

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до самостійної роботи студентів за розділом
«Механізм газорозподілу: розрахунок на міцність»
з дисципліни «Основи конструювання ДВЗ»
для студентів спеціальності 8.05050304
«Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання

2016

Методичні вказівки до самостійної роботи студентів за розділом «Механізм газорозподілу: розрахунок на міцність» з дисципліни «Основи конструювання ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання /Укл. Мазін В.О. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 17 с.

У роботі викладена методика розрахунку на міцність розподільного валу, розрахунку на міцність і резонанс пружини клапана. Розглянуто механізми газорозподілу з однією і двома пружинами на клапані, наводиться ілюстрація графоаналітичного визначення характеристики пружини.

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 Пружина клапана	4
1.1 Конструювання і розрахунок пружини на міц- ність	4
1.2 Розрахунок пружини на резонанс	11
2 Розподільний вал	12
2.1 Розрахунок валу на прогин	12
2.2 Розрахунок кулачків на зминання	13
2.3 Розрахунок валу на вигин і кручення	14
Питання з самоконтролю	15
Список літератури	17

РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

1 ПРУЖИНА КЛАПАНА

1.1 Конструювання і розрахунок пружини на міцність

Пружина клапана повинна забезпечувати на усіх швидкісних режимах роботи двигуна: а) щільну посадку клапана у сідлі й утримання його у закритому становищі протягом усього періоду руху штовхача по тильній частині кулачка; б) постійний кінематичний зв'язок між клапаном, штовхачем і кулачком під час руху штовхача з негативним прискоренням ($j_t < 0$).

Щільна посадка клапана забезпечується:

– для випускного клапана при (МН)

$$P_{\text{пр.мін}} > F_{\text{гор}}(p'_r - p_a), \quad (1.1)$$

де $P_{\text{пр.мін}}$ – мінімальне зусилля пружини при закритому клапані;

$F_{\text{гор}}$ – площа горловини, м^2 ;

p'_r і p_a – тиск газів відповідно у випускному трубопроводі й у циліндрі при впуску, МПа; у карбюраторних двигунів різниця тисків ($p'_r - p_a$) досягає (0.05 ... 0.077) МПа, а у дизелів – (0.02 ... 0.03) МПа;

– для впускного клапана двигунів без наддуву практично при будь-якому мінімальному зусиллі пружини, а у двигунів з наддувом при (МН)

$$P_{\text{пр.мін}} > F_{\text{гор}}(p_k - p_r), \quad (1.2)$$

де p_k і p_r – тиск газів відповідно у впускному трубопроводі (тиск наддуву) і у циліндрі при впуску.

Кінематичний зв'язок між деталями клапанного механізму забезпечується при (МН)

$$P_{\text{пр}} = \kappa \cdot P_{j_{\text{кл2}}}, \quad (1.3)$$

де κ – коефіцієнт запасу; для дизелів при наявності регуляторів швидкості $\kappa = 1.28 \dots 1.52$, а для карбюраторних двигунів $\kappa = 1.33 \dots 1.66$;

$P_{j_{\text{кл2}}}$ – сила інерції механізму при русі штовхача з негативним прискоренням, зведена до осі клапана.

Розрахунок пружини клапана зводиться до: а) визначення сили $P_{j_{кл2}}$; б) підбору по цій силі з урахуванням коефіцієнта запасу κ характеристики пружини; в) перевірки її мінімального зусилля при закритому клапані; г) вибору розмірів пружини; д) визначення запасу міцності і числа власних коливань пружини.

Сила інерції при русі штовхача з негативним прискоренням, зведена до осі клапана, (МН)

$$P_{j_{кл2}} = -M_{кл} j_{кл2} = -M_{кл} j_{т2} \frac{I_{кл}}{I_{т}}, \quad (1.4)$$

де $M_{кл}$ – сумарна маса клапанного механізму, зведена до клапана.

При нижнім розташуванні клапанів (кг)

$$M_{кл} = m_{кл} + \frac{1}{3} m_{пр} + m_{т}, \quad (1.5)$$

де $m_{кл}$ – маса комплекту клапана (клапан, тарілка пружини, замок – сухарики);

$m_{пр}$ – маса пружини (пружин – при наявності двох пружин на одному клапані);

$m_{т}$ – маса штовхача.

