

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять за розділом
«Механізм газорозподілу: кінематичний і динамічний розрахунок»
з дисципліни «Основи конструювання ДВЗ»
для студентів спеціальності 8.05050304
«Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання

2016

Методичні вказівки до практичних занять за розділом «Механізм газорозподілу: кінематичний і динамічний розрахунок» з дисципліни «Основи конструювання ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання /Укл. Мазін В.О. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 20 с.

У роботі викладена методика кінематичного і динамічного розрахунку клапанного механізму газорозподілу з випуклим і тангенціальним кулачками, плоским і роликівим штовхачами. Наводяться типові діаграми газорозподілу і час-перерізу, ілюстрація профілювання випуклого і тангенціального кулачків.

Для студентів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання

Укладач к.т.н. Мазін В.О., доцент

Рецензенти: к.т.н. Козирев В.Х., декан Т-факультету,
к.т.н. Слюсаров О.С., доцент

«Затверджено»
на засіданні кафедри
«Двигуни внутрішнього згоряння»,
протокол № 3 від 26.10.2015

ЗМІСТ

	стор.
1 Загальні положення	4
1.1 Порядок виконання й оформлення контрольної роботи	4
1.2 Загальний зміст контрольної роботи	4
1.3 Конструювання газорозподільного механізму	4
2 Вихідні дані	5
2.1 Показники двигуна	5
2.2 Характеристики конструкції газорозподільного механізму	5
3 Вибір і визначення параметрів клапана	7
3.1 Діаметр горловини	7
3.2 Максимальний підйом клапана	9
4 Профілювання кулачка	10
5 Кінематичний розрахунок газорозподільного механізму	14
6 Розрахунок діаграми час-перерізу клапана	17
Список літератури	20

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Порядок виконання й оформлення контрольної роботи

Контрольна робота виконується на підставі індивідуального завдання, що видається кафедрою, оформляється відповідно до вимог ДСТ ЄСКД для технічних документів.

Після вивчення матеріалу з конструювання газорозподільного механізму двигуна по навчальній літературі студент усвідомлює завдання і приступає до виконання контрольної роботи з використанням пропонованих методичних вказівок.

1.2 Загальний зміст контрольної роботи

Контрольна робота складається з встановлення: типу двигуна, частоти обертання колінчастого валу, ходу і середньої швидкості поршня, діаметра циліндра і фаз газорозподілу, числа і розташування клапанів, схеми приводу клапанів і розподільного валу, передатного відношення коромисла (чи важеля), діаметра горловини і максимального підйому клапана, профілю кулачка і кінематики штовхача і клапана, залежності прохідного перерізу клапана від кута повороту колінчастого валу, розмірів і міцності клапанної пружини і розподільного вала.

1.3 Конструювання газорозподільного механізму

При виконанні курсового і дипломного проектів двигунів доводиться конструювати і газорозподільний механізм, куди входить вибір і визначення принципу дії, устрою і компоновання механізму, а також конструктивних форм, матеріалів і якості обробки деталей механізму.

Результати конструювання звичайно перевіряють розрахунком зазору між поршнем і клапанами (при верхнім його розташуванні), а також розрахунком газообміну чи визначенням середньої умовної швидкості газового потоку в прохідному перерізі клапана.

2 ВИХІДНІ ДАНІ

Вихідними даними для конструювання чи розрахунку газорозподільного механізму є показники двигуна й основні характеристики конструкції газорозподільного механізму.

Дані для контрольної роботи наведені у табл. 2.1.

2.1 Показники двигуна

Перед початком конструювання чи розрахунку газорозподільного механізму необхідно встановити наступні показники двигуна:

а) тип двигуна – карбюраторний чи дизель, з безпосереднім вприскуванням палива, вихрокамерний чи передкамерний, двотактний ($\tau = 2$) чи чотиритактний ($\tau = 4$);

б) частоту обертання колінчатого валу n , об/хв;

в) хід поршня S (м) чи середню швидкість поршня (м/с)

$$c_m = S \cdot n / 30; \quad (2.1)$$

г) діаметр циліндра D (м) і площу поршня (м²)

$$F_n = \pi D^2 / 4; \quad (2.2)$$

д) фази газорозподілу: кути попередження відкриття $\varphi_{пр}$ і запізнювання закриття $\varphi_{зп}$ клапанів.

2.2 Характеристики конструкції газорозподільного механізму

Для організації газообміну в сучасних двигунах внутрішнього згорання застосовують механізми газорозподілу з верхнім і нижнім розташуванням клапанів (переважно верхнім).

В одному циліндрі встановлюють від 2 до 4 клапанів, число однопольових клапанів – 1 чи 2.

Привод клапанів від розподільного валу здійснюється безпосередньо, через штовхач, або через штовхач, штангу, коромисло чи без штанги. Відношення плечей коромисла вибирають з конструктивних розуміннь у межах

$$l_T / l_{кл} = 0.5 \dots 0.96,$$

де l_T – плече, що прилягає до штовхача;

$l_{кл}$ – плече, що прилягає до клапана.

