МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ “РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА З ТОРЦЕВИМ РОЗПОДІЛОМ”

для студентів денної та заочної форми навчання спеціальності
7.090209 “Гідравлічні і пневматичні машини”

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету
протокол № 2 від 27.06.08

Харків НТУ “ХПІ” 2008

Методичні вказівки до курсового проекту “Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насоса з торцевим розподілом” для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 7.090209 “Гідравлічні і пневматичні машини”. – Х. : НТУ “ХПІ”, 2008. – 48 с.

Укладачі: А.М. Онищенко
О.В. Дмитрієнко

Рецензент: *П.М. Андренко*

Кафедра гідропневмоавтоматики і гідроприводу

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Відповідно до програми курсу “Об’ємні гідро- і пневмомашини” студенти спеціальності 7.090209 “Гідравлічні і пневматичні машини” виконують курсовий проект “Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насоса”. *Метою курсового проектування* – закріплення теоретичних знань, отриманих при вивченні лекційного курсу, набуття практичних навичок з розрахунку і конструювання одного із типів об’ємних гідромашин.

Вибір аксіально-поршневих насосів для курсового проектування зумовлений тим, що вони є найбільш розповсюдженими і сучасними типами об’ємних насосів, які часто застосовуються в гідравлічних приводах різного призначення.

У той же час методи розрахунку і конструювання таких насосів мають багато спільного з методами розрахунку і конструювання інших типів об’ємних гідромашин.

Метою даного видання є надання допомоги студентам в отриманні рекомендацій, теоретичних і довідкових відомостей, необхідних для роботи над проектом. У методичних вказівках викладено порядок розрахунку основних параметрів аксіально-поршневого насоса з торцевим розподілом потоку робочої рідини, розрахункова схема якого наведена на рис. 1.

Проект “Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насоса” виконується відповідно до індивідуального завдання, в якому зазначаються вихідні дані для розрахунку і визначення основних параметрів насоса.

Вихідними даними для розрахунку і проектування насоса є:

номінальна (фактична) продуктивність насоса – $Q_{\text{н}}$, м^3/с;

номінальний (робочий) тиск – $p_{\text{н}}$, МПа;

номінальне число обертів – n, об/с;

коефіцієнт корисної дії насоса – η, %;

коефіцієнт подач насоса – k_Q, %;

максимальний тиск, який розвиває насос, – $p_{\max}$, МПа.

Роботу над проектом рекомендується проводити у такій послідовності:

1) Ознайомитись зі змістом завдання і вихідними даними.

2) Узгодити з викладачем кінематичну схему насоса (додаток А).

3) Згідно з поданими у даному виданні рекомендаціями виконати розрахунки основних енергетичних і геометричних параметрів насоса і його елементів, розрахунки на міцність.

4) Зробити кінематичний розрахунок насоса, визначити коефіцієнти пульсацій і побудувати відповідні графіки: $x = f(\varphi)$; $\dot{x} = f(\varphi)$; $\ddot{x} = f(\varphi)$; $\sum q'_{\varphi} = f(\varphi)$.

5) Зробити висновки.

6) Керуючись рекомендованою літературою і даними, отриманими в результаті розрахунків, спроектувати насос. Фронтальний вигляд (основний розріз) слід відобразити на кресленні формату А1. На цьому ж аркуші навести другу проекцію і додаткові види і розрізи (за необхідності). На другому аркуші формату А1 подати креслення чотирьох деталей.

7) Скласти розрахунково-пояснювальну записку (звіт з курсового проекту), в якій описати конструкцію насоса і викласти порядок його розрахунку.

Всі етапи розрахунків рекомендується пояснювати рисунками.

Звіт виконується згідно зі стандартом вищого навчального закладу “Текстові документи у сфері навчального процесу”.

У загальному випадку звіт містить:

1) титульний аркуш, який виконують за відповідним стандартом;

2) реферат;

3) зміст;

4) перелік позначень і скорочень (за наявності);

5) вступ;

6) основну частину (призначення, опис конструкції, робота насоса і

розрахунки);

7) висновки;

8) список джерел інформації;

9) додатки (за наявності).

1. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НАСОСА

Відповідно до вихідних даних, наведених вище, визначають енергетичні параметри насоса.

1) Знаходимо теоретичну (розрахункову) подачу насоса $Q_{\text{т}}$, м^3/с:

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{н}}}{k_Q}. \tag{1}$$

2) Обчислюємо робочий об'єм насоса (геометричну подачу за один оберт) q, м^3:

$$q = \frac{Q_{\text{т}}}{n}. \tag{2}$$

3) Визначаємо теоретичну потужність насоса $N_{\text{т}}$, Вт:

$$N_{\text{т}} = Q_{\text{т}} \cdot p_{\text{н}} = q \cdot n \cdot p_{\text{н}}. \tag{3}$$

4) Розраховуємо теоретичний $M_{\text{т}}$, Н·м, приводний $M_{\text{кр}}$, Н·м, крутильні моменти та приводну потужність на валу насоса $N_{\text{пр}}$, Вт:

$$M_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{2\pi \cdot n} = \frac{Q_{\text{т}} \cdot p_{\text{н}}}{2\pi \cdot n}, \tag{4}$$

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{т}} / \eta_{\text{мех}}, \tag{5}$$

$$N_{\text{пр}} = N_{\text{т}} / \eta_{\text{мех}}. \tag{6}$$

За значенням $N_{\text{пр}}$ підбираємо електродвигун [1].

2. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ НАСОСА

Керуючись рекомендаціями [2], вибираємо число циліндрів z $(z = 5, 7, 9, 11, 13, 15)$ і кут нахилу γ (рис. 1, 2) похилого диска для насосів з похилим диском або похилого блока для насосів з похилим блоком. Біль-

шість аксіально-поршневих насосів мають 7 або 9 циліндрів і кут нахилу γ в межах $6 \div 12°$ для нерегульованих і $20 \div 30°$ для регульованих насосів і гідромоторів.

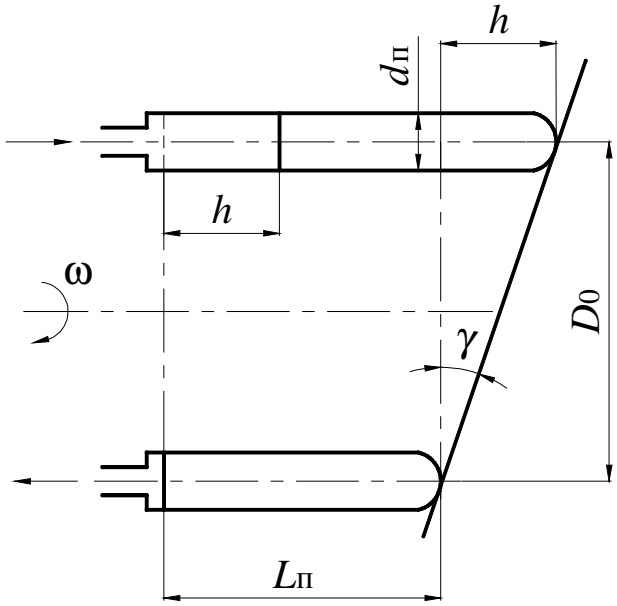


Рисунок 1 – Розрахункова схема аксіально-поршневого насоса з торцевим розподілом рідини

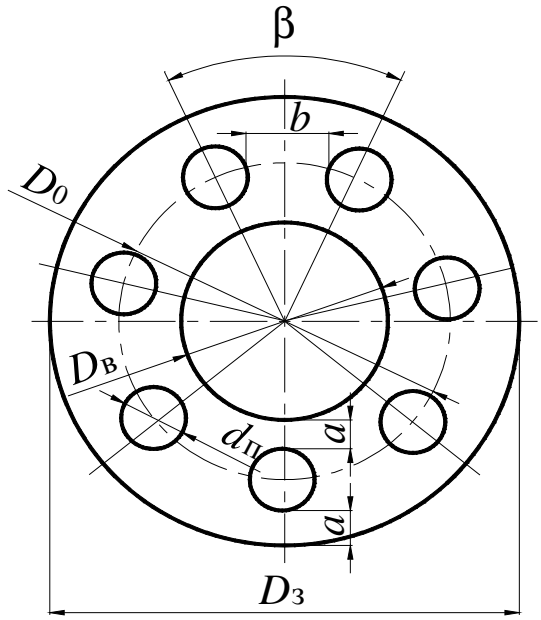


Рисунок 2 – Схема розміщення циліндрів уздовж кола діаметром D_0

1) Задаємося числом циліндрів z і кутом нахилу диска γ, град.

2) Визначаємо робочий об'єм одного циліндра $q_ц$, м^3:

$$q_ц = \frac{q}{z}. \tag{7}$$

3) Для обраного співвідношення

$$i = h_р / d_п,$$

де i – конструктивний параметр $(i = 0{,}5 \div 0{,}9)$, $h_р$ – робочий хід поршня, обчислюємо орієнтовний діаметр поршня $d_п$, м:

$$d_п = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot q_ц}{\pi \cdot i}}. \tag{8}$$

Округляємо значення $d_п$ до найближчого нормалізованого значення [4] й уточнюємо робочий хід поршня $h_р$, м:

$$h_{\text{р}} = \frac{4 \cdot q_{\text{ц}}}{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}. \qquad (9)$$

4) Знаходимо мінімальну довжину поршня $l_{\min}$, м:

$$l_{\min} = 3{,}2 \cdot d_{\text{п}}. \qquad (10)$$

5) Розраховуємо повну довжину поршня $L_{\text{п}}$, м:

$$L_{\text{п}} = 1{,}6 \cdot l_{\min}. \qquad (11)$$

6) Щоб розмістити циліндри по довжині кола діаметром D_0, необхідно виконати умову (рис. 2):

$$\frac{2\pi \cdot D_0}{z} \geq d_{\text{п}} + b. \qquad (12)$$

Тут $b = (5 \div 7) \cdot 10^{-3}$ м – мінімально допустима товщина стінок між сусідніми циліндрами.

a) Обчислюємо $D_0 = \dfrac{b + d_{\text{п}}}{\sin\left(\beta/2\right)}$, де $\beta = \dfrac{360°}{z}$ – центральний кут між поршнями.

З урахуванням зазору між башмаками (підп'ятниками) s (див. далі розд. 5, рис. 8) знайдене значення D_0 в подальшому може бути змінене.

b) Визначаємо повний (геометричний) хід поршня h, м:

$$h = D_0 \cdot tg\gamma. \qquad (13)$$

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНОК ВАЛА НАСОСА

Вали гідравлічних машин в основному призначені для передачі обертальних моментів і для підтримання тих деталей, завдяки яким вони сприймають і передають обертальний момент. Вали, що несуть на собі деталі, через які передається обертальний момент, сприймають від цих деталей навантаження, і тому такі вали працюють одночасно на вигин і крутіння, а також на розтягнення і стискання.