При верхнім розташуванні клапанів (кг)

$$M_{кл} = m_{кл} + \frac{1}{3} m_{пр} + (m_{т} + m_{шт}) \cdot \left(\frac{I_{т}}{I_{кл}} \right)^2 + m'_{к}, \quad (1.6)$$

де $m_{шт}$ – маса штанги;

$m'_{к}$ – маса коромисла, зведена до осі клапана.

$$m'_{к} = \frac{J_{к}}{I_{кл}^2} \approx m_{к} \frac{(I_{кл} + I_{т})^2}{12 I_{кл}^2}, \quad (1.7)$$

тут $J_{к}$ і $m_{к}$ – відповідно момент інерції коромисла відносно осі качання і його маса.

При розрахунках і проектуванні нових двигунів маси $m_{кл}$, $m_{пр}$, $m_{т}$, $m_{шт}$, $m_{к}$ приймають за конструктивних розмірів і статистичних даних аналогічних клапанних механізмів.

Конструктивні маси $M_{\text{кл}}/F_{\text{гор}}$ впускних клапанів при різному їх розташуванні і приводі мають наступні значення (кг/м^2):

- при нижнім розташуванні клапанів – 220 ... 250;
- при верхнім розташуванні клапанів і нижнім розташуванні розподільного вала – 230 ... 300;
- при верхнім розташуванні клапанів і верхнім розташуванні розподільного вала – 180 ... 230.

На рис. 1.1 показана крива сили інерції $P_{\text{жкл2}}$ мас клапанного механізму, зведених до осі клапана. По цій силі при прийнятому значенні коефіцієнта запасу κ будують криву abc необхідних сил пружності пружини, відповідно до формули (1.3), при русі штовхача з негативним прискоренням.

За допомогою діаграми підйому клапана $h_{\text{кл}} = f(\varphi_p)$ сила $P_{\text{пр}} = f(\varphi_p)$ перебудовується до координат $P_{\text{пр}} = f(h_{\text{кл}})$.

Отримана крива $a''b''c''$ представляє собою залежність необхідної сили пружності пружини від висоти підйому клапана, тобто необхідну характеристику пружини.

Для випуклого кулачка лінія $a''b''c''$ є прямою. Замінюючи криву $a''b''c''$ прямою $a''c''$ і продовжуючи її до перетину з вертикальною віссю (точка $0''$), одержують характеристику шуканої пружини клапана.

Відрізок, що відсікається прямою $a''0''$ на горизонтальній осі $h_{\text{кл}} = 0$, відповідає силі попередньої зтяжки пружини (при закритому клапані), тобто силі $P_{\text{пр.min}}$. Якщо отримане значення $P_{\text{пр.min}}$ не забезпечує виконання умови (1.1) і (1.2), необхідно збільшити силу $P_{\text{пр.min}}$ за рахунок збільшення κ і $h_{\text{пр.max}}$.

За графіком характеристики пружини (див. рис. 1.1) визначають: попередню деформацію пружини $h_{\text{пр.min}}$, повну деформацію $h_{\text{пр.max}} = h_{\text{пр.min}} + h_{\text{кл.max}}$ і жорсткість пружини

$$c = P_{\text{пр.max}}/h_{\text{пр.max}}, \quad (\text{Н/м}). \quad (1.8)$$

Для випуклого кулачка з плоским штовхачем характеристика пружини може бути визначена аналітично по параметрах кулачка:

– максимальна сила пружності пружини

$$P_{\text{пр.max}} = M_{\text{кл}} \cdot \kappa \cdot a \frac{1_{\text{кл}}}{1_{\text{т}}} \omega_{\text{к}}^2; \quad (1.9)$$