Таблиця 2.1- Вихідні дані для контрольної роботи

Варіант	1	2	3	4	5	6	7
Тип двигуна	з вприскуванням бензину						
τ	4						
D, мм	72	74	76	78	80	82	84
S, мм	70	72	76	80	82	80	82
n, об/хв	5400	5500	5600	5300	5200	5100	5000
Профіль кулачка	вип.	тан.	вип.	тан.	вип.	тан.	вип.
Штовхач	пл.	рол.	пл.	рол.	пл.	рол.	пл.
$\varphi_{пр}, ^\circ$	7	8	9	10	9	8	7
$\varphi_{зп}, ^\circ$	44	46	48	50	52	50	48
$\alpha, ^\circ$	45	30	45	30	45	30	45
$m_{кл}, м$	65	68	70	72	75	76	78
$m_T, м$	52	54	55	56	58	60	62
$m_{шт}, м$	24	25	26	28	30	32	34
$m_k, м$	48	50	52	54	55	56	58
$d_p, мм$	25	26	28	30	30	30	32
$\delta_p, мм$	8			10			
$b_{кул}, мм$	20		22	24		25	
a, мм	32		34		36		38
b, мм	60	62		64		66	

Скорочення: вип. – випуклий, тан. – тангенціальний, пл. – плоский, рол. – роликовий

Замість коромисла може бути застосований важіль другого роду, що варто мати на увазі при визначенні співвідношення плечей.

Розподільний вал двигунів внутрішнього згоряння має нижнє, бокове чи верхнє розташування. Приводиться він від колінчастого валу з одного кінця (переднього чи заднього) зубчатою, ланцюговою чи зубчато-ремінною передачею. Для зменшення небезпеки прогину розподільний вал установлюють на опорні підшипники, розташовані між кожним суміжним циліндром чи через два циліндри.

3 ВИБІР І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КЛАПАНА

3.1 Діаметр горловини

Площу прохідного перерізу клапана вибирають з умови нерозривності потоку нестисливого газу за середньою швидкістю потоку в перерізі сідла при максимальному підйомі клапана на номінальному швидкісному режимі двигуна (м^2)

$$F_{\text{кл}} = \frac{c_m F_{\text{п}}}{i_{\text{кл}} \cdot w}, \quad (3.1)$$

де $F_{\text{кл}}$ – прохідний переріз у сідлі клапана, м^2 ;

c_m – середня швидкість поршня, м/с ;

$F_{\text{п}}$ – площа поршня, м^2 ;

$i_{\text{кл}}$ – кількість однойменних клапанів;

w – середня швидкість газу в прохідному перерізі клапана, м/с .

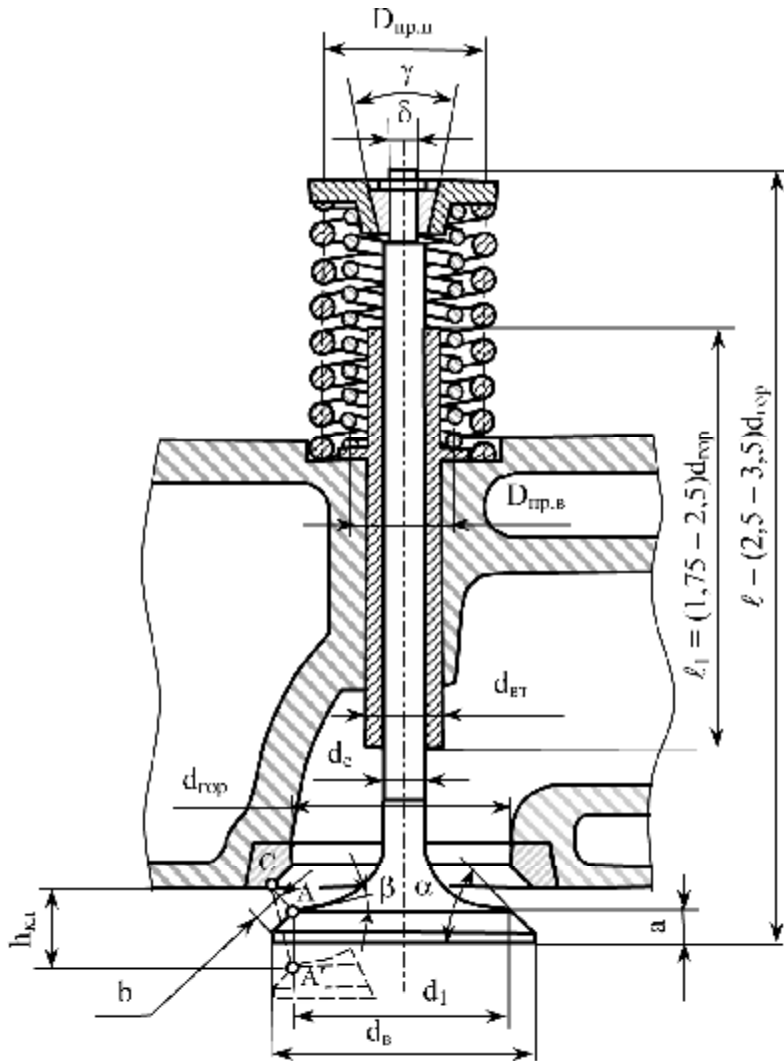
Допускається середня швидкість газу в прохідному перерізі впускних клапанів (м/с):

– карбюраторних двигунів $w_{\text{вп}} = (60 \dots 90)$;

– дизелів $w_{\text{вп}} = (50 \dots 80)$.