Основними умовами, яким повинна відповідати конструкція вала, є достатня міцність і жорсткість, яка забезпечує нормальну роботу зачеплень і підшипників та технологічність конструкції.

Для виготовлення валів гідравлічних машин в основному застосовують сталі 45, 50, 40Х.

1) Визначаємо орієнтовний діаметр приводного вала насоса $d_{\text{в}}$, м:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{0{,}2 \cdot [\tau]}}, \tag{14}$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння для обраного матеріалу вала насоса, для сталей рекомендовано $[\tau] = 20 \div 30$ МПа [1].

Знайдене значення $d_{\text{в}}$ округляємо до найближчого рекомендованого значення [4].

Оскільки приводний вал насоса навантажений тільки переданим крутним моментом, то перевірка вихідного вала здійснюється за допустимими напруженнями на крутіння при максимальному тиску, який розвиває насос, і напруженнями зминання.

2) Перевіряємо вихідний кінець вала та евольвентні шліци ведення ротора за допустимим напруженням на крутіння:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}^{\max}}{W} \le [\tau_{\text{кр}}], \tag{15}$$

де $M_{\text{кр}}^{\max}$ – переданий крутильний момент при максимальному тиску; W – момент опору в найбільш небезпечному перерізі вала насоса.

Якщо вал працює при змінних навантаженнях і його виготовленого зі сталі 40Х, допустимі напруження крутіння при HRC 46÷50 і HRC 37÷41 відповідно для знакозмінного (симетричного) виду навантаження із запасом міцності, що дорівнює 2, становлять: $[\tau_{\text{кр}}]' = 167$ МПа; $[\tau_{\text{кр}}]'' = 137$ МПа.

Для сталі 40ХНМА при $\text{НВ} = 240 \div 290$ $\sigma_{\text{т}} = 588$ МПа, $\sigma_{\text{вр}} = 784$ МПа і можна прийняти $[\tau_{\text{кр}}]' = 186$ МПа та $[\tau_{\text{кр}}]'' = 157$ МПа.

3) Перевірку шліцьового з’єднання (рис. 3) за напруженням зминання виконують за формулою [3]

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d_{\text{с}} \cdot z_1 \cdot h \cdot l \cdot \psi} \le [\sigma_{\text{зм}}], \tag{16}$$

де $M_{кр}$ – крутильний момент, Н·м; $d_с$ – середній діаметр шліцьового з'єднання, м; $d_с = 0{,}5(D + d)$; z_1 – число шліців; $z_1 = 6 \div 8$; h – висота поверхні контакту, м, $h = 0{,}5(D - d) - f_в - f_с$; l – довжина маточини; ψ – коефіцієнт, який ураховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами, $\psi = 0{,}7 \div 0{,}8$; $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання робочих поверхонь шліців: для нерухомого з'єднання з термічною обробкою зубів $[\sigma_{зм}] = 98 \div 137$ МПа і без термічної обробки $[\sigma_{зм}] = 59 \div 98$ МПа.

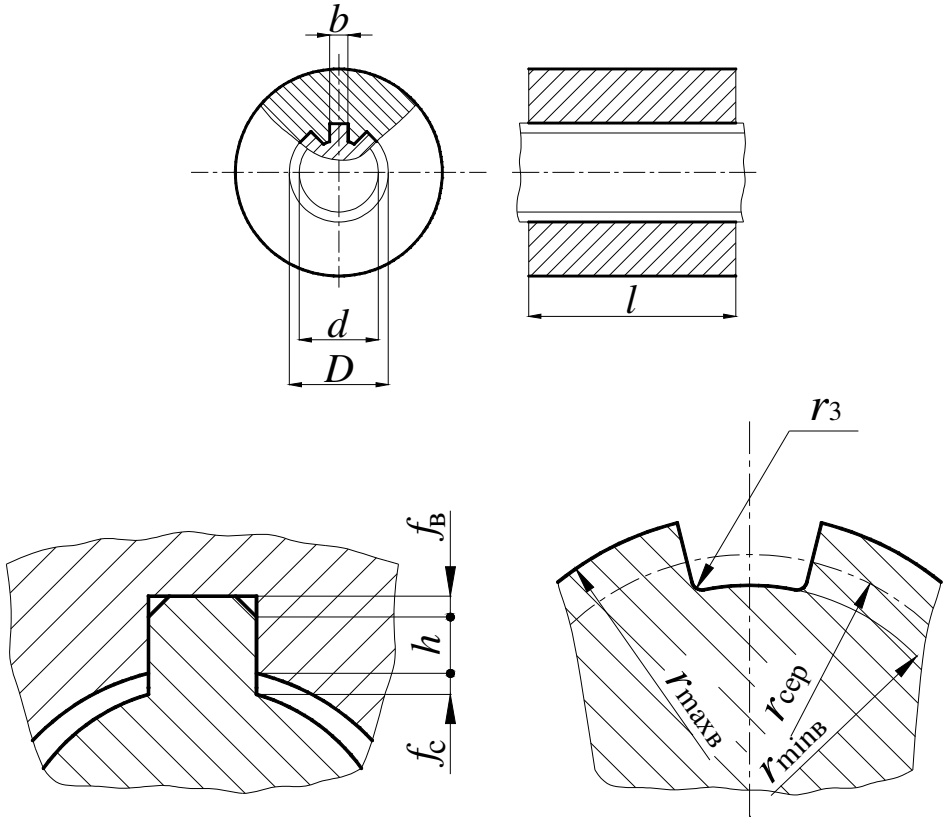


Рисунок 3 – Розрахункова схема шліцьового з'єднання вала з ротором

4) Шліци вала крізь втулку ротора передають крутильний момент на ротор і навпаки. Вважаємо, що під час роботи шліцьового з'єднання беруть участь тільки 75 % шліців.

Напруження в шліцьовому з'єднанні "ротор – вал" визначаємо з урахуванням концентрації напружень.

а) Знаходимо зусилля на одиницю довжини шліца P, Н/м^2:

$$P = \frac{M_{кр}^{max}}{r_{сер} \cdot l \cdot 0{,}75 \cdot z_1}, \qquad (17)$$

де $M_{кр}^{max}$ – максимальний крутильний момент, переданий шліцами; $r_{сер}$ – середній радіус шліцьового з'єднання; l – робоча довжина шліцьового з'єднання; z_1 – кількість шліців.

b) Обчислюємо напруження зминання в шліцах вала $\sigma_{зм}$, Н/м^2:

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{b_1}, \tag{18}$$

де $b_1 = r_{max\ в} - r_{min\ р}$ (тут $r_{max\ в}$ – зовнішній радіус шліців вала; $r_{min\ р}$ – внутрішній радіус шліців втулки ротора).

c) Розраховуємо напруження вигину $\sigma_в$, Н/м^2:

$$\sigma_в = \frac{M_{зг}}{W}, \tag{19}$$

де $M_{зг} = P \cdot (r_{сер} - r_{min\ в})$ – момент згинання; $W = \frac{(h - 2 \cdot r_3)}{6}$ (тут h – крок зачеплення; r_3 – радіус закруглення западин).

d) Знаходимо напруження на зріз $\tau_{зр}$, Н/м^2:

$$\tau_{зр} = \frac{P}{(h - 2 \cdot r_3)}. \tag{20}$$

e) Визначаємо напруження крутіння $\tau_{кр}$, Н/м^2:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_п}, \tag{21}$$

де $W_п$ – полярний момент опору. Оскільки переріз шліцьового вала має складну конфігурацію, то $W_п$ підраховується приблизно:

$$W_п = \frac{\pi \cdot (2 \cdot r_{сер})^4}{32 \cdot r_{min\ в}}.$$

f) Обчислюємо сумарне напруження $\sigma_{сум}$, Н/м^2:

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\sigma_в^2 + 3 \cdot (\tau_{зр} + \tau_{кр})^2}. \tag{22}$$

g) Знаходимо сумарне напруження з урахуванням концентрації напружень на шліцах вала $\sigma_{сум}^{повн}$, Н/м^2:

$$\sigma_{\text{сум}}^{\text{повн}} = \sqrt{k_{\text{в}} \cdot \sigma_{\text{в}}^2 + 3 \cdot \left(\tau_{\text{зр}} + k_{\text{кр}} \cdot \tau_{\text{кр}}\right)^2}\,, \tag{23}$$

де $k_{\text{в}}$ – коефіцієнти концентрації під час вигину; $k_{\text{кр}}$ – коефіцієнт концентрації під час крутіння.

5) Виконуємо розрахунок напруження на втулці ротора.

a) Спочатку визначаємо напруження на зріз $\tau_{\text{зр}}$, Н/м^2:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{P}{(h - S_e)}, \tag{24}$$

де S_e – ширина зуба по колу з радіусом $r_{\max\ \text{р}}$.

b) Обчислюємо напруження на крутіння $\tau_{\text{кр}}$, Н/м^2:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{пк}}}, \tag{25}$$

де $W_{\text{пк}} = \dfrac{\pi \cdot (2 \cdot R_1)^4}{32 \cdot R_1} \cdot \left[1 - \left(\dfrac{r_{\text{сер}}}{R_1}\right)^4\right]$, R_1 – зовнішній радіус втулки ротора.

c) Розраховуємо напруження вигину $\sigma_{\text{в}}$, Н/м^2:

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W}, \tag{26}$$

де $W = \dfrac{(h - S_e)^2}{6}$.

d) Знаходимо сумарне напруження на втулці ротора з урахуванням концентрації напружень $\sigma_{\text{сум}}^{\text{повн}}$, Н/м^2:

$$\sigma_{\text{сум}}^{\text{повн}} = \sqrt{k_{\text{в}} \cdot \sigma_{\text{в}}^2 + 3 \cdot \left(\tau_{\text{зр}} + k_{\text{кр}} \cdot \tau_{\text{кр}}\right)^2}\,, \tag{27}$$

4. РОЗРАХУНОК ПОРШНЯ НА МІЦНІСТЬ

Небезпечним перерізом поршня є його шийка (рис. 4).

1) Визначаємо напруження стиснення $\sigma_{\text{ст}}$, Па:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{4N}{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}, \tag{28}$$

де N – зусилля, що діє на поршень уздовж його осі при такті нагнітання, Н; $d_{ш} \approx 0{,}7 d_{п}$ – діаметр шийки поршня, м.