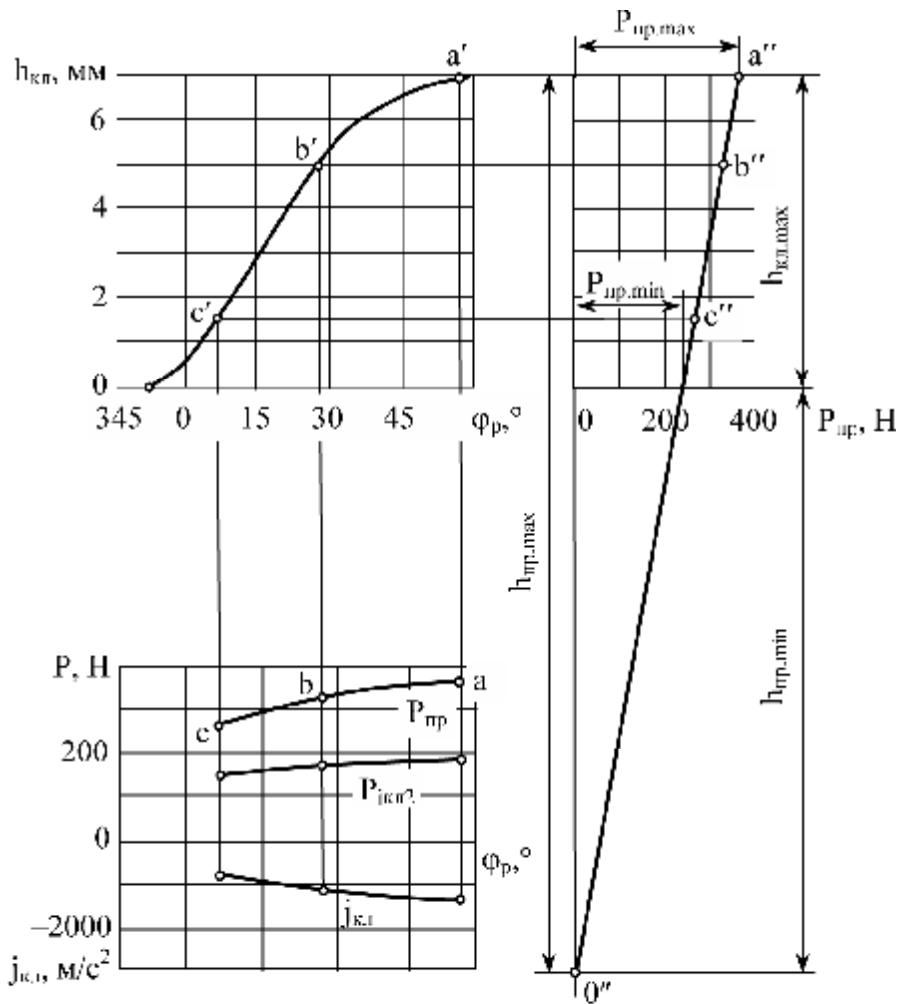


Рисунок 1.1— Графік сил інерції клапанного механізму і характеристика пружини

– мінімальна сила пружності пружини

$$P_{\text{пр. min}} = M_{\text{кл}} k (r_0 - r_2) \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{т}}} \omega_{\text{к}}^2; \quad (1.10)$$

– жорсткість пружини

$$c = M_{\text{кл}} k \omega_{\text{к}}^2; \quad (1.11)$$

– попередня деформація пружини

$$h_{\text{пр. min}} = \frac{P_{\text{пр. min}}}{c} = (r_0 - r_2) \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{т}}}; \quad (1.12)$$

– повна деформація пружини

$$h_{\text{пр. max}} = h_{\text{пр. min}} + h_{\text{кл. max}} = a \frac{l_{\text{кл}}}{l_{\text{т}}}. \quad (1.13)$$

Основні конструктивні розміри пружини: середній діаметр пружини $D_{\text{пр}}$, діаметр дроту $\delta_{\text{пр}}$, число витків i , крок витка t , повна довжина вільної пружини $L_{\text{св}}$.

Середній діаметр пружини звичайно приймають з конструктивних розумінь у залежності від діаметра горловини клапана $D_{\text{пр}} = (0.7 \dots 0.9) \cdot d_{\text{гор}}$, а діаметр дроту $\delta_{\text{пр}} = (3.5 \dots 6.0)$ мм. При наявності двох пружин на одному клапані діаметр дроту внутрішньої пружини $\delta_{\text{пр}} = (2.2 \dots 4.5)$ мм.