Прохідний переріз у горловині $F_{\text{гор}}$ не повинен обмежувати пропускну здатність впускного і випускного трактів. Тому, з врахуванням того, що через горловину проходить стрижень клапана (рис. 3.1), її площу приймають зі співвідношення

$$F_{\text{гор}} = (1.1 \dots 12) \cdot F_{\text{кл}}. \quad (3.2)$$



$a = (0,08 - 0,12)d_{оп};$	$d_{ер} - d_c = (5 - 8) \text{ мм};$
$b = (0,05 - 0,12)d_{ер};$	$\delta = (0,65 - 0,75)d_c;$
$d_c = (0,16 - 0,4)d_{ер};$	$\beta = 12 \dots 15^\circ; \gamma = 12 \dots 15^\circ.$

Рисунок 3.1– Конструктивна схема клапанного вузла

Діаметр горловини (м)

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{4F_{\text{гор}}/\pi}. \quad (3.3)$$

Максимальний діаметр горловини обмежується можливістю розміщення клапанів у голівці блоку при заданих значеннях діаметра циліндра, конструктивній схемі газорозподільного механізму і типу камери згоряння. Тому значення $d_{\text{гор}}$, отримане по формулі (3.3) для впускного каналу, не повинне бути більшим:

– при нижнім розташуванні клапанів

$$d_{\text{гор}} = (0.38 \dots 0.42) \cdot D; \quad (3.4)$$

– при верхнім розташуванні клапанів

$$d_{\text{гор}} = (0.35 \dots 0.52) \cdot D; \quad (3.5)$$

у тому числі:

– для вихрокамерних і передкамерних дизелів

$$d_{\text{гор}} = (0.35 \dots 0.40) \cdot D; \quad (3.6)$$

– для дизелів з безпосереднім вприскуванням

$$d_{\text{гор}} = (0.38 \dots 0.42) \cdot D; \quad (3.7)$$

– для двигунів із клинковою і плоскоовальною камерами згоряння

$$d_{\text{гор}} = (0.42 \dots 0.46) \cdot D; \quad (3.8)$$

– для двигунів з напівсферичними камерами згоряння

$$d_{\text{гор}} = (0.46 \dots 0.52) \cdot D. \quad (3.9)$$

Слід враховувати, що діаметри горловин впускних клапанів звичайно менше діаметрів горловин впускних клапанів на (10 ... 20)%.

3.2 Максимальний підйом клапана

Прохідний переріз клапана з конічним ущільненням (див. рис. 3.1) при підйомі клапана на висоту $h_{\text{кл}}$ визначають зі співвідношення (м²)

$$F_{\text{кл}} = \pi h_{\text{кл}} (d_{\text{гор}} \cos \alpha + h_{\text{кл}} \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha), \quad (3.10)$$

де $h_{\text{кл}}$ – висота підйому клапана в розглядуваний момент часу, м;

$d_{\text{гор}} \approx d_1$ – діаметр горловини, дорівнює малому діаметру посадкового конуса клапана (при $d_{\text{гор}} > d_1$ $F_{\text{кл}}$ визначається за формулами для двох ділянок підйому клапана – див. розд. 6), м;

α – кут фаски клапана, у сучасних двигунів $\alpha = 45^\circ$ для впускних клапанів, а для впускних $\alpha = 45^\circ$ і рідше $\alpha = 30^\circ$.

Максимальну висоту підйому клапана при відомих значеннях $F_{\text{кл}}$ і α визначають з рівняння (3.10), вирішуючи яке відносно $h_{\text{кл}}$ одержують (м):

при $\alpha = 45^\circ$

$$h_{\text{кл}} = \frac{\sqrt{4.93d_{\text{гор}}^2 + 4.44F_{\text{кл}}}}{2.22} - d_{\text{гор}} ; \quad (3.11)$$

при $\alpha = 30^\circ$

$$h_{\text{кл}} = \frac{\sqrt{7.4d_{\text{гор}}^2 + 4.72F_{\text{кл}}}}{2.72} - d_{\text{гор}} . \quad (3.12)$$

Максимальна висота підйому клапана автомобільних двигунів знаходиться у межах $h_{\text{кл.макс}} = (0.18 \dots 0.30) \cdot d_{\text{гор}}$, а тракторних – $h_{\text{кл.макс}} = (0.16 \dots 0.24) \cdot d_{\text{гор}}$. Для кута $\alpha = 45^\circ$ величину $h_{\text{кл.макс}}$ слід брати за верхньою межею.