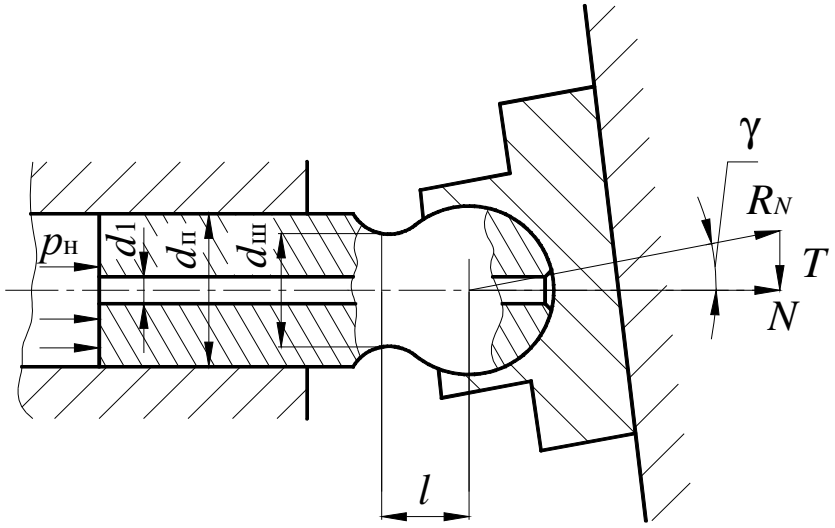


Рисунок 4 – Розрахункова схема поршня

2) Обчислюємо напруження вигину $\sigma_{в}$, Па:

$$\sigma_{в} = \frac{M_{зг}}{0{,}1 \cdot d_{ш}^{3}}, \tag{29}$$

де $M_{зг} = N \cdot \ell \cdot \sin\gamma \cdot \cos\gamma$ – згинальний момент, Н·м; ℓ – плече сили, що згинає поршень у шийці, м; γ – кут нахилу упорного диска.

3) Знаходимо сумарне напруження $\sigma_{\sum}$, Па:

$$\sigma_{\sum} = \sigma_{в} + \sigma_{ст} < [\sigma], \tag{30}$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження, $[\sigma] = \frac{\sigma_{т}}{n}$ (тут $\sigma_{т}$ – напруження плинності, n – запас міцності за плинністю для матеріалу поршня).

Для виготовлення поршня рекомендовано матеріал сталь ШХ-15 або сталь 45.

5. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ БЛОКА ЦИЛІНДРІВ І ВУЗЛА, ЯКИЙ ГОЙДАЄТЬСЯ

Конструкція блока циліндрів мало залежить від типу аксіально-поршневого насоса. Основними розмірами блока (рис. 5) є діаметр цилінд-

ра $d_{ц}$, діаметр кола розташування центрів (поршнів) D_0, діаметр внутрішньої розточки $D_{вн}$, зовнішній діаметр блока $D_{з.б}$, кутовий крок розташування циліндрів β, довжина циліндрів $L_{ц}$ і висота блока H.

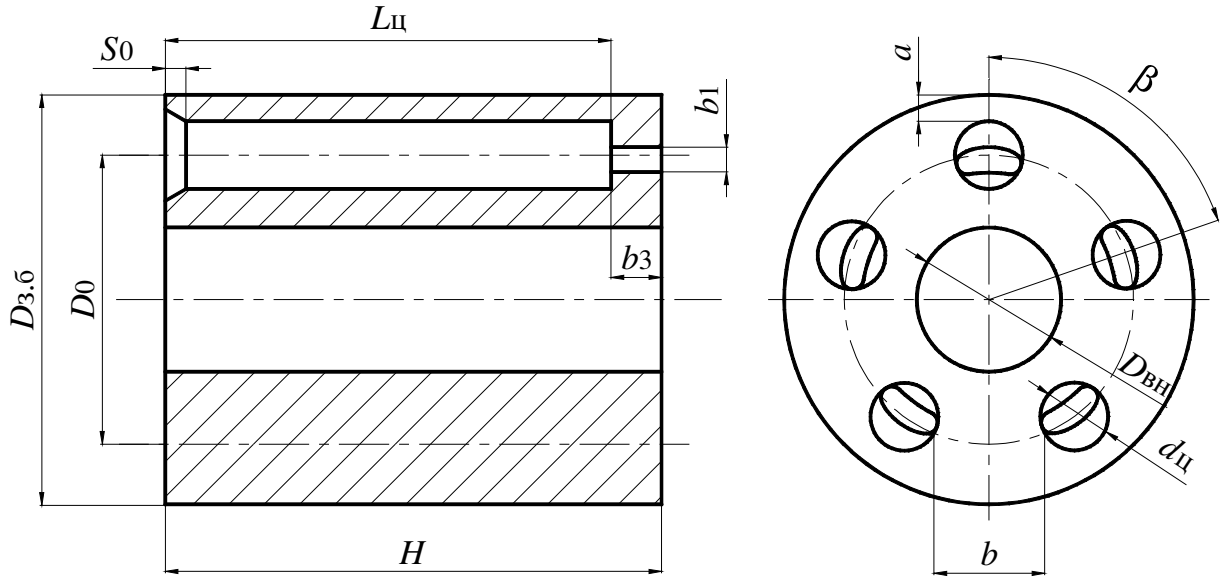


Рисунок 5 – Розрахункова схема блока циліндрів

Вихідними даними для розрахунку блока є робочий об'єм насоса q, число циліндрів (поршнів) z, тиск нагнітання $p_{н}$, кут нахилу γ (для насосів з похилим блоком).

1) Визначаємо зовнішній діаметр блока циліндрів:

$$D_{з.б} = D_0 + d_{п} + 2a, \tag{31}$$

де $a = 0{,}2d_{п}$.

2) Розраховуємо довжину циліндра:

$$L_{ц} = s_0 + L_{зак} + \delta_{ц}, \tag{32}$$

де $s_0 = 0{,}15d_{п}$ – ширина фаски, м; $L_{зак}$ – довжина закладання поршня, яка залежить від типу насоса, для машин з силовим (несиловим) карданом, м; $L_{зак} = (1{,}2 \div 1{,}6) \cdot d_{п}$ і для решти $L_{зак} = (1{,}6 \div 2{,}1) \cdot d_{п}$; запас $\delta_{ц} = (0{,}1 \div 0{,}2) \cdot 10^{-3}$ м.

3) Знаходимо висоту блока циліндрів H, м:

$$H = L_{ц} + b_3, \tag{33}$$

де b_3 – товщина днища циліндра вибирається конструктивно, $b_3 \approx 15 \cdot 10^{-3}$ м.

4) Розмір вікон у днищі циліндра (рис. 6) вибираємо таким, щоб найбільша швидкість робочої рідини при повністю відкритих вікнах нагнітання не перевищувала $7{,}5 \div 8$ м/с (для нерегульованих насосів). Вікна мають подовжену зігнуту форму. Ширина їх b_1 дорівнює ширині c вікон a і b у розподільному диску, а довжина t – діаметру циліндра: $t \approx d_ц$. Ширину c розподільних вікон (див. далі розд. 8, рис. 11) вибирають такою, щоб дорівнювала $0{,}5 d_п$, тобто $c = 0{,}5 d_п$.

Усі розміри блока уточнюють при конструктивній проробці на кресленні.

Блок циліндрів, який рекомендовано виготовляти зі сталі типу 12ХН3А, 12ХНВА, ШХ-15, 20Х та 40Х або бронзи ОСН-2-3, СУН-7-2, повинен розраховуватись на міцність і жорсткість.

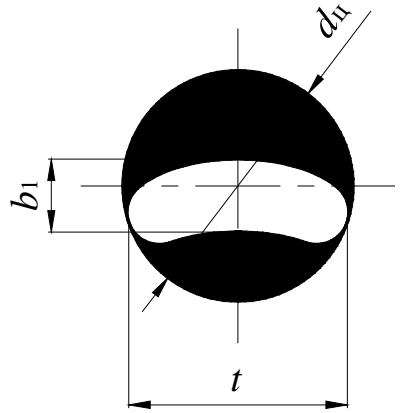


Рисунок 6 – Схема до розрахунку вікна в днищі блока циліндрів

Позначимо через A відношення $(2a + d_п)/d_п$, тобто

$$A = \frac{2a + d_п}{d_п}.$$

5) З умови міцності знаходимо:

$$A_1 = \sqrt{\frac{[\sigma] + p_р}{[\sigma] - p_р}}, \tag{34}$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження для матеріалу блока циліндрів, Па; $p_р = (1{,}2 \div 1{,}6) \cdot p_{max}$ – розрахунковий тиск усередині блока циліндрів, Па.

6) З умови жорсткості обчислюємо:

$$A_2 = \sqrt{\frac{[\Delta]\cdot E + d_{\text{п}}\cdot p_{\text{р}}\cdot(1-\mu)}{[\Delta]\cdot E - d_{\text{п}}\cdot p_{\text{р}}\cdot(1+\mu)}}, \tag{35}$$

де $[\Delta]$ – допустима деформація для блока циліндрів (для сталі $[\Delta] = 8$ мк); E – модуль поздовжньої пружності (для сталі $E = 2{,}1\cdot 10^5$ МПа), μ – коефіцієнт Пуассона (для сталі $\mu = 0{,}3$).

7) З умови $A_1 \le A \ge A_2$ приймаємо значення A.

8) Визначаємо $a_{\min}$ – мінімальну товщину стінки циліндра (див. рис. 2):

$$a_{\min} = \frac{d_{\text{п}}\cdot(A-1)}{2}. \tag{36}$$

Остаточне значення a приймаємо таким, щоб внутрішній діаметр розточення $D_{\text{вн}}$ (див. рис. 5) був більшим за попередньо розрахований діаметр приводного вала з урахуванням зовнішнього діаметра пружини, тобто

$$D_{\text{вн}} > D_{\text{пр}}. \tag{37}$$

Водночас

$$D_{\text{вн}} = D_0 - (d_{\text{п}} + 2a). \tag{38}$$

9) Знаходимо діаметр отвору в притискному диску під зовнішній діаметр шийки кільцевої опори d_5, м. З рис. 7 випливає, що

$$d_5 = d_{\text{ш}} + 2\cdot(\varepsilon_{\max} + \delta_{\min}), \tag{39}$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр шийки кільцевої опори, м (призначаємо конструктивно); $\delta_{\min} = (0{,}5 \div 1{,}5)\cdot 10^{-3}$ м – мінімальне перекриття отвору в притискному диску кільцевої опори; $\varepsilon_{\max} = \dfrac{D_0\cdot(1-\cos\gamma)}{4\cdot\cos\gamma}$ – зсув центра кільцевої опори щодо центра отвору в притискному диску, м.

10) Обчислюємо зовнішній діаметр кільцевої опори (підп'ятника) d_4, м:

$$d_4 = d_5 + 2\cdot(\varepsilon_{\max} + b_{\min}), \tag{40}$$

де $b_{\min}$ – мінімальне перекриття отвору в притискному диску кільцевої опори, $b_{\min} = (1{,}5 \div 2{,}5)\cdot 10^{-3}$ м.