За прийнятим значенням $D_{\text{пр}}$ і підбраною характеристикою пружини визначають:

а) число робочих витків пружини

$$i_{\text{р}} = \frac{G \delta_{\text{пр}}^4 h_{\text{пр. max}}}{8 P_{\text{пр. max}} D_{\text{пр}}^3}, \quad (1.14)$$

де $G = (8.0 \dots 8.3) \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду;

$P_{\text{пр. max}}$ виражена у МН;

$D_{\text{пр}}$, $\delta_{\text{пр}}$ і $h_{\text{пр. max}}$ – у м;

б) повне число витків пружини $i_{\text{п}} = i_{\text{р}} + 2$;

в) крок витка вільної пружини

$$t = \delta_{\text{пр}} + \frac{h_{\text{пр. max}}}{i_{\text{р}}} + \Delta_{\text{min}}, \quad (1.15)$$

де $\Delta_{\text{min}} = 0.3$ мм – найменший зазор між витками пружини при повністю відкритому клапані;

г) довжина пружини при повністю відкритому клапані

$$L_{\min} = i_{\pi} \delta_{\text{пр}} + i_p \Delta_{\min}; \quad (1.16)$$

д) довжина пружини при закритому клапані

$$L_0 = L_{\min} + h_{\text{кл. max}}; \quad (1.17)$$

е) довжина вільної пружини

$$L_{\text{св}} = L_{\min} + h_{\text{пр. max}}. \quad (1.18)$$

Максимальна дотична напруга (МПа)

$$\tau_{\max} = \kappa' \frac{8P_{\text{пр. max}} D_{\text{пр}}}{\pi \delta_{\text{пр}}^3}, \quad (1.19)$$

де κ' – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл напруги у поперечному перерізі витка пружини й залежний в основному від відношення $D_{\text{пр}}/\delta_{\text{пр}}$. Значення κ' знаходять за графіком на рис. 1.2.

Максимальна напруга у пружинах швидкохідних двигунів досягає значень $\tau_{\max} = (450 \dots 650)$ МПа.

Мінімальна напруга, що діє у пружині при закритому клапані (МПа)

$$\tau_{\min} = \kappa' \frac{8P_{\text{пр. min}} D_{\text{пр}}}{\pi \delta_{\text{пр}}^3}. \quad (1.20)$$

Середня напруга τ_m і амплітуда напруги τ_a (МПа):

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}; \quad (1.21)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}. \quad (1.22)$$

Дійсне значення амплітуди напруги з урахуванням концентрації напруги, стану поверхні і масштабного фактору (МПа)

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_a \frac{K_{\tau}}{\epsilon_M \epsilon_{\pi}}, \quad (1.23)$$

тут $\frac{K_{\tau}}{\epsilon_M \epsilon_{\pi}} \approx 1$, а концентрація напруги у витках пружини враховується коефіцієнтом κ' .

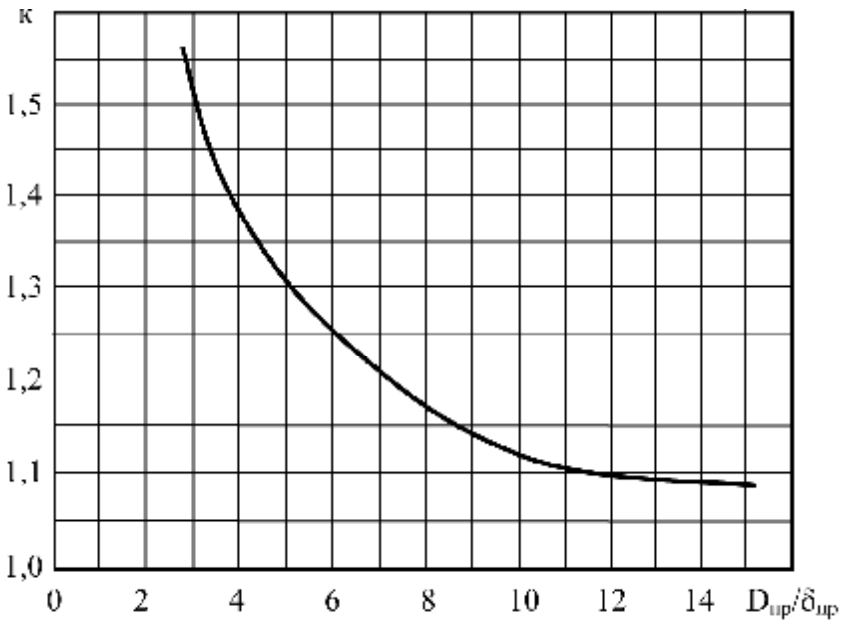


Рисунок 1.2– Значення коефіцієнту нерівномірності розподілу напруги у перерізі витка пружини [1]

Запас міцності пружини

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ak} + \alpha_{\tau} \tau_m}, \quad (1.24)$$

де α_{τ} – коефіцієнт зведення асиметричного циклу до однаково небезпечного симетричного при дотичній напрузі за табл. 11.2 у [1], для пружин $\alpha_{\tau} = 0.2$;

τ_{-1} – границя втомленості матеріалу пружини при крученні, $\tau_{-1} = (340 \dots 400)$ МПа для пружинної сталі.