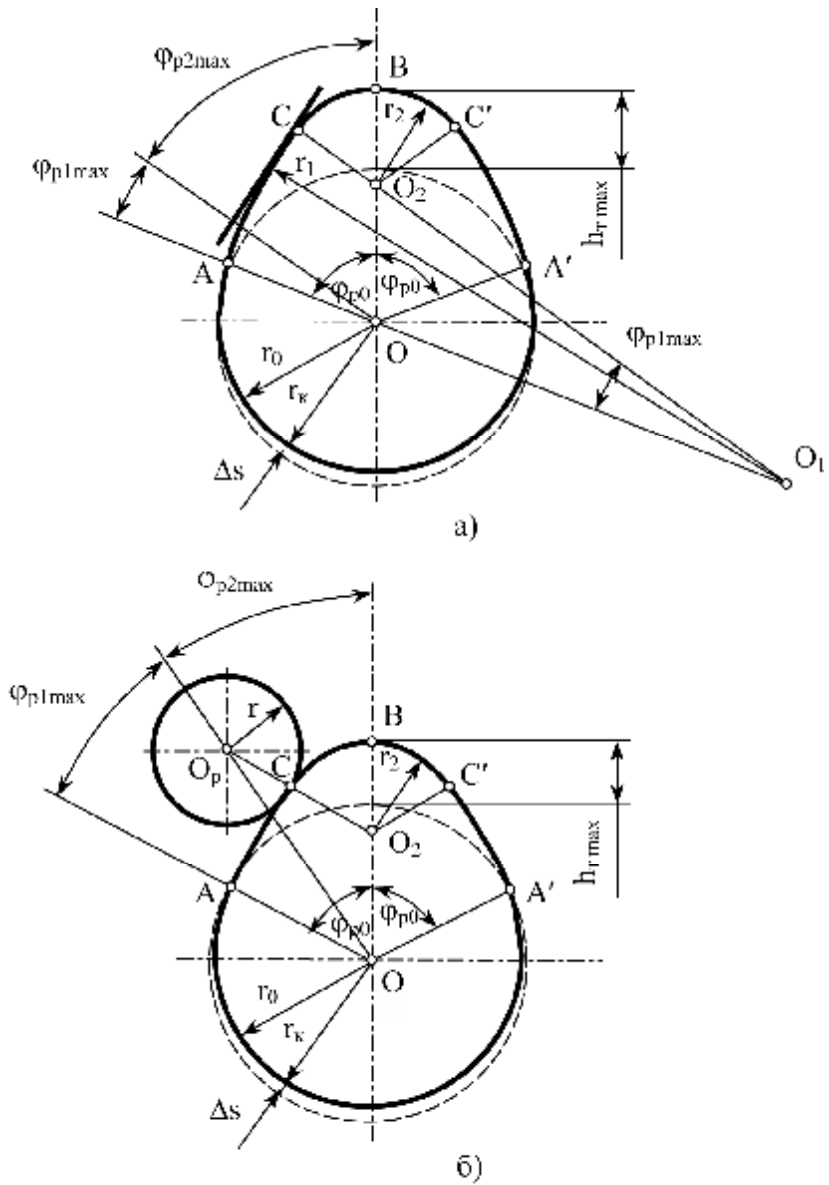
Необхідно пам'ятати, що остаточну перевірку прийнятих значень діаметра горловини і висоти підйому клапана, а також прийнятих фаз газорозподілу виконують розрахунком газообміну чи по умовній середній швидкості потоку, визначеній за середнім прохідним перерізом у сідлі клапана.

4 ПРОФІЛЮВАННЯ КУЛАЧКА

Газорозподільні кулачки звичайно профілюють відповідно до обраного закону утворення профілю. Це дозволяє одержувати відносно прості у виготовленні кулачки. У сучасних автотракторних двигунах застосовують наступні види профілів кулачків: випуклий, тангенціальний, увігнутий, і безударний.

Треба мати на увазі, що випуклий профіль кулачка застосовується для підйому плоского, випуклого чи роликового штовхача, а тангенціальний – головним чином для роликів штовхачів.

Профіль кулачка будують, починаючи від початкового кола з радіусом r_0 (рис. 4.1), величину якого вибирають з умови забезпечення достатньої жорсткості розподільного вала в межах:



а – випуклий, б – тангенціальний
Рисунок 4.1 Основні профілі газорозподільних кулачків

– для двигунів без наддуву

$$r_0 = (1.5 \dots 2.5) \cdot h_{\text{кл. max}}, \quad (4.1)$$

– для двигунів з наддувом

$$r_0 = (3 \dots 4) \cdot h_{\text{кл. max}}. \quad (4.2)$$

Відповідно до обраних фаз газорозподілу – куту попередження відкриття клапана $\varphi_{\text{пр}}$ і куту запізнення закриття клапана $\varphi_{\text{зп}}$ – знаходять:

– для чотиритактних двигунів (град. пов. розп. вала)

$$\varphi_{\text{р0}} = \frac{\varphi_{\text{пр}} + 180 + \varphi_{\text{зп}}}{4}; \quad (4.3)$$

– для двотактних двигунів (град. пов. розп. вала)

$$\varphi_{\text{р0}} = \frac{\varphi_{\text{пр}} + 180 + \varphi_{\text{зп}}}{2}. \quad (4.4)$$

Точки А і А' (див. рис. 4.1) є точками початку відкриття і кінця закриття клапана. Точку В визначають за величиною максимального підйому штовхача $h_{\text{т. max}}$.