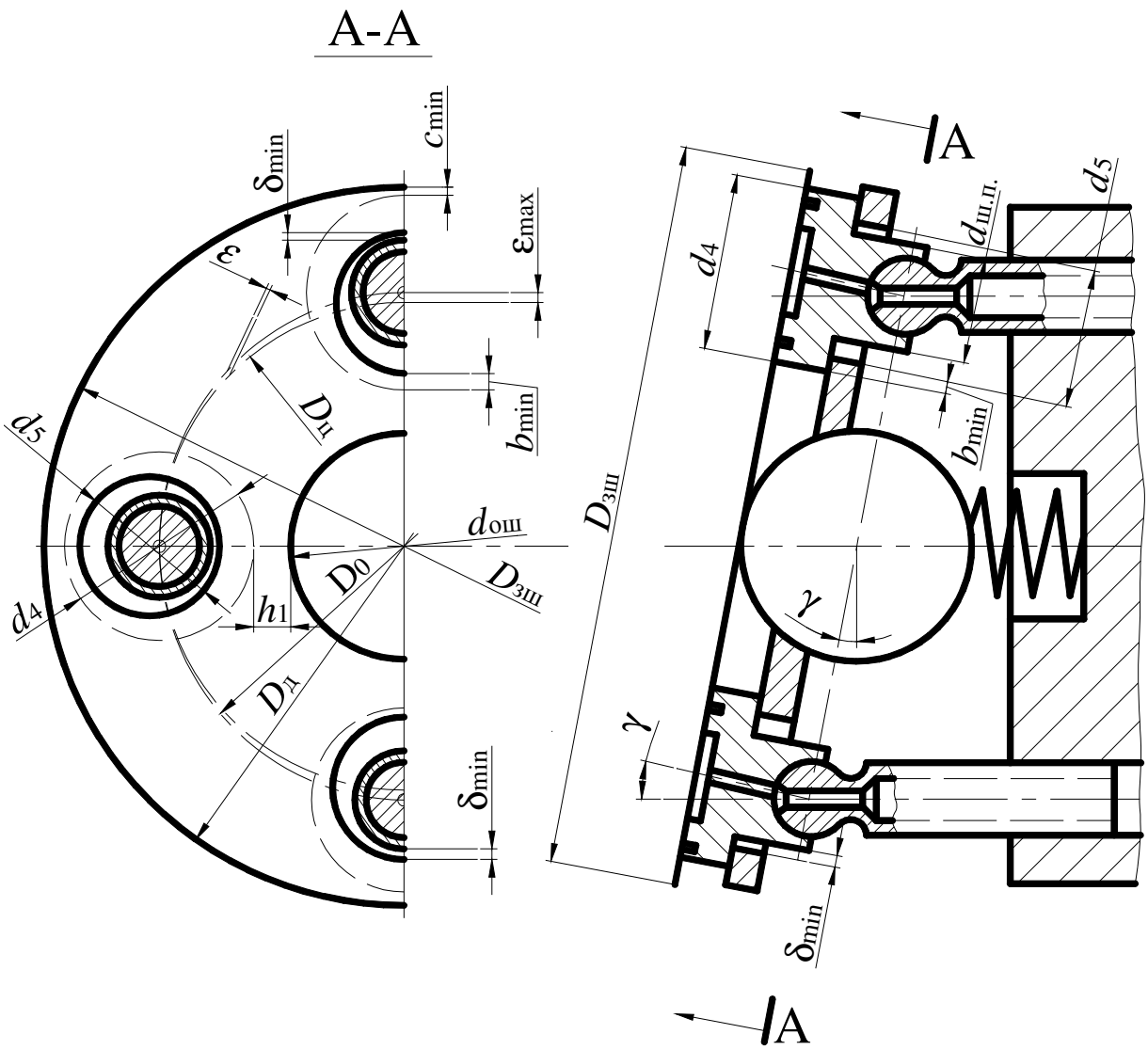


Рисунок 7 – Кінематична схема насоса з кільцевими гідростатичними опорами і похилим диском

11) Розраховуємо діаметр кола $D_ц$, м, на якому розташовані центри отворів під кільцеві опори в притискному диску:

$$D_ц = \frac{D_0}{2} \cdot \frac{1+\cos\gamma}{\cos\gamma}. \quad (41)$$

12) Визначаємо зовнішній діаметр притискного (упорного) диска $D_д$, м:

$$D_д = \frac{D_0}{\cos\gamma} + d_4 + 2 \cdot c_{min}, \quad (42)$$

де $c_{\min} = (0{,}5 \div 1{,}5) \cdot 10^{-3}$ м – мінімальна відстань від краю кільцевої опори до краю притискного диска.

13) Зовнішній діаметр похилої шайби $D_{зш}$, м:

$$D_{зш} \approx D_{д}. \tag{43}$$

14) Діаметр отвору в похилій шайбі $d_{о.ш}$, м:

$$d_{о.ш} \le D_0 - d_4 - 2 \cdot h_1, \tag{44}$$

де $h_1 = (0{,}5 \div 1{,}5) \cdot 10^{-3}$ м – мінімальна відстань від краю кільцевої опори, що перетинає меншу вісь еліптичної траєкторії, до краю отвору.

15) Уточнюємо визначене раніше значення D_0:

$$D_0 = \frac{d_4 + s}{\sin\frac{\beta}{2}}, \tag{45}$$

де $s = (1{,}5 \div 2{,}5) \cdot 10^{-3}$ м – відстань між підп'ятниками поршнів (рис. 8); $\beta = \frac{2\pi}{z}$ – центральний кут між поршнями.

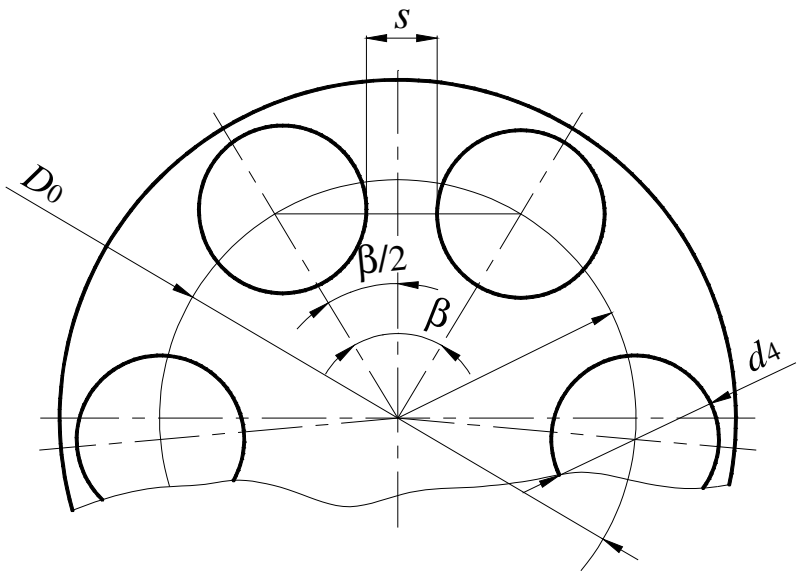


Рисунок 8 – Схема розміщення кільцевих опор на площині похилої шайби при $\gamma = 0$

6. РОЗРАХУНОК ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРУЖИНИ

Центральна пружина (рис. 9) призначена для притиснення натискного диска через сферичну опору до підп'ятників й утримання їх на поверхні похилої шайби.

Зусилля пружини, а також повна сила, яка виникає при роботі насоса, сприймається замками, розташованими в проточках вала, стопорними і притискними кільцями.

Основними геометричними параметрами гвинтової пружини із дроту круглого поперечного перерізу є: діаметр дроту $d_{\text{др}}$; зовнішній діаметр пружини $D_{\text{з.п}}$; середній діаметр пружини $D_{\text{с.п}}$; індекс пружини $c = D_{\text{с.п}} / d_{\text{др}}$; крок пружини t_1; кут підйому витків α; довжина розгорнутої пружини H_0.

Для виготовлення пружин рекомендовано дріт зі сталі: високовуглецевої 6Г, 70, 7Г, марганцевистої 65Г, 55ГС, кремнистої 55С2, 60С2, 60С2А, 70С3А, хромомарганцевистої 50ХГ, хромованадієвої 50ХФА та ін.

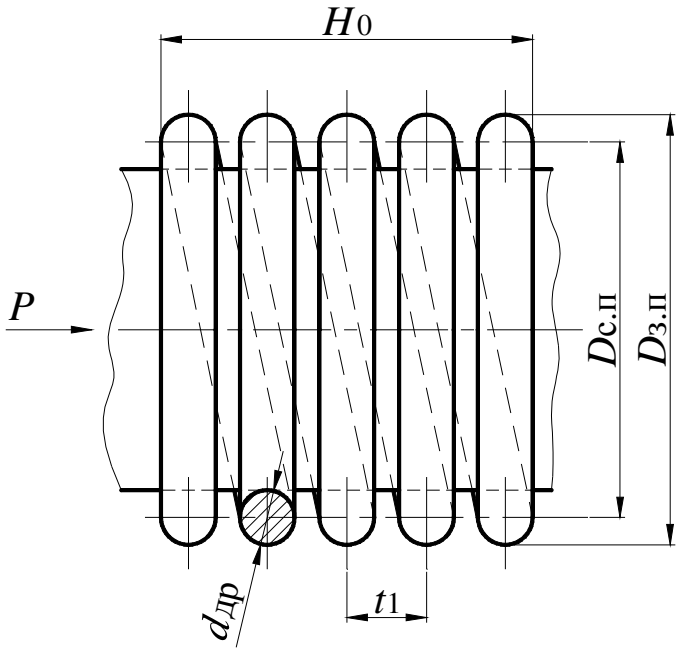


Рисунок 9 – Центральна циліндрична пружина

Зусилля пружини $R_{\text{пруж}}$ повинно бути таким, щоб було забезпечено

постійне притискання кільцевих опор до площини похилої шайби (див. рис. 7). Визначається воно за виразом

$$R_{\text{пруж}} = \sum R_{i\ \max} + \sum R_1 + \sum R_2 + \sum R_3 + \sum R_4 , \qquad (46)$$

де $\sum R_{i\ \max}$ – сумарна максимальна сила інерції поршнів і кільцевих опор (підп'ятників); $\sum R_1$ – сумарне зусилля, що притискає $\frac{z+1}{2}$ поршнів, з'єднаних з порожниною усмоктування, до площини похилої шайби (сила для подолання відцентрових моментів підп'ятників щодо сфери плунжера); $\sum R_2$ – сумарне зусилля, необхідне для переміщення $\frac{z+1}{2}$ поршнів, з'єднаних з порожниною усмоктування; $\sum R_3$ – сумарне зусилля, потрібне для створення ущільнення між торцями кільцевих опор і площиною похилої шайби; $\sum R_4$ – сумарна сила тертя $\frac{z+1}{2}$ поршнів, що здійснюють хід усмоктування.

1) Знаходимо сумарну максимальну силу інерції поршнів і кільцевих опор (підп'ятників) $\sum R_{i\ \max}$, Н:

$$\sum R_{i\ \max} = \xi \cdot \omega^2 \cdot \frac{D_0}{2} \cdot \text{tg}\gamma \cdot \left(m_{\text{п}} + m_{\text{підп}}\right), \qquad (47)$$

де ω – частота обертання, об/с; $m_{\text{п}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} \cdot l_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{ст}}$ – маса поршня, кг; $m_{\text{підп}} = \left(\frac{\pi d_4^2}{4} \cdot l_4 + \frac{\pi d_{\text{ш.п}}^2}{4} \cdot l_{\text{ш.п}} - 0{,}7 \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{\text{с.п}}^3 \right) \cdot \rho_{\text{бр}}$ – маса підп'ятника, кг (див. розд. 7, рис. 10); ξ – коефіцієнт, що залежить від числа поршнів (табл. 1).

