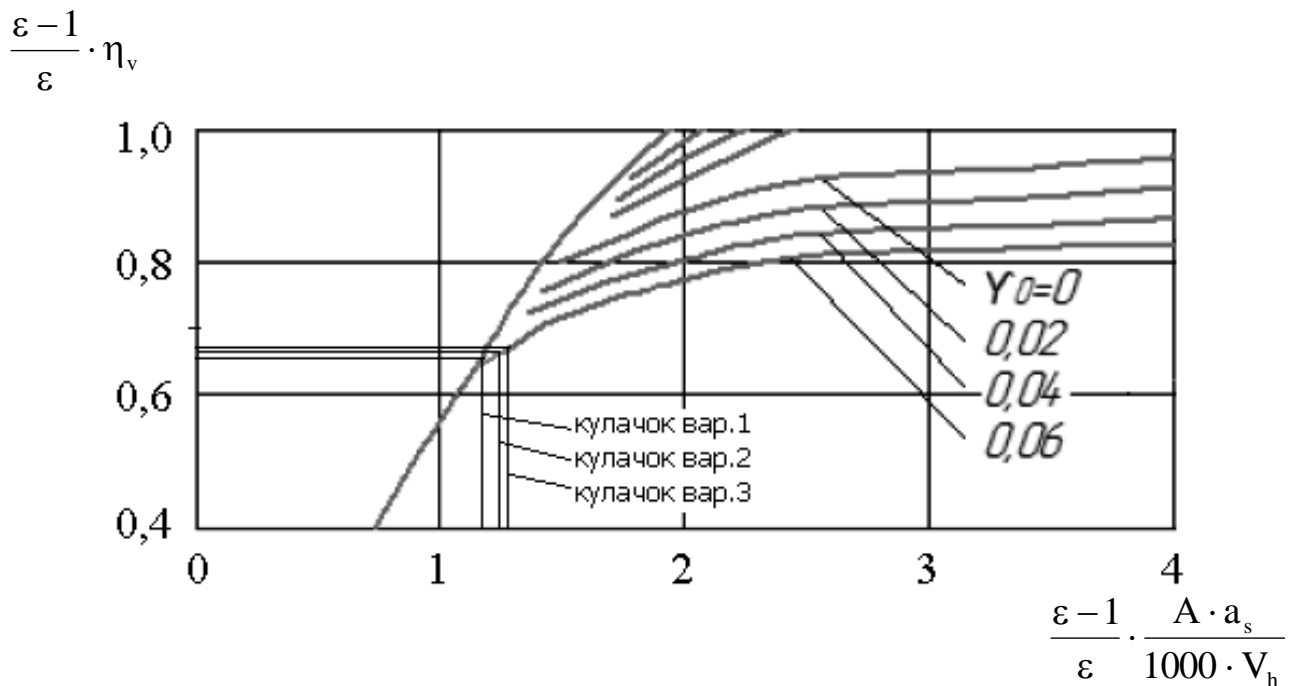


Рисунок 6.2 – Знаходження величини критерія коефіцієнта наповнення

Порівнюючи отримані результати, бачимо, що для двигуна з дослідним кулачком № 2 величина коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  більше на 0,011 (на 1,52 %), а з дослідним кулачком № 3 – більше на 0,022 (на 3,04 %) відносно значення базового двигуна ( $\eta_v = 0,724$ ).

## 6.2 Розрахунок ефективних показників двигуна

Виконуємо тепловий розрахунок двигуна MeM3-307 з кулачками № 2 і №3 на номінальному режимі  $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ . У порівнянні з базовим двигуном (тепловий розрахунок – див. розділ 5), змінюються наступні початкові величини для розрахунку термодинамічного циклу ДВЗ:

- коефіцієнт надлишку повітря  $\eta_v$ ;
- циклова подача повітря  $\Delta m_{вц}$ ;
- циклова подача палива  $\Delta m_{тц}$ ;
- початкова маса робочого тіла в циліндрі  $m_a$ .