Без врахування зазорів:

– при нижнім розташуванні клапанів

$$h_{\text{т. max}} = h_{\text{кл. max}}; \quad (4.5)$$

– при наявності коромисла

$$h_{\text{т. max}} = h_{\text{кл. max}} \cdot \mathbf{1}_{\text{т}} / \mathbf{1}_{\text{кл}}. \quad (4.6)$$

Для профілювання кулачка за обраними чи заданими значеннями $h_{\text{т. max}}$ і r_0 необхідно задатися величиною r_1 (чи r_2) і для забезпечення сполучення дуг визначити значення r_2 (чи r_1) – див. рис.4.1.

Для тангенціального профілю кулачка $r_1 = \infty$, а радіус при вершині кулачка визначають зі співвідношення (м):

$$r_2 = r_0 - h_{\text{т. max}} = \frac{\cos \varphi_{\text{р0}}}{1 - \cos \varphi_{\text{р0}}}. \quad (4.7)$$

Для випуклого профілю кулачка (м)

$$r_1 = \frac{r_0^2 + a^2 - r_2^2 - 2r_0 a \cos \varphi_{\text{р0}}}{2(r_0 - r_2 - a \cos \varphi_{\text{р0}})}, \quad (4.8)$$

$$r_2 = \frac{r_0 b - 0.5h_{\text{т. max}}^2 - (r_1 - r_0) \cdot (r_0 + h_{\text{т. max}}) \cos \varphi_{\text{р0}}}{b - (r_1 - r_0) \cos \varphi_{\text{р0}}}; \quad (4.9)$$

де $a = r_0 + h_{r,\max} - r_2$; $b = r_1 - r_0 - h_{r,\max}$.

При визначенні r_1 значення r_2 за технологічних розумінь приймають $r_2 \geq 1.5$ мм, а при розрахунку r_2 приймають $r_1 = (8 \dots 20)h_{r,\max}$. Вибір занадто малого значення r_1 може привести до одержання по формулі (4.9) негативного значення $r_2 < 0$. У цьому випадку варто вибрати більше значення r_1 і повторити розрахунок.

Для забезпечення зазору в клапанному механізмі тильну частину кулачка виконують радіусом r_k , меншим за радіус r_0 на величину зазору Δs (м), тобто

$$r_k = r_0 - \Delta s, \quad (4.10)$$

де Δs – зазор, необхідний для компенсації температурних і пружних деформацій у механізмі приводу клапанів; звичайно для впускних клапанів $\Delta s = (0.15 \dots 0.35)$ мм, а для випускних – $\Delta s = (0.25 \dots 0.50)$ мм.

Сполучення кола радіуса r_k з дугами радіуса r_1 чи прямими ($r_1 = \infty$) виконують по параболі чи по дугах кіл визначених радіусів.

Максимальне значення кута повороту розподільного вала $\varphi_{p1,\max}$, що відповідає руху штовхача по ділянці профілю кулачка від початку підйому клапана (точка А на рис. 4.1) до переходу штовхача на дугу при вершині з радіусом r_2 (точка С на рис. 4.1), визначають з умови $h_{r1} = h_{r2}$ по співвідношенню:

– для випуклого кулачка, відповідно до формул (5.1) і (5.2),

$$\varphi_{p1,\max} = \arcsin\left(\frac{a \cdot \sin \varphi_{p0}}{r_1 - r_2}\right), \quad (4.11)$$

– для тангенціального кулачка, відповідно до формул (5.4) і (5.5),

$$\varphi_{p1,\max} = \arctg\left(\frac{a \cdot \sin \varphi_{p0}}{r_0 + r}\right); \quad (4.12)$$

$$\varphi_{p2,\max} = \varphi_{p0} - \varphi_{p1,\max}. \quad (4.13)$$

5 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Задачі розрахунку: визначення підйому, швидкості і прискорення штовхача і клапана у залежності від кута повороту розподільного вала.

Для випуклого кулачка з плоским штовхачем використовують наступні розрахункові формули:

– на ділянках А-С, А'-С' (м, м/с, м/с²)

$$\left. \begin{aligned} h_{\tau 1} &= (r_1 - r_0) \cdot (1 - \cos \varphi_{p1}), \\ w_{\tau 1} &= \omega_k (r_1 - r_0) \sin \varphi_{p1}, \\ j_{\tau 1} &= \omega_k^2 (r_1 - r_0) \cos \varphi_{p1}; \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

– на ділянках С-В; С'-В (м, м/с, м/с²)

$$\left. \begin{aligned} h_{\tau 2} &= a \cos \varphi_{p2} + r_2 - r_0, \\ w_{\tau 2} &= \omega_k a \sin \varphi_{p2}, \\ j_{\tau 2} &= -\omega_k^2 a \cos \varphi_{p2}; \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

де h_{τ} , w_{τ} , j_{τ} – відповідно підйом, швидкість і прискорення штовхача;

φ_{p1} і φ_{p2} – поточні кути повороту розподільного вала при русі штовхача на ділянках відповідно А-С і С-В профілю кулачка, град.;

ω_k – кутова швидкість обертання розподільного вала, рад/с;

$$\omega_k = \frac{\pi n}{15\tau}, \quad (5.3)$$

де n – частота обертання колінчастого вала, об/хв;

τ – тактність робочого циклу двигуна.