Таблиця 1 – Залежність коефіцієнта ξ від числа поршнів z

z	ξ	z	ξ
5	1,62	11	3,5
7	2,24	13	4,14
9	2,88	15	4,78

Тут густина сталі $\rho_{ст} = 7850$ кг/м^3, а густина бронзи $\rho_{бр} = 8760$ кг/м^3.

2) Визначаємо $\sum R_1$, Н:

$$\sum R_1 = R_1 \cdot \frac{z+1}{2}, \tag{48}$$

де $R_1 = \dfrac{2 \cdot m_{підп} \cdot \dfrac{D_0}{2} \cdot \omega^2 \cdot l}{d_4 \cdot \cos\gamma}$ – зусилля пружини, необхідне для подолання відцентрового моменту підп'ятника щодо сфери плунжера, Н; l – відстань від центра ваги кільцевої опори до центра сферичної головки поршня, м (див. розд. 7, рис. 10).

3) Обчислюємо $\sum R_2$, Н:

$$\sum R_2 = p_в \cdot f_п \cdot \frac{z+1}{2}, \tag{49}$$

де $p_в \approx 0{,}05$ МПа – розрідження в усмоктувальному патрубку насоса.

4) Розраховуємо $\sum R_3$, Н:

$$\sum R_3 = R_3 \cdot \frac{z+1}{2}, \tag{50}$$

де $R_3 = f_{оп} \cdot \sigma_в / \cos\gamma$ – зусилля, потрібне для створення ущільнення між торцем кільцевої опори і площиною похилої шайби; $f_{оп}$ – площа торцевої поверхні кільцевої опори; $\sigma_в = 0{,}08 \div 0{,}1$ МПа – питомий тиск на поверхні ковзання, необхідний для створення ущільнення, що перешкоджає засмоктуванню повітря крізь стик між кільцевою опорою й похилим диском.

5) Визначаємо $\sum R_4$, Н:

$$\sum R_4 = k_{тр} \cdot \left(R_3 \cdot \mathrm{tg}\gamma + m_п \cdot \frac{D_0}{2} \cdot \omega^2 \right) \cdot \frac{z+1}{2}, \tag{51}$$

де $k_{тр} = 0{,}15$ – коефіцієнт тертя для сталевого поршня, що працює в бронзовій втулці ротора.

6) За залежністю (46) обчислюємо $R_{пруж}$, Н.

7) Оскільки в наведеному розрахунку пружини було прийнято, що сили R_i, R_2, R_4 діють уздовж осі вала й момент, створюваний парами цих

сил, який прагне стиснути пружину, не враховувався, то до визначеного значення $R_{\text{пруж}}$ варто додати величину

$$\Delta R_{\text{пруж}} = 0{,}15 \cdot \left(\sum R_{i\max} + \sum R_2 + \sum R_4 \right). \tag{52}$$

8) Знаходимо остаточне значення зусилля пружини:

$$\sum R_{\text{пруж}} = R_{\text{пруж}} + \Delta R_{\text{пруж}} . \tag{53}$$

Подальший розрахунок пружини здійснюється за загальноприйнятою методикою розрахунку статично навантаженої пружини [1].

9) Конструктивно задаємось: зовнішнім діаметром пружини $D_{\text{з.п}}$; діаметром дроту, з якого виготовлена пружина, $d_{\text{др}}$; числом робочих витків i; повним числом витків i_0; обираємо матеріал пружини і виконуємо подальший розрахунок пружини:

a) Визначаємо індекс пружини:

$$c = \frac{D_{\text{с.п}}}{d_{\text{др}}}, \tag{54}$$

де $D_{\text{с.п}} = D_{\text{з.п}} - d_{\text{др}}$ – середній діаметр пружини, м.

b) Знаходимо допустиме зусилля $P_{\text{доп}}$, яке розвиває пружина, Н:

$$P_{\text{доп}} = \frac{\tau_{\text{доп}} \cdot \pi \cdot d_{\text{др}}^{\ 3}}{8 \cdot k \cdot D_{\text{с.п}}}, \tag{55}$$

де $\tau_{\text{доп}}$ – допустиме тангенціальне напруження у витках пружини [1]; $k = \dfrac{4c+2}{4c-3}$ – коефіцієнт, що враховує кривизну витків.

c) Розраховуємо деформацію одного витка пружини λ', м/Н, під дією сили, що дорівнює 0,1 МПа:

$$\lambda' = \frac{8c^3}{G \cdot d_{\text{др}}}, \tag{56}$$

де G – модуль пружності другого роду матеріалу пружини, $G = 79{,}38 \cdot 10^3$ МПа.

d) Обчислюємо деформацію пружини λ, м:

$$\lambda = \lambda' \cdot P_{\text{доп}} \cdot i . \tag{57}$$

e) Знаходимо крок пружини в ненавантаженому стані t, м:

$$t = d_{\text{др}} + \frac{\lambda}{i} + 0{,}1 \cdot d_{\text{др}}. \quad (58)$$

f) Довжина пружини H_d, стиснутої до стискання витків, м:

$$H_d = (i_0 - 0{,}5) \cdot d_{\text{др}}. \quad (59)$$

g) Довжина ненавантаженої пружини H_0, м:

$$H_0 = H_d + i \cdot (t - d_{\text{др}}). \quad (60)$$

h) Деформація пружини $\lambda_{\text{роб}}$, м, під дією сили $\sum R_{\text{пруж}}$:

$$\lambda_{\text{роб}} = \frac{\lambda}{P_{\text{доп}}} \cdot \sum R_{\text{пруж}}. \quad (61)$$

i) Робоча довжина пружини $H_{\text{роб}}$, м:

$$H_{\text{роб}} = H_0 - \lambda_{\text{роб}}. \quad (62)$$

7. РОЗРАХУНОК СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ПІДП'ЯТНИК

Розрахунок підп'ятників (кільцевих опор) виконують виходячи з того, що в статичних умовах опори знаходяться в рівновазі під дією зусилля гідростатичного притискання, зусилля центральної пружини і зусилля від тиску кільцевої опори.

1) Визначаємо силу R_N, що притискає підп'ятник до похилого диска, Н (рис. 10, див. рис.4):

$$R_N = N \cdot \cos\gamma, \quad (63)$$

де $N = p_{\text{н}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_{\text{п}}^2 - d_1^2\right)$ – сила від тиску робочої рідини на днище поршня; $d_1 = (1{,}5 \div 2{,}5) \cdot 10^{-3}$ м – діаметр свердління в поршні.

2) Обчислюємо силу $R_{\text{відт}}$, що відтискає підп'ятник від похилого диска, Н:

$$R_{\text{відт}} = (0{,}8 \div 0{,}9) \cdot R_N. \quad (64)$$

3) За знайденим значенням $R_{\text{відт}}$ та раніше визначеним значенням d_4, використовуючи залежність

$$R_{\text{відт}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot \pi}{2} \left(\frac{\left(\frac{d_4}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_3}{2}\right)^2}{\ln \frac{d_4}{d_3}} \right), \tag{65}$$

і задаючись співвідношенням d_4/d_3, знаходимо d_3, м.

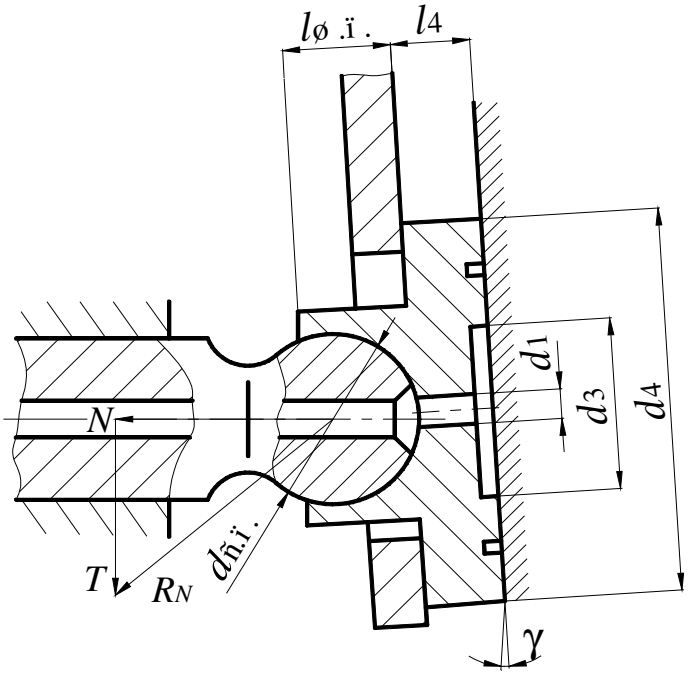


Рисунок 10 – Розрахункова схема опори (підп’ятника)

4) Розраховуємо питомий тиск на торцевій поверхні кільцевої опори під час ходу нагнітання $q_{\text{т}}$, Па:

$$q_{\text{т}} = \frac{R_N - R_{\text{відт}} + R_{\text{ін}} + R_{\text{пруж}_1}}{F_{\text{прит}}} \le [q_{\text{т}}], \tag{66}$$

де $R_{\text{ін}}$ – сила інерції поршня і підп’ятника; $R_{\text{пруж}_1}$ – зусилля пружини, що припадає на один підп’ятник; $F_{\text{прит}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_4^2 - d_3^2\right)$ – площа притиску підп’ятника; $[q_{\text{т}}]$ – допустимий питомий тиск при ковзанні бронзи по сталі.

Для бронзової опори, що ковзає по сталевій загартованій поверхні похилої шайби, $[q_{\text{т}}] = 0{,}25 \div 0{,}30$ МПа.

8. РОЗРАХУНОК ТОРЦЕВОГО РОЗПОДІЛЬНИКА

У більшості конструкцій аксіальних роторно-поршневих насосів застосовується торцевий розподіл, який реалізується за допомогою двох серпоподібних вікон *a* і *b*, виконаних на упорно-розподільному диску (рис. 11), з якими почергово з'єднуються при коловому русі циліндри через отвори в своїх днищах. Ці вікна з'єднані каналами з відповідними порожнинами (нагнітання й усмоктування) насоса. Опорні торцеві поверхні розподільного диска виготовляються плоскими, а інколи сферичними.