Таблиця 6.2 – Зміни початкових даних теплового розрахунку двигуна MeM3-307

Назва розрахункових характеристик	Розрахункові значення характеристик за варіантами кулачків розподільного валу		
	№ 1 (базовий)	дослідницькі	
		№ 2	№ 3
$\eta_v$	0,724	0,735	0,746
$\Delta m_{вц}, \text{ г/цикл}$	0,28222	0,282651	0,29080
$\Delta m_{тц}, \text{ г/цикл}$	0,02096	0,02128	0,02160
$m_a, \text{ г/цикл}$	0,29915	0,30370	0,30825

Таблиця 6.3 – Індикаторні та ефективні показники двигуна MeM3-307 на номінальному режимі, при різних впускних кулачках розподільного валу

№ п/п	Назва розрахункових характеристик	Розрахункові значення характеристик за варіантами кулачків розподільного валу		
		№ 1 (базовий)	дослідницькі	
			№ 2	№ 3
1	$L_i, \text{ Дж/цикл}$	386,271	392,531	398,793
2	$p_i, \text{ МПа}$	1,165	1,184	1,2030
3	$\eta_i$	0,4874	0,4879	0,4883
4	$g_i, \text{ кг/(кВт·год)}$	0,1953	0,1952	0,1950
5	$N_e, \text{ кВт}$	52,28	53,12	53,97
6	$p_e, \text{ МПа}$	0,816	0,829	0,842
7	$g_e, \text{ кг/(кВт·год)}$	0,2790	0,2789	0,2786
8	$\eta_e$	0,341	0,342	0,342

З таблиці 6.2 видно, що для дослідного кулачка (вар. № 2) (у порівнянні з базовим кулачком № 1) величини  $\Delta m_{вц}$ ,  $\Delta m_{тц}$ ,  $m_a$ , збільшились на 1,52...1,53 %, а для дослідного кулачка (вар. № 3) – на 3,04...3,05 %.

Змінені початкові дані до теплового розрахунку вносимо до комп'ютерної програми Engine Calculation. З протоколів отримуємо індикаторні показники двигуна (див. табл. 6.3 пункти 1–4), за якими за формулами (5.24–5.27) розраховуємо ефективні показники двигуна на номінальному режимі (див. табл. 6.3 пункти 5–8).

### 6.3 Порівняння характеристик базового і досліджуваного двигунів

Розраховано вплив зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу при роботі двигуна на номінальному режимі (при  $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ ) (див. табл. 6.3). З таблиці 6.3 видно, що у двигуна MeM3-307 з дослідними впускними кулачками (вар. № 2) у порівнянні з двигуном із базовими кулачками (вар. № 1) ефективні показники двигуна змінилися наступним чином:

- ефективна потужність двигуна  $N_e$  зростає на 1,61 %;
- середній ефективний тиск  $p_e$  зростає на 1,59 %;
- ефективна питома витрата палива  $g_e$  зменшується на 0,04 %;
- ефективний ККД двигуна  $\eta_e$  зростає на 0,29 %.

А у двигуна MeM3-307 з дослідними впускними кулачками (вар. № 3) у порівнянні з двигуном із базовими кулачками (вар. № 1) ефективні показники двигуна змінилися ще більше:

- ефективна потужність двигуна  $N_e$  зростає на 3,23 %;
- середній ефективний тиск  $p_e$  зростає на 3,19 %;
- ефективна питома витрата палива  $g_e$  зменшується на 0,14 %;
- ефективний ККД двигуна  $\eta_e$  зростає на 0,29 %.

Розраховані зміни потужності  $N_e$  і середнього ефективного тиску  $p_e$  є очікуваними, оскільки за рахунок збільшення коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  величина циклової подачі палива  $\Delta m_{ци}$  була збільшена на 1,53 % (для

дослідного кулачка вар. № 2) і на 3,05 % для дослідного кулачка вар. № 3). Зменшення питомої витрати палива  $g_e$  і підвищення ефективного ККД  $\eta_e$  має незначну величину (на порядок менше, ніж збільшення  $N_e$ ).

#### 6.4 Висновки за розділом

З отриманих результатів випливає, що збільшення площі прохідного перерізу клапана для дослідного кулачка (вар. № 3) порівняно з базовим кулачком № 1 забезпечує наступні зміни показників двигуна MeM3-307 на номінальному режимі:

- ефективна потужність двигуна  $N_e$  зростає на 3,23 %;
- середній ефективний тиск  $p_e$  зростає на 3,19 %;
- ефективна питома витрата палива  $g_e$  зменшується на 0,14 %;
- ефективний ККД двигуна  $\eta_e$  зростає на 0,29 %.

Профіль дослідного кулачка (вар. № 3) забезпечує кращі характеристики двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу при роботі на номінальному режимі (при  $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ ), ніж базовий кулачок (вар. № 1) і дослідницький кулачок (вар. № 2)

## ВИСНОВКИ

1. Для двигунів внутрішнього згорання, які тривалий час працюють зі значними навантаженнями при режимах, близьких до номінальних, важливим конструктивним параметром є профіль кулачка розподільного валу. Причому, головним чином це стосується профілів кулачків, які керують відкриттям та закриттям впускних клапанів. Профіль кулачків, що керують випускними клапанами, мають менший вплив на показники двигуна через природній характер очистки циліндра від відпрацьованих газів, які залишають циліндр під високим тиском.