Для тангенціального кулачка з роликівим штовхачем використовують наступні розрахункові формули:

– на ділянках А-С, А'-С' (м, м/с, м/с²)

$$\left. \begin{aligned} h_{\tau 1} &= (r_0 + r) \cdot (1 - \cos \varphi_{p1}) / \cos \varphi_{p1}, \\ w_{\tau 1} &= \omega_k (r_0 + r) \sin \varphi_{p1} / \cos^2 \varphi_{p1}, \\ j_{\tau 1} &= \omega_k^2 (r_0 + r) (1 + \sin^2 \varphi_{p1}) / \cos^2 \varphi_{p1}; \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

– на ділянках С-В, С'-В (м, м/с, м/с²)

$$\left. \begin{aligned} h_{\tau 2} &= a \left(\cos \varphi_{p2} + \frac{1}{a_1} \sqrt{1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_{p2}} \right) - (r_0 + r), \\ w_{\tau 2} &= \omega_k a \left(\sin \varphi_{p2} + \frac{a_1 \sin 2\varphi_{p2}}{2\sqrt{1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_{p2}}} \right), \\ j_{\tau 2} &= -\omega_k^2 a \left(\cos \varphi_{p2} + \frac{a_1 \cos 2\varphi_{p2} + a_1^3 \sin^4 \varphi_{p2}}{(1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_{p2})^{3/2}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

де r – радіус ролика штовхача, м;

$$a_1 = a/(r_2 + r).$$

Для кулачків із симетричним профілем закон підйому штовхача аналогічний закону опускання.

Підйом, швидкість і прискорення клапана для механізмів з нижнім розташуванням клапанів визначають за формулами (5.1) – (5.5), тому що $h_{кл} = h_{\tau}$, $w_{кл} = w_{\tau}$ і $j_{кл} = j_{\tau}$; а при наявності коромисла – з урахуванням додаткових співвідношень (5.6):

$$h_{кл} = h_{\tau} \frac{l_{кл}}{l_{\tau}}; \quad w_{кл} = w_{\tau} \frac{l_{кл}}{l_{\tau}}; \quad j_{кл} = j_{\tau} \frac{l_{кл}}{l_{\tau}}. \quad (5.6)$$

Результати кінематичного розрахунку газорозподільного механізму представляють у таблиці наступної форми

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$\varphi_p, ^\circ$ ПРВ	$\varphi_{p1}, ^\circ$	$\varphi_{p2}, ^\circ$	$h_{\tau},$ м	$w_{\tau},$ м/с	$j_{\tau},$ м/с ²
0	0					
30	15					
60	30					

Для перевірки правильності чисельних значень кінематичних параметрів, представлених у таблиці, будують графіки (рис. 5.1).