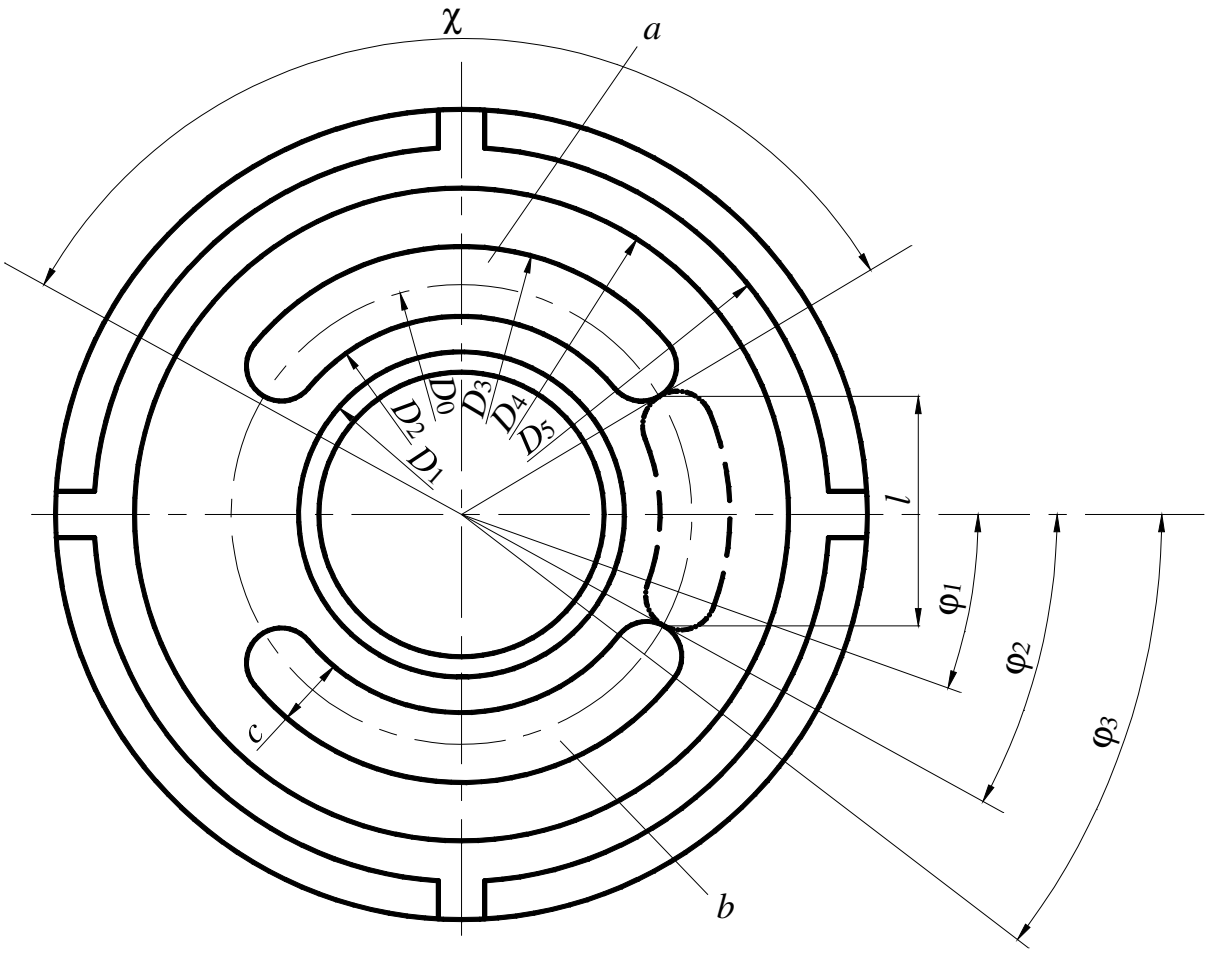


Рисунок 11 – Геометрія розподільного диска

Геометричну форму розподільника вибирають так, щоб при всіх положеннях блока нагнітальні вікна герметично відокремлювались від усмоктувальних і кожен із циліндрів міг бути з'єднаний тільки з одним з них [6].

Для виготовлення торцевого розподільника використовують бронзу типу БрАЖ9-4, БрОФ10-1 або БрОСН-10-2-3.

Тепер в основному застосовуються конструкції розподільників без занижених частин, ширина площадок (перерізів) якого знаходяться в таких границях (рис. 12): $\frac{D_6 - D_5}{2} = (3 \div 8) \cdot 10^{-3}$ м; $\frac{D_4 - D_3}{2} = (1{,}5 \div 5) \cdot 10^{-3}$ м; $\frac{D_2 - D_1}{2} = (1{,}5 \div 5) \cdot 10^{-3}$ м.

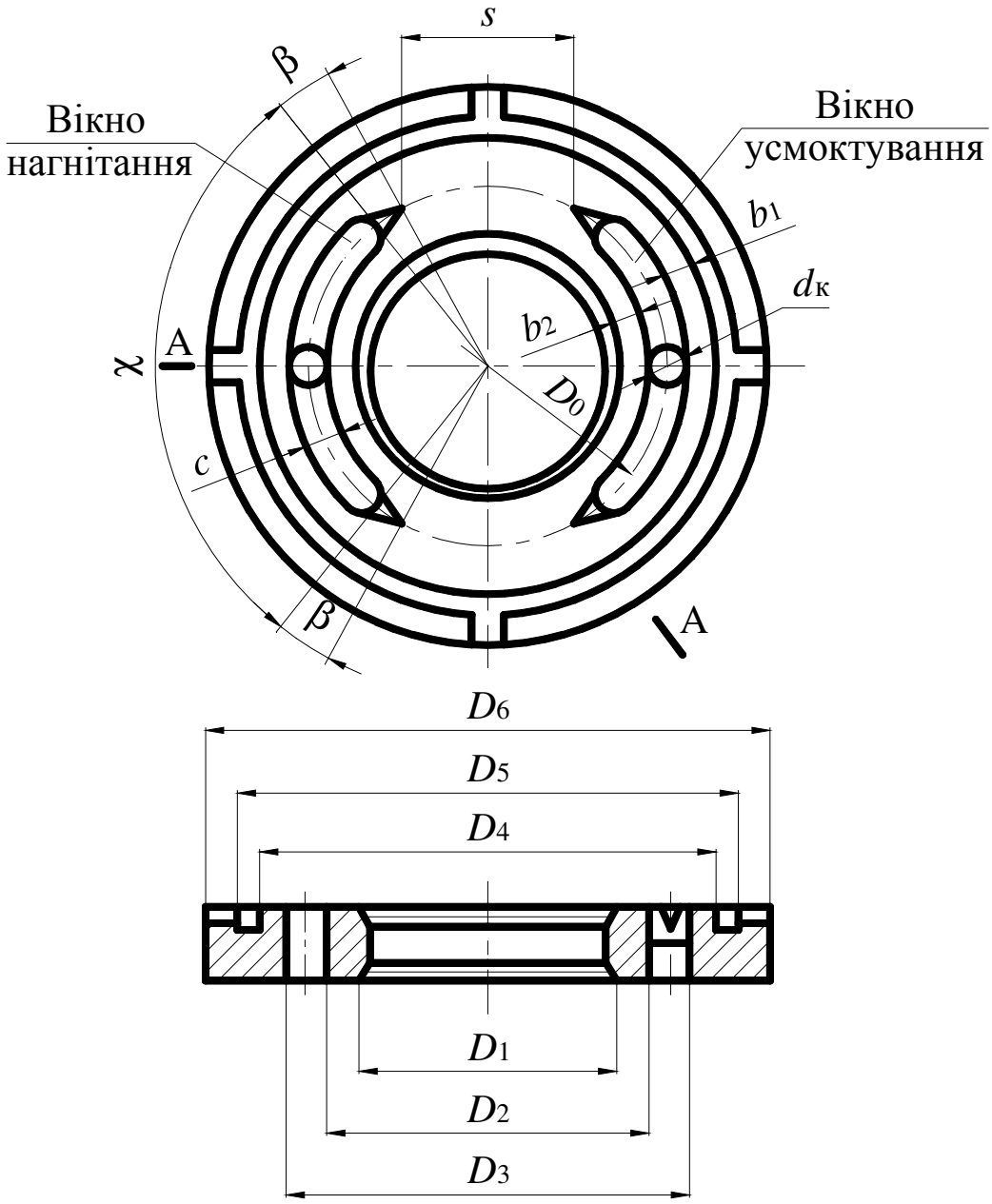


Рисунок 12 – Торцевий розподільник

1) Беручи до уваги наведене вище та з урахуванням визначеного раніше D_0 і ширини розподільних вікон $c = 0{,}5d_{\text{п}}$, знаходимо значення D_1, D_2, D_3, D_4 і D_5.

2) Визначаємо площу вікна в блоці циліндрів (роторі) $f_{\text{в.р}}$, м^2 (рис. 13, див. рис. 11):

$$f_{\text{в.р}} = \frac{\pi \cdot \left[\left(\frac{D_3}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 \right] \cdot 2\varphi_1}{360°} + \frac{\pi \cdot (D_3 - D_2)^2}{16}. \qquad (67)$$

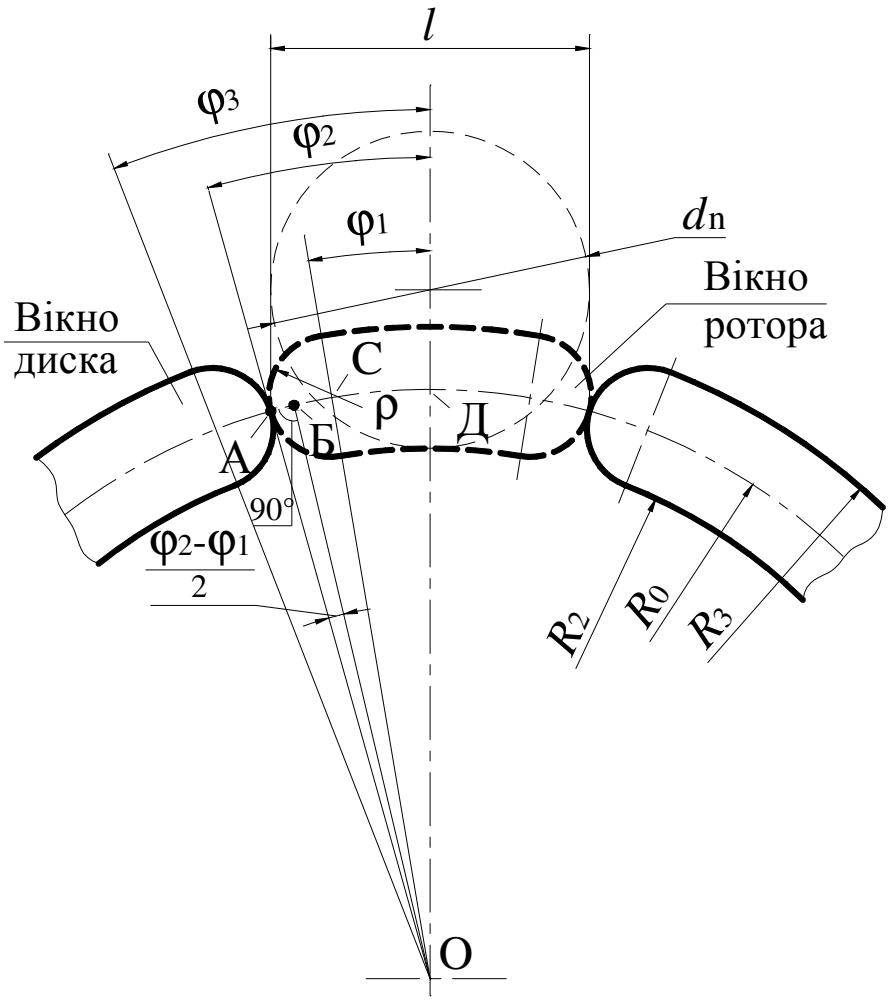


Рисунок 13 – Елементи розподільної пари насоса

3) Розраховуємо площу вікон усмоктування і нагнітання у розподільному диску $f_{\text{в.д}}$, м^2:

$$f_{\text{в.д}} = \frac{\pi \cdot \left[\left(\frac{D_3}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 \right]}{360°} \cdot (180 - 2 \cdot \varphi_3) + \frac{\pi \cdot (D_3 - D_2)^2}{4}. \qquad (68)$$