2. Розроблено методику дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники двигуна MeM3-307 для драг-рейсінгу. Методика, яка композиційно складається із 4-х етапів, поєднує розрахункові дослідження з отриманням необхідних даних графічним способом.

3. Для двигуна MeM3-307 базової конструкції розраховано розміри прохідних перерізів у сідлі – клапані та у горловині, розрахована максимальна висота підйому клапана  $h_{кл\ max} = 8,45$  мм, максимальна висота підйому кулачка  $h_{т\ max} = 5,38$  мм. Побудовано профіль опуклого кулачка із симетричним профілем, діаграми підйому, швидкості та прискорення штовхача. Виконано розрахунок та побудовано діаграму часу-перетину клапана – залежність площі перерізу каналу від кута повороту. Графічним методом визначено величину повного часу-перерізу клапана  $A = 1,229$  мм<sup>2</sup>·с.

4. Виконано побудову дослідних впускних кулачків (варіанти № 2, № 3), які в порівнянні з базовим кулачком № 1 забезпечують збільшення повного часу-перерізу впускного клапана  $A$  на 4,80 % (для варіанту кулачка № 2), на 9,36 % (для варіанту кулачка № 3).

5. Для номінального режиму роботи базового двигуна MeM3-307 розраховано величину коефіцієнта наповнення  $\eta_v = 0,724$ . Для двигуна з

дослідним кулачком № 2 величина коефіцієнта наповнення  $\eta_v = 0,735$  (більше на 1,52 %), а з дослідним кулачком № 3 –  $\eta_v = 0,746$  (більше на 3,04 %) відносно значення базового двигуна.

6. При використанні дослідних кулачків (вар. № 3) забезпечується максимальне покращення ефективних показників двигуна MeM3-307:

- збільшення ефективної потужності двигуна  $N_e$  на 3,23 %;
- збільшення середнього ефективного тиску  $p_e$  на 3,19 %;
- зменшення ефективної питомої витрати палива  $g_e$  на 0,14 %;
- збільшення ефективного ККД двигуна  $\eta_e$  на 0,29 %.

7. Таким чином, можна констатувати, що для двигуна MeM3-307, який використовується для перегонів драг-рейсінг, рекомендовано зміна профілю базових впускних кулачків розподільного валу за варіантом кулачка № 3.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. **Яров, В. С.** Улучшение мощностных и экономических показателей комбинированного дизеля путем совершенствования газообмена за счет применения дополнительного золотникового механизма газораспределения [Текст] : дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. – Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели. – Барнаул : Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова, 2015. – 155 с.

2. **Орлин, А.С.** Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 284 с.

4. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.

5. ZAZ-DAEWOO SENS: с 2002 г. выпуска: Бензиновый двигатель: Руководство по эксплуатации. Техническое обслуживание. Ремонт. Особенности конструкции. Электросхемы [Текст] / Сост. В. Николаенко, А. Лешик, Л. Черноостровская. – К. : Автомастер, 2004. – 182 с.

6. **Захаров, Л. А.** Методика выбора рациональных технических характеристик газораспределительного механизма поршневого двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Л. А. Захаров, С. Н. Хрунков, А. К. Лимонов // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева. – 2010. – № 4(83). – С. 181–189.

7. **Самохин, С.** Сдвиг по фазе [Электронный ресурс] / С. Самохин, Е. Тимофеев. – Сайт «АБС Авто». – 2018. – Режим доступа: <https://abs-magazine.ru/article/sdvig-po-faze>
8. Выбор распредвала. Фазы, подъём, профиль кулачков [Электронный ресурс]. – Сайт «alpsport.ru». – Режим доступа: <http://www.alpsport.ru/raspred.htm>
9. Дрег-рейсинг [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – 2022. – Режим доступа: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Дрег-рейсинг>
10. Специалисты о двигателе Мемз 307 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://oborudow.ru/brake-system/specialisty-o-dvigatele-memz-307-melitopol-v-moem-serdce-neprostayu-sudba/>
11. Системы закиси азота [Электронный ресурс]. – Сайт «Википедия». – 2022. – Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Системы\\_закиси\\_азота](https://ru.wikipedia.org/wiki/Системы_закиси_азота)
12. Распредвалы DynaCAMS® для двигателей CHEVROLET Lanos / DAEWOO Nexia / OPEL SONIC-8v [Электронный ресурс]. – Сайт «ОКБ Двигатель». – Режим доступа: <http://raspredval.ru/sample-page/attention/>
13. Кулачки анфас и в профиль [Электронный ресурс]. – Сайт «За рулем». – 1997. – Режим доступа: [https://www.zr.ru/content/articles/5433-kulachki\\_anfas\\_i\\_v\\_profil/#](https://www.zr.ru/content/articles/5433-kulachki_anfas_i_v_profil/#)
14. **Адигамов, Н. Р.** Фазы газораспределения гидроуправляемых клапанов ДВС [Текст] / Н. Р. Адигамов, А. В. Неговора, Л. А. Зимина, А. В. Максимов // Вестник Казанского ГАУ. – 2021. – № 4(64). DOI 10.12737/2073-0462-2022-47-52
15. **Березовский, А. Б.** Численное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом [Текст] / А. Б. Березовский, Н. А. Гатауллин, Л. А. Зимина и др. // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. – №5 (94). – С. 16–22.
16. Конструирование и расчет двигателей : практикум для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» : в 3 ч. Ч. 3 : Расчет деталей газораспределительного механизма [Текст] / сост. : В. А.