Запас міцності пружин автотракторних двигунів $n_{\tau} \geq 1.2 \dots 14$.

При великих силах інерції на кожен клапан установлюють по дві пружини (зовнішню і внутрішню). У цьому випадку кожна пружина розраховується окремо за однаковою методикою, але з дотриманням умов:

$$P_{\text{пр. max}} = P_{\text{пр. н. max}} + P_{\text{пр. в. max}}$$

$$\text{і } P_{\text{пр. min}} = P_{\text{пр. н. min}} + P_{\text{пр. в. min}}$$

Зусилля між пружинами розподіляють у границях $P_{\text{пр. в.}} = (0.35 \dots 0.45) \cdot P_{\text{пр.}}$

Для забезпечення нормальних радіальних зазорів між направляючою втулкою і внутрішньою пружиною, а також між пружинами розміри пружин повинні задовольняти наступним вимогам (мм):

$$D_{\text{пр. в.}} \geq d_{\text{вт}} + \delta_{\text{пр. в.}} + 2; \quad (1.25)$$

$$D_{\text{пр. н.}} \geq D_{\text{пр. в.}} + \delta_{\text{пр. в.}} + \delta_{\text{пр. н.}} + 2; \quad (1.26)$$

де $d_{\text{вт}}$ – зовнішній діаметр направляючої втулки клапана;

$D_{\text{пр. в.}}$ і $D_{\text{пр. н.}}$ – середні діаметри відповідно внутрішньої і зовнішньої пружин;

$\delta_{\text{пр. в.}}$ і $\delta_{\text{пр. н.}}$ – діаметри дроту відповідно внутрішньої і зовнішньої пружин.

1.2 Розрахунок пружини на резонанс

Щоб уникнути резонансу – збігу частот вільних і вимушених коливань пружини клапана – відношення числа власних вільних коливань пружини n_c до частоти обертання розподільного валу n_p не повинне дорівнювати цілому числу (особливо небезпечне $n_c/n_p = 1$), а при наявності двох пружин, крім того, повинна мати місце нерівність $n_{c.н}/n_p \neq n_{c.в}/n_p$.

Частоту вільних коливань пружини за хвилину визначають по формулі

$$n_c = 2.17 \cdot 10^7 \frac{\delta_{\text{пр}}}{i_p \cdot D_{\text{пр}}^2}, \quad (1.27)$$

де $\delta_{\text{пр}}$ і $D_{\text{пр}}$ виражені в мм.

2 РОЗПОДІЛЬНИЙ ВАЛ

2.1 Розрахунок валу на прогин

Слід враховувати, що при роботі двигуна на розподільний вал з боку клапанного приводу діють: сила пружності пружини $P_{пр.т}$, сила інерції деталей клапанного механізму P_{jt} і сила тиску газу $P_{г.т}$, зведені до осі штовхача.

Сумарна сила, що діє на кулачок з боку клапанного приводу (МН),

$$P_{\tau} = P_{пр.т} + P_{jt} + P_{г.т} = (P_{пр} + P_{г}) \frac{I_{кл}}{I_{\tau}} + M_{\tau} j_{\tau}. \quad (2.1)$$

Найбільша сила $P_{\tau, \max}$ передається на кулачок від випускного клапана в початковий період його відкриття ($\phi_1 = 0$). Для випуклого кулачка (МН)

$$P_{\tau, \max} = \left[P_{пр, \min} + \frac{\pi d_b^2}{4} (p_{\tau} - p'_{\tau}) \right] \cdot \frac{I_{кл}}{I_{\tau}} + M_{\tau} \omega_k^2 (r_1 - r_0), \quad (2.2)$$

де $P_{пр, \min}$ – сила пружності пружини при закритому клапані, МН;

p_{τ} – тиск у циліндрі у момент початку відкриття випускного клапана для розрахункового режиму, МПа;

p'_{τ} – тиск у випускному трубопроводі, МПа, при випуску у атмосферу $p'_{\tau} \approx p_0$;

d_b – зовнішній діаметр тарілки випускного клапана, м;