4) Значення кутів φ_1, φ_2, φ_3 (див. рис. 13) для виконання зазначених вікон обчислюють зі співвідношень:

з трикутника АОБ

$$\sin\left(\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2} \right) = \frac{R_3 - R_2}{4 \cdot R_0}; \qquad (69)$$

з трикутника СОД

$$\sin\varphi_1 = \frac{\frac{\ell}{2} - \left(\frac{R_3 - R_2}{2} \right)}{R_0}. \qquad (70)$$

Звідси знаходимо значення кута φ_1. У той же час

$$\varphi_2 = \varphi_1 + (\varphi_2 - \varphi_1),$$

а

$$\varphi_3 = \varphi_1 + 2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_1),$$

де значення $(\varphi_2 - \varphi_1)$ визначимо із залежності (69).

5) Обчислюємо максимальну швидкість течії робочої рідини у вікнах ротора $v_{\text{в.р}}$, м/с:

$$v_{\text{в.р}} = v_{\text{п max}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4 \cdot f_{\text{в.р}}} \le 6, \qquad (71)$$

де $v_{\text{п max}} = \omega \cdot R_0 \cdot \text{tg}\gamma$ – максимальна швидкість поршня, м/с.

Необхідно забезпечити $v_{\text{п max}} \le 3$ м/с.

6) Розраховуємо максимальну швидкість течії робочої рідини у вікнах розподільного диска $v_{\text{в.д}}$, м/с:

$$v_{\text{в.д}} = \frac{Q_{\text{т}}}{f_{\text{в.д}}} \le 4{,}5. \qquad (72)$$

7) Якщо в конструкції розподільного вузла закладені “вусики” (див. рис. 12), то

$$f_{\text{в}} = \frac{\pi \cdot D_0}{2} \cdot \frac{x°}{180°} \cdot s_1 + 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_0}{2} \cdot \frac{\beta°}{180°} \cdot s_2, \qquad (73)$$

де $\beta° \approx \left(1/3\right) \cdot x°$; $s_2 = (1 \div 2) \cdot 10^{-3}$ – ширина “вусиків”, м.

8) Визначаємо ширину ущільнювальних перемичок (див. рис.12): $b_1 = b_2 = 0{,}125 \cdot d_{\text{п}}$.

З урахуванням зносу цих перемичок, який зумовлений відміною їх колових швидкостей, можна вважати

$$b_2 = 0{,}8 b_1 .$$

9) Знаходимо силу $R_{\text{прит}}$, що притискає ротор до розподільного диска, Н (рис. 14):

$$R_{\text{прит}} = p_{\text{н}} \cdot f_{\text{п}} \cdot z_{\min}, \qquad (74)$$

де $f_{\text{п}}$ – площа поршня; $z_{\min} = \frac{z-1}{2}$ – мінімальне число поршнів, постійно з’єднаних з порожниною нагнітання; z – загальне число поршнів.

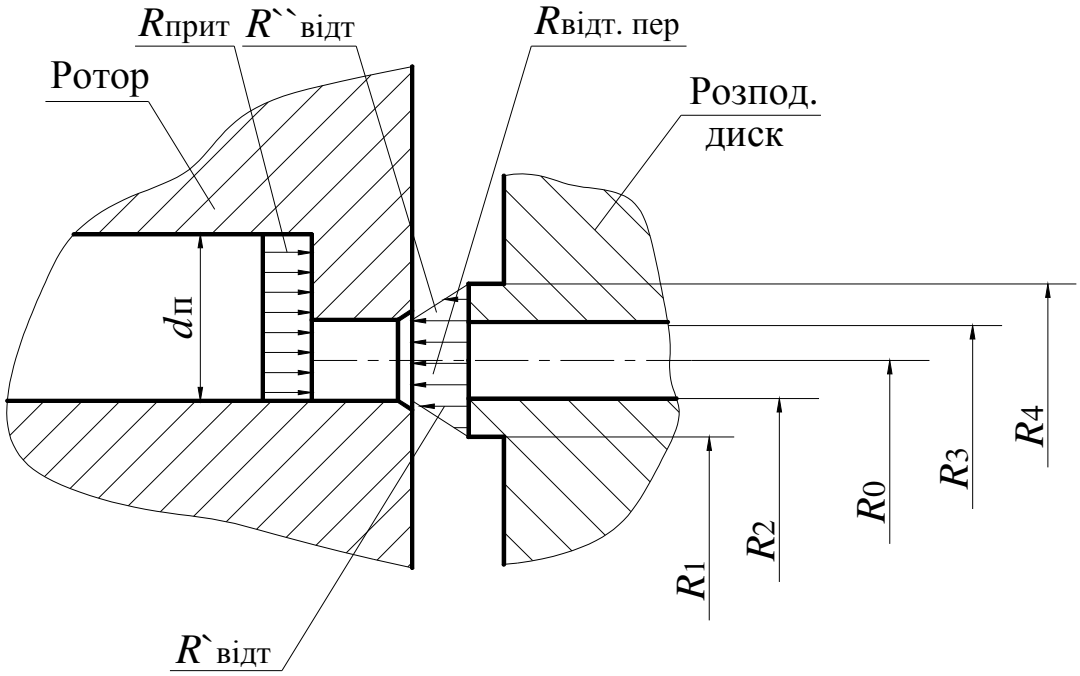


Рисунок 14 – Розрахункова схема сил, що діють у парі “ротор – розподільний диск”

10) Визначаємо відтискну силу, яка виникає на внутрішньому ущільнювальному паску розподільного диска (див. рис. 14):

$$R'_{\text{відт}} = p_{\text{н}} \cdot \left[\left\{ \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} - \frac{\pi}{3} \cdot \left[\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \frac{D_2 \cdot D_1}{4} \right] \right\} \cdot \frac{\left(\frac{360}{z} \cdot z_{\min} + \varphi_1 - \varphi_3 \right)}{360°} \right] +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot p_{\text{н}} \cdot \left[\left\{ \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} - \frac{\pi}{3} \cdot \left[\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \frac{D_2 \cdot D_1}{4} \right] \right\} \cdot \frac{\left(\frac{360}{z} \cdot z_{\min} - \varphi_1 - 2 \cdot \varphi_2 + \varphi_3 \right)}{360°} \right].$$

11) Розрахуємо відтискну силу, яка виникає на зовнішньому ущільнювальному паску розподільного диска (див. рис. 14):

$$R''_{\text{відт}} = p_{\text{н}} \cdot \left[\left\{ \frac{\pi}{3} \cdot \left[\left(\frac{D_4}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_3}{2} \right)^2 + \frac{D_4 \cdot D_3}{4} \right] - \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} \right\} \cdot \frac{\left(\frac{360}{z} \cdot z_{\min} + \varphi_1 - \varphi_3 \right)}{360°} \right] +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot p_{\text{н}} \cdot \left[\left\{ \frac{\pi}{3} \cdot \left[\left(\frac{D_4}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_3}{2} \right)^2 + \frac{D_4 \cdot D_3}{4} \right] - \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} \right\} \cdot \frac{\left(\frac{360}{z} - \varphi_1 - 2 \cdot \varphi_2 + \varphi_3 \right)}{360°} \right].$$

12) Обчислюємо відтискну силу, яка діє на перемички ротора:

$$R_{\text{відт.пер}} = p_{\text{н}} \cdot \left\{ \frac{\pi \cdot \left(R_3^2 - R_2^2 \right)}{360°} \cdot \left(\frac{360}{z} \cdot z_{\min} + \varphi_1 - \varphi_3 \right) + \pi \cdot \left(\frac{R_3 - R_2}{2} \right)^2 \right\} +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot p_{\text{н}} \cdot \left\{ \frac{\pi \cdot \left(R_3^2 - R_2^2 \right)}{360°} \cdot \left(\frac{360}{z} - 3 \cdot \varphi_1 + \varphi_3 \right) - 2\pi \cdot \left(\frac{R_3 - R_2}{2} \right)^2 \right\}.$$

13) Знаходимо відтискну силу, яка діє на ротор з боку розподільного диска:

$$\sum R_{\text{відт}} = R'_{\text{відт}} + R''_{\text{відт}} + R_{\text{відт.пер}}. \qquad (75)$$

14) Визначаємо нерозвантажену силу ΔR, Н, що діє в стику ротора з розподільним диском при знаходженні в порожнині нагнітання $\frac{z-1}{2}$ плунжерів:

$$\Delta R = R_{\text{прит}} - \sum R_{\text{відт}}. \qquad (76)$$

15) Коефіцієнт розвантаження δ, %:

$$\delta = \frac{\Delta R}{R_{\text{прит}}} \cdot 100\ \%. \tag{77}$$

16) Сумарне притискне зусилля з урахуванням сили центральної пружини $\sum R_{\text{прит}}$, Н:

$$\sum R_{\text{прит}} = R_{\text{прит}} + R_{\text{пруж}}\,. \tag{78}$$

17) Дійсна нерозвантажена сила $\Delta R_{\text{Д}}$, Н:

$$\Delta R_{\text{Д}} = \sum R_{\text{прит}} - \sum R_{\text{відт}}\,. \tag{79}$$

18) Дійсне значення коефіцієнта розвантаження $\delta_{\text{Д}}$, %:

$$\delta_{\text{Д}} = \frac{\Delta R_{\text{Д}}}{\sum R_{\text{прит}}} \cdot 100\ \%. \tag{80}$$

На підставі дослідних даних повинне бути дотримано $\delta_{\text{Д}} \le 14\ \%$.

19) Знаходимо значення питомого тиску на площині контакту ротора й розподільного диска σ, Па:

$$\sigma = \frac{\Delta R_{\text{Д}}}{\sum f}\,, \tag{81}$$

де $\sum f$ – сумарна площа ущільнювальних пасків і розвантажувальних площадок-секторів.