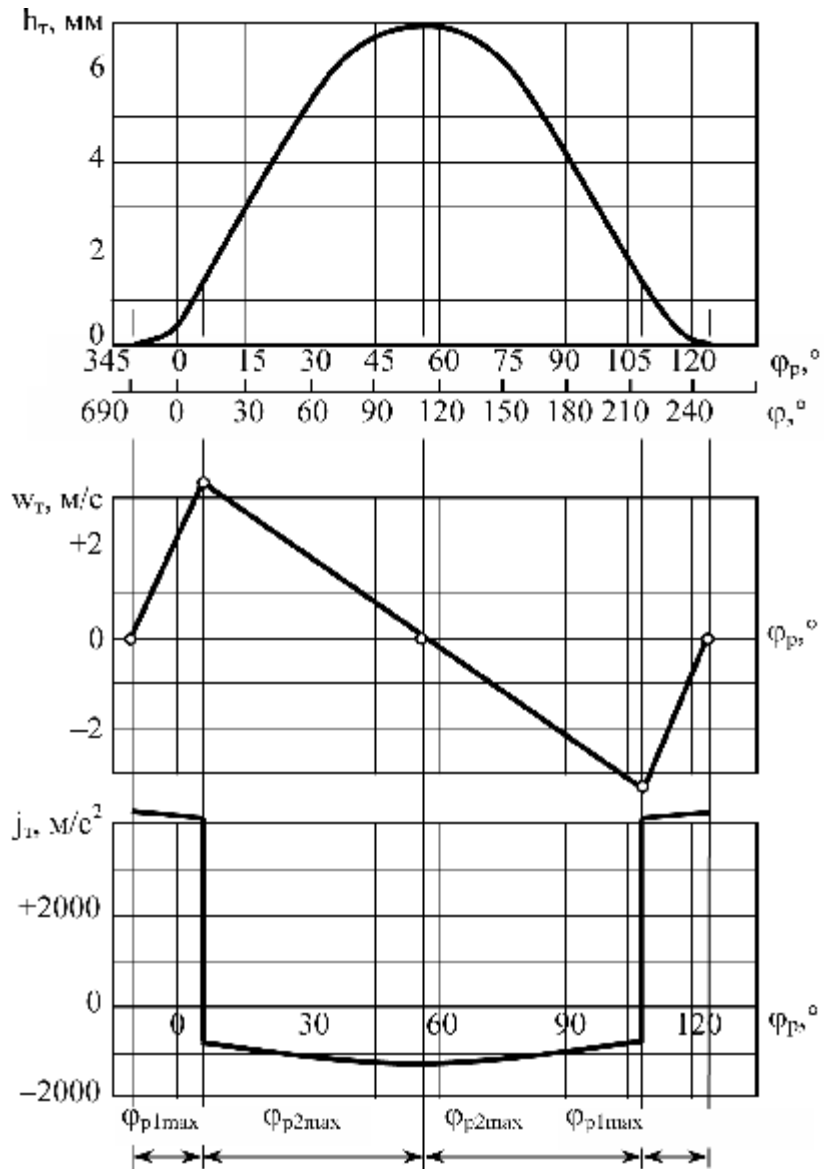


Рисунок 5.1– Кінематичні характеристики кулачкового механізму приводу клапана

6 РОЗРАХУНОК ДІАГРАМИ ЧАС-ПЕРЕРІЗУ КЛАПАНА

Розрахунок і побудова діаграми час-перерізу клапана необхідні, по-перше, для оцінки правильності вибору конструктивних параметрів клапанів і фаз газорозподілу за середньою умовною швидкістю потоку газу у прохідному перерізі клапана і, по-друге, для визначення ефективного прохідного перерізу клапана у залежності від кута повороту колінчастого вала, що, у свою чергу, необхідно для виконання уточненого розрахунку процесів газообміну двигуна.

За характером залежності площі прохідного перерізу клапанів від величини підйому клапана все переміщення клапана поділяється на три ділянки (рис. 6.1).

Перша ділянка характеризується тим, що перпендикуляр із точки А фаски клапана опускається на поверхню конуса сідла, що відповідає умові

$$h_{\text{кл}} \leq b/\sin\alpha. \quad (6.1)$$

Прохідний переріз у цьому випадку має форму бокової поверхні усіченого конуса з утворюючою, що дорівнює довжині відрізка АС, величина якого визначається співвідношенням

$$AC = h \cdot \cos\alpha, \quad (6.2)$$

а прохідний переріз – по формулі (m^2)

$$f_1 = \pi h \left(d_1 + h \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \cdot \cos \alpha. \quad (6.3)$$

Друга ділянка характеризується тим, що перпендикуляр із точки А проходить повз конус сідла клапана, що відповідає умові

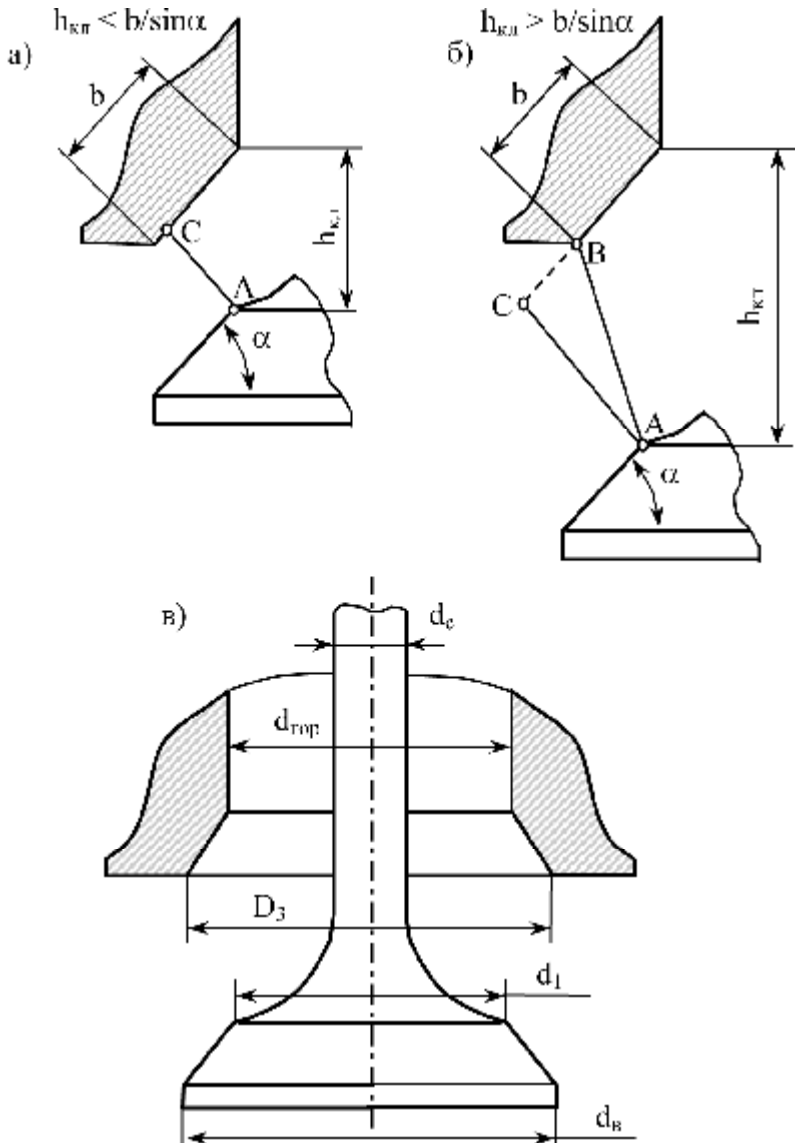
$$h_{\text{кл}} > b/\sin\alpha. \quad (6.4)$$