Бармин, А. В. Предко. – Минск : БНТУ, 2018. – 51 с.

17. **Харитонов, В. В.** Повышение коэффициента наполнения двигателя с учетом требований регламента «FS» [Текст] : маг. диссертация / В. В. Харитонов. – Тольятти, 2018. – 81 с.

18. **Макаревич, П. С.** Повышение технического уровня четырехтактных дизелей снижением скорости рабочего тела в проходных сечениях клапана [Текст] : дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. – Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели. – Челябинск : Южно-Уральский государственный университет, 2006. – 20 с.

19. **Макушев, Ю. П.** Кинематический расчет и построение графиков высоты подъема и скорости толкателя тангенциальных кулачков с использованием программы MathCAD [Текст] / Ю. П. Макушев, Т. А. Полякова, Л. Ю. Волкова, В. В. Рындин // Омский научный вестник. – 2021. – № 4 (178). – С.5–12.

20. **Попык, К. Г.** Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : Учебник для втузов / К. Г. Попык. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Высш. школа, 1973. – 400 с.

21. **Шароглазов, Б. А.** Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов [Текст] : Учебник / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.

22. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл. : Г. І. Слинько, Я. О. Єгоров. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2015. – 50 с.

23. Характеристики силовых агрегатов MeM3-307 и MeM3-3071 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://inform.auto-parts.org.ua/202-2/>

24. **Слинько, Г. І.** Комп'ютерна програма для теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згорання [Електронний ресурс] / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, П. Є. Иванов // Інформаційні технології: теорія і практика : II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. : Матеріали. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. – С. 96–97.

25. **Slynko, G.** Computer Program for Calculation of the Operating Cycle of Internal Combustion Engine [Електронний ресурс] / G. Slynko, R. Sukhonos, P. Ivanov // Тиждень науки-2019. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. / Редкол.: В.В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. – С. 74–75.

26. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

## ДОДАТОК А

## НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

## КАФЕДРА «ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ»

## АКТ

впровадження результатів роботи

01 грудня 2022 р.

м. Запоріжжя

Складено комісією у складі:

Голови зав. кафедри «ДВЗ», д.т.н., професор Георгій СЛИНЬКО,  
 члени комісії к.т.н., доцент кафедри «ДВЗ» Сергій БЕЖЕНОВ,  
старший викладач кафедри «ДВЗ» Роман СУХОНОС,  
старший викладач кафедри «ДВЗ» Наталя РЯБОШАПКА.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-дослідної роботи НДР 02211 «Теплові та газодинамічні процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах»,

виконаної у НУ «Запорізька політехніка» згідно п. 1.2 «Моделювання теплових та газодинамічних процесів в двигунах внутрішнього згорання та системах машинобудування» тематичного плану НДР 02211 на 2022-2023 н.р.,

та установила, що результати вказаної роботи впроваджені в навчальний процес кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» НУ «Запорізька політехніка».

Вид та об'єм впровадження методику дослідження впливу зміни профілю кулачків розподільного валу на ефективні показники малолітражного бензинового атмосферного двигуна; численні значення результатів досліджень впроваджені в курс дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» підготовки бакалаврів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Досягнуті технічні результати, їх рівень підвищення рівня підготовки фахівців освітньої програми «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Голова комісії \_\_\_\_\_ Георгій СЛИНЬКО

Члени комісії \_\_\_\_\_ Сергій БЕЖЕНОВ

\_\_\_\_\_ Роман СУХОНОС

\_\_\_\_\_ Наталя РЯБОШАПКА