Для сталевого ротора, що працює по бронзовому розподільному диску, значення σ не повинне перевищувати 1,3÷2 МПа.

20) Середня швидкість на поверхні контакту $v_{\text{сер}}$, м/с, визначається за залежністю

$$v_{\text{сер}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{сер}} \cdot n}{60} \le 10, \tag{82}$$

де $D_{\text{сер}} = \dfrac{D_1 + D_6}{2}$.

9. ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМОГО ТИСКУ НА СФЕРІ ПРИТИСКНОГО ДИСКА

Розрахунок питомих тисків здійснюємо для нейтрального положення притискного диска (рис. 15). Під час повороту диска питомі тиски зміню-

ються обернено пропорційно косинусу кута нахилу диска. Передбачається, що питомі тиски розподілені по сфері за синусоїдальним законом $q'_{\text{т}} = q'_0 \cdot \sin\theta$, де q'_0 – питомий тиск на сфері притискного диска при $\gamma = 0$.

1) Співвідношення між силою пружини та питомим тиском на сфері може бути записане у вигляді такого виразу:

$$R_{\text{пр}} = \int_0^{2\pi} \int_0^{\alpha} R_{\text{сф}} \cdot q'_0 \cdot \sin^2\theta \cdot \cos\theta \cdot d\theta \cdot dy = \frac{2\pi \cdot R_{\text{сф}}^2 \cdot q'_0}{3} \cdot \sin^3\alpha. \qquad (83)$$

Попередньо визначаємо

$$q'_0 = \frac{3 \cdot R_{\text{пр}}}{2\pi \cdot R_{\text{сф}}^2 \cdot \left(l / R_{\text{сф}}\right)^3}, \qquad (84)$$

де $R_{\text{сф}}$ – радіус сфери притискного диска; l – ширина сфери притискного диска.

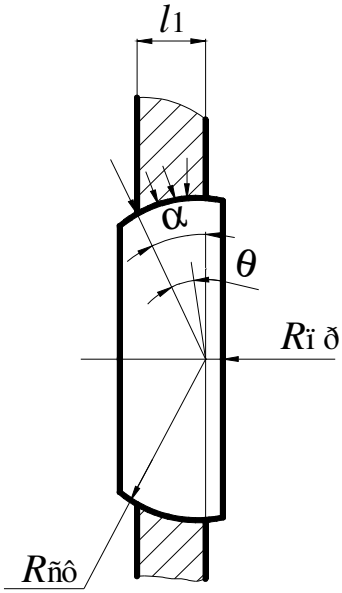


Рисунок 15 – Розрахункова схема пари “притискний диск – сфера”

2) Приймаємо $\sin\alpha = \dfrac{l}{R_{\text{сф}}}$, знаходимо $q'_{\text{т}} = q'_0 \cdot \sin\alpha$.

3) З урахуванням постійного нахилу притискного диска під кутом γ розраховуємо $q'_{\max}$, Н/м^2:

$$q'_{\max} = \frac{q'_{\text{т}}}{\cos\gamma}. \qquad (85)$$

4) Максимальна швидкість руху притискного диска по сфері $v_{\max}$, м/с:

$$v_{\max} = v_{\text{пл.max}} \cdot \frac{2R_{\text{сф}}}{D_0}, \tag{86}$$

де $v_{\text{пл.max}}$ – максимальна швидкість плунжера, м/с,

$$v_{\text{пл.max}} = \omega \cdot \frac{D_0}{2} \cdot \text{tg}\gamma.$$

Знаходимо добуток $q'_{\max} \cdot v_{\max}$ і перевіряємо умову

$$q'_{\max} \cdot v_{\max} < [q'_{\text{т}} \cdot v]. \tag{87}$$

Для пари “сталь – бронза” $[q'_{\text{т}} \cdot v] = 5{,}9 \div 9{,}8$ МПа·м/с.

10. ВИБІР ПІДШИПНИКІВ

Підшипники служать опорами для валів. Вони сприймають радіальні та осьові навантаження, забезпечують задане положення осі обертання вала.

Вибір підшипників здійснюється за коефіцієнтом працездатності [3]:

$$c = R \cdot K_{\text{к}} \cdot K_{\sigma} \cdot K_{\text{т}} \cdot (n \cdot h)^{0,3} \le [c], \tag{88}$$

де R – радіальне навантаження на підшипники (реакція в опорах вала); $K_{\text{к}} = 1$ – кінематичний коефіцієнт, що враховує, яке кільце обертається; $K_{\sigma} = 1{,}15 \div 1{,}4$ – коефіцієнт, що враховує вплив динамічних умов роботи (коефіцієнт безпеки); $K_{\text{т}} = 1$ – температурний коефіцієнт, що враховує температуру нагрівання підшипника; n – число обертів вала, об/с; $n \cdot h \ge 14{,}4 \div 18$ – необхідна довговічність, Мс; $[c]$ – допустиме значення коефіцієнта працездатності, прийняте з каталогу підшипників кочення [3].

11. ВИБІР УЩІЛЬНЕНЬ

Для нормальної роботи насоса і гідросистеми в цілому важливе значення має забезпечення цілісності з’єднання різних деталей з метою усунення витоків робочої рідини. У нерухомих з’єднаннях, таких як кришки, корпусні деталі, для цього часто застосовують плоскі ущільнювальні про-

кладки з матеріалів, що легко деформуються. Найбільш розповсюджені матеріали, які застосовують для виготовлення прокладок, наведені в додатку В.

Поряд з плоскими прокладками для ущільнення нерухомих з'єднань використовують гумові кільця круглого перерізу. Розміри гумових кілець і посадочних місць для них треба вибирати відповідно до ДСТ [3]. Ущільнення з гумовими кільцями надійно працюють при тисках до 50 МПа в інтервалі температур від –50 до +200 °С.

У рухомих з'єднаннях, таких як "вал – кришка підшипника", "корпус – цапфа люльки" та інших, окрім щільності, необхідно забезпечити рухомість деталей, мале тертя і достатню довговічність вузла.

Для валів, які обертаються, застосовують радіальні ущільнення за допомогою гумових армованих манжет (додаток Г) і торцеві ущільнення з вуглеграфітовими, металокерамічними або фторопластовими кільцями. Манжети рекомендовано для ущільнення валів діаметром від $6 \cdot 10^{-3}$ до 0,5 м.

Зовнішні під'єднання насосів для підключення їх до гідравлічних систем виконуються різьбовими при діаметрах прохідних перерізів до 0,04 м і фланцевими при діаметрах більше 0,04 м.

Фланцеві і різьбові циліндричні приєднання ущільнюються плоскими прокладками або гумовими кільцями, різьбові конусні приєднання застосовуються без ущільнень.

12. РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТА ПОДАЧ НАСОСА

Коефіцієнт подач насоса k_Q в основному враховує витоки між поршнями та гільзами циліндрів.

1) Визначаємо витоки крізь зазначені зазори (рис. 16):

$$Q_{\text{вит}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{сер}} \cdot \delta^3 \cdot p_{\text{н}}}{12 \cdot \mu_{\text{д}} \cdot l_{\text{п}}} \cdot \frac{z+1}{2}, \tag{89}$$

де $d_{\text{сер}} = d_{\text{п}} + \delta/2$; $\delta = R_2 - R_1$ – розмір зазору між поршнем та гільзою циліндра ($\delta = (5 \div 15) \cdot 10^{-3}$ м); $\mu_{\text{д}}$ – динамічний коефіцієнт в'язкості робочої

рідини, Па·с; $l_п$ – довжина кільцевої щілини, яка дорівнює довжині поршня, м; z – загальне число поршнів.

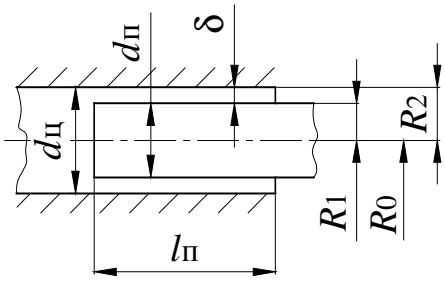


Рисунок 16 – Розрахункова схема пари “поршень – циліндр”

2) Розраховуємо коефіцієнт подач насоса:

$$k_Q = \frac{Q_т - Q_{вит}}{Q_т}, \tag{90}$$

де $Q_т$ – теоретична продуктивність насоса, знайдена раніше.

13. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНОГО ККД НАСОСА

Механічний ККД ураховує втрати на тертя в підшипниках, тертя поршнів об стінки циліндрів, тертя підп’ятників об похилий диск.

1) Приймаємо ККД одного підшипника $\eta_{п_1} = 0{,}995$, тоді механічний ККД двох підшипників

$$\eta_п = \eta_{п_1}^2 . \tag{91}$$

2) Сила тертя підп’ятника об похилий диск $R_{тер_1}$, Н (див. рис. 4).

$$R_{тер_1} = (R_N - W) \cdot f , \tag{92}$$

де $R_N = N \cdot \cos\gamma$ – нормальне зусилля, що притискає підп’ятник до похилого диска; W – сила, що відтискає підп’ятник від похилого диску; $f = 0{,}05$ – коефіцієнт тертя.

Сумарна сила тертя підп’ятників $\sum R_{тер_1}$, Н, що перебувають під тиском:

$$\sum R_{тер_1} = R_{тер_1} \cdot \frac{z}{2} . \tag{93}$$

Вважаємо, що сили тертя прикладені до диска на радіусі $R_0 = D_0/2$ (див. рис. 8), тоді момент тертя $M_{\text{тер}_1}$, Н·м:

$$M_{\text{тер}_1} = \sum R_{\text{тер}_1} \cdot R_0 . \tag{94}$$

Потужність $N_{\text{тер}_1}$, кВт, необхідна для подолання моменту тертя:

$$N_{\text{тер}_1} = \frac{M_{\text{тер}_1} \cdot n}{975} . \tag{95}$$

3) Сила тертя одного поршня об стінки циліндра $R_{\text{тер}_2}$, Н (див. рис. 16):

$$R_{\text{тер}_2} = k \cdot v_{\max} , \tag{96}$$

де $v_{\max} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R_0 \cdot \text{tg}\gamma$ – максимальна швидкість поршня, м/с; k – коефіцієнт демпфірування, $k = \mu_{\text{д}} \cdot l_{\text{п}} \cdot R$, тут $\mu_{\text{д}}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, $l_{\text{п}}$ – довжина контакту поршня із циліндром, $R = \dfrac{8\pi\left(R_2^2 - R_1^2\right)}{R_1^2 + R_2^2 - \dfrac{R_2^2 - R_1^2}{\ln\left(R_2/R_1\right)}}$.

Момент зазначених сил тертя $M_{\text{тер}_2}$, Н·м:

$$M_{\text{тер}_2} = R_{\text{тер}_2} \cdot R_0 \cdot \text{tg}\gamma \cdot \frac{z}{2} . \tag{97}$$

Потужність, потрібна для подолання моменту тертя $N_{\text{тер}_2}$, кВт