Підйом клапана що відповідає моменту переходу штовхача з першої на другу ділянку (m),

$$h_{1\text{max}} = 0.5(D_3 - d_1) \cdot (\text{tg}\alpha + \text{ctg}\alpha). \quad (6.5)$$

Прохідним перерізом клапана на другій ділянці вважається бокова поверхня усіченого конуса з утворюючою АВ (див. рис. 6.1), площу якого визначають за співвідношенням (m^2)

$$f_2 = \pi \frac{D_3 + d_1}{2} \sqrt{\left(\frac{D_3 - d_1}{2} \right)^2 + \left(h - \frac{D_3 - d_1}{2} \text{tg}\alpha \right)^2}. \quad (6.6)$$



а – перша ділянка; б – друга ділянка; в – третя ділянка
 Рисунок 6.1- Розрахункова схема для визначення прохідного перерізу клапана

Третя ділянка починається з моменту, коли прохідний переріз клапана досягає величини, що дорівнює перерізу горловини каналу з урахуванням його захарашення стрижнем клапана (m^2)

$$f_3 = \frac{\pi}{4} (d_{\text{гор}}^2 - d_c^2) . \quad (6.7)$$

Підйом клапана $h_{2\text{max}}$, що відповідає моменту переходу штовхача від другої до третьої ділянки, одержують з умови $f_2 = f_3$ і обчислюють по формулі (6.8)

$$h_{2\text{max}} = \frac{(D_3 + d_1)^2 \text{tg}\alpha}{2(D_3 + d_1)^2} + \frac{\sqrt{(D_3 + d_1)^2 \text{tg}\alpha - (D_3 + d_1)^2 [(D_3^2 - d_1^2)^2 \cdot (1 + \text{tg}^2\alpha) - (d_{\text{гор}}^2 - d_c^2)^2]}}{2(D_3 + d_1)^2} . (6.8)$$

Третя ділянка може бути відсутня, якщо максимальний підйом клапана $h_{\text{кл.макс}}$ менше $h_{2\text{max}}$, тобто якщо $f_{2\text{max}} < f_3$.

Результати обчислення прохідних перерізів клапанів заносять у таблицю і представляють графічно (рис. 6.2).

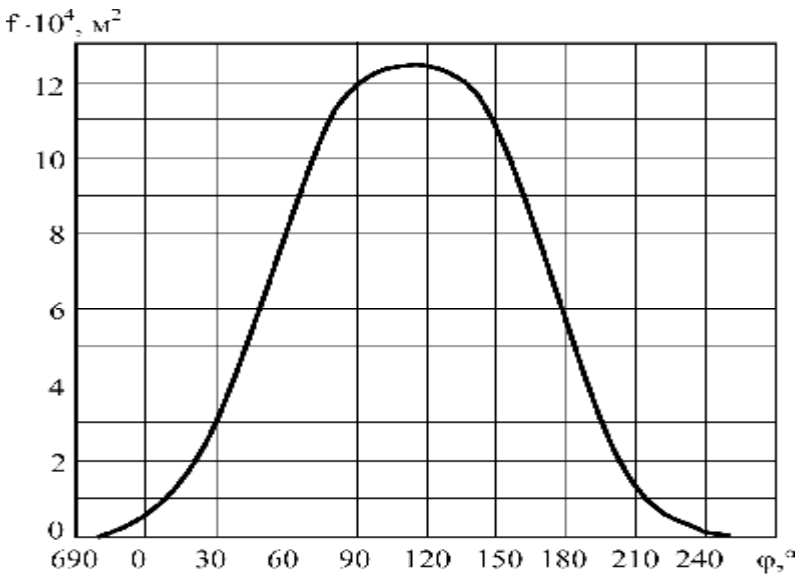


Рисунок 6.2 – Діаграма час-перерізу клапана

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высш. шк., 2003. – С. 352-404.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей /Под ред. А.С. Орлин, М.Г. Круглов. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
3. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: 1988. – 736 с.
4. Методические указания к курсовой работе по курсу «Теория двигателей внутреннего сгорания» «Расчёт эффективной площади проходных сечений клапанов четырёхтактных двигателей внутреннего сгорания» для студентов дневного и вечернего обучения специальности 0523 /Сост. В.Г. Семенов, С.С. Жилин. – Харьков: ХПИ, 1981. –С. 16-17.
5. Методические указания по выполнению контрольной работы «Расчёт на прочность деталей шатунно-поршневой группы автотракторных двигателей» для студентов заочного обучения специальности 0523 /Сост. А.С. Цеслинский. – Харьков: ХПИ, 1984. –36 с.
6. Методические указания к выполнению контрольной работы по курсу «Конструирование, расчёт и долговечность автотракторных ДВС» «Расчёт газораспределительного механизма» для студентов заочного обучения специальности 0523 /Сост. А.С. Цеслинский. – Харьков: ХПИ, 1986. – 31 с.