$I_{кл}$ і I_{τ} – плечі коромисла, м;

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

r_0 і r_1 – відповідно радіуси початкового кола і першої ділянки профілю кулачка, м;

$$M_{\tau} = \left(m_{кл} + \frac{1}{3} m_{пр} \right) \cdot \left(\frac{I_{кл}}{I_{\tau}} \right)^2 + m_{\tau} + m_{шт} + m''_k - \text{маса рухливих де-}$$

талей механізму розподілу, зведена до осі штовхача, кг;

$m_{кл}$, $m_{пр}$, m_{τ} , $m_{шт}$ і m''_k – відповідно маси клапана, пружини, штовхача, штанги і коромисла, кг;

$$m''_k \approx m_k \frac{(I_{кл} + I_{\tau})^2}{12 I_{\tau}^2} - \text{маса коромисла, зведена до осі штовхача, кг.}$$

Основним для розподільного валу є розрахунок на жорсткість. Він полягає у визначенні стріли прогину y від дії сумарної сили $P_{т.маx}$. Розрахункова схема валу представляє собою вільно лежачу на опорах двоопорну розрізну балку, навантажену в місці дії штовхача (рис. 2.1).

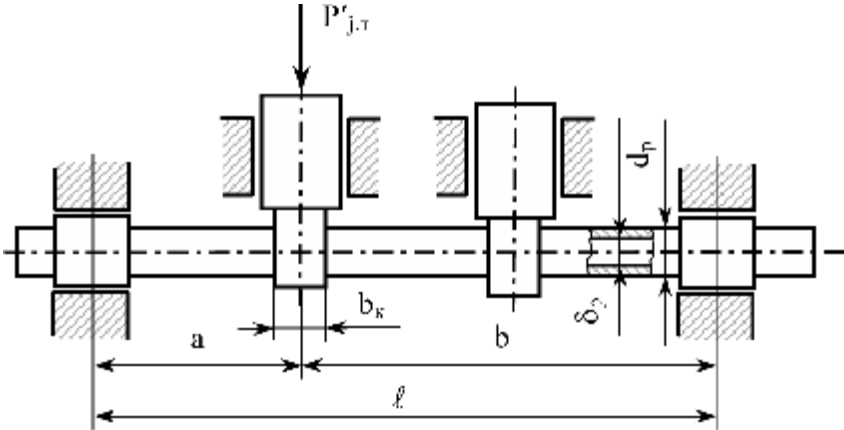


Рисунок 2.1– Розрахункова схема розподільного валу

Стріла прогину (м)

$$y = 0.8 \frac{P_{т.маx} a^2 b^2}{EI(d_p^4 - \delta_p^4)}, \quad (2.3)$$

де l – відстань між опорами валу, м;

a і b – відстані від опор до точки прикладення сили $P_{т.маx}$, м;

d_p і δ_p – зовнішній і внутрішній діаметри розподільного валу, м;

$E = 2.2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності першого роду для сталі;

$P_{т.маx}$ – у МН.

Величина прогину y не повинна перевищувати (0.02 ... 0.055) мм.

2.2 Розрахунок кулачків на зминання

Напруга зминання (контактна напруга), що виникає у місцях контакту робочих поверхонь кулачка і штовхача, визначається за формулами (МПа):

– для плоского штовхача

$$\sigma_{\text{см}} = 0.418 \sqrt{\frac{P_{\text{т.мах}} E}{b_{\text{к}} r_1}}, \quad (2.4)$$

де $b_{\text{к}}$ – ширина кулачка, м;

r_1 – у м, $P_{\text{т.мах}}$ – у МН і E – у МПа;

– для роликового штовхача

$$\sigma_{\text{см}} = 0.418 \sqrt{\frac{P_{\text{т.мах}} E}{b_{\text{к}}} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{r_1} \right)}, \quad (2.5)$$

де r – радіус ролика штовхача, м.

Допустима напруга зминання $[\sigma_{\text{см}}] = 400 \dots 1200$ (МПа).

2.3 Розрахунок валу на вигин і кручення

Крім визначення стріли прогину і напруги зминання, іноді визначають сумарну напругу σ_{Σ} , що діє у розподільному валі у результаті вигину і скручування.

Напруга вигину (МПа)

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из.мах}}}{W_{\text{из}}} = \frac{32 P_{\text{т.мах}} \cdot a \cdot b}{\pi d_p^3 (1 - \delta_p^4 / d_p^4) I}. \quad (2.6)$$

Скручувальний момент від кожного кулачка звичайно досягає максимальної величини наприкінці першої ділянки підйому штовхача, коли його точка торкання з кулачком найбільш віддалена від осі штовхача.

Для кулачка з випуклим профілем і плоским штовхачем (МН·м)

$$M_{\text{кр. j max}} = (P_{\text{т}})_{\varphi_{\text{p1 max}}} \cdot m, \quad (2.7)$$

де $(P_{\text{т}})_{\varphi_{\text{p1 max}}} = P_{\text{пр.т}} + P_{\text{j1т}}$ при $\varphi_{\text{p1}} = \varphi_{\text{р.мах}}$;

$$m = \frac{r_1 - r_0}{r_1 - r_2} (r_0 + h_{\text{т.мах}} - r_2) \sin \varphi_{\text{р}},$$

$\varphi_{\text{р}}$ – кут, що відповідає кінцю першої ділянки підйому штовхача.

Для визначення максимального скручувального моменту $M_{\text{кр.мах}}$ від одночасної дії усіх кулачків необхідно побудувати графіки моментів що набігають (накопичуються).

Напруга скручування (МПа)

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр.мак}}}{W_{\text{кр}}}, \quad (2.8)$$

де $W_{\text{кр}} = 0.5 \cdot W_{\text{из}}$ – момент опору крученню розрахункового перерізу.

Сумарна напруга (МПа)

$$\sigma_{\Sigma} = 0.5 \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau_{\max}^2}. \quad (2.9)$$

Величина сумарної напруги σ_{Σ} не повинна перевищувати (100 ... 150) МПа.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Різновиди клапанних механізмів газорозподілу. Перспективні технічні рішення.
2. Устрій і елементи основних деталей клапанного механізму газорозподілу.
3. Види кулачків, штовхачів і коромисел. Поняття, переважні розповсюджені сполучення.
4. Основні розміри клапанного механізму газорозподілу.
5. Вимоги при конструюванні клапанного механізму газорозподілу.
6. Клапанний орган газорозподілу. Кути попередження відкриття і запізнення закриття. Діаметр горловини і максимальний хід клапану; діючі обмеження.
7. Площа прохідного перерізу клапанного органу: варіанти визначення при різному відкритті, графік залежності від кута повороту розподільного валу.
8. Пропускна здатність клапанного органа газорозподілу. Час-переріз і кут-переріз.
9. Середня швидкість у розрахунковому перерізі клапанного органу.
10. Профіль випуклого кулачка, характерні елементи, основні розміри.
11. Профіль тангенціального кулачка, характерні елементи, основні розміри.

12. Безударний кулачок: визначення, характерні елементи, основні розміри.

13. Закон і діаграма газорозподілу.

14. Хід, швидкість і прискорення плоского штовхача, що працює з випуклим кулачком: від чого залежать, варіанти визначення, графіки.

15. Хід, швидкість і прискорення роликового штовхача, що працює з тангенціальним кулачком: від чого залежать, варіанти визначення, графіки.

16. Сили, що діють у клапанному механізмі газорозподілу; розрахункова схема.

17. Зведення мас рухливих елементів механізму газорозподілу до осей клапана і штовхача.

18. Пружина клапанного механізму газорозподілу: особливості конструкції і вимоги до конструювання, характерні стани, основні розміри і показники, характеристика.

19. Пружина клапанного механізму газорозподілу: розрахунок числа і кроку витків, довжини у вільному стані, при закритому і повністю відкритому клапанному органі.

20. Клапанний механізм газорозподілу з двома пружинами: особливості розрахунку основних розмірів пружин.

21. Пружина клапанного механізму газорозподілу: розрахунок на міцність і резонанс.

22. Розрахункова схема розподільного валу. Розрахунок розподільного валу на прогин (стріла прогину).

23. Розподільний вал: розрахунок на вигин і кручення.

24. Розподільний вал: розрахунок кулачків на зминання.

25. Клапан і сідло: розрахунок на зминання.

26. Штанга: розрахунок на стійкість.

27. Коромисло: розрахунок на вигин і розтягнення-стиск.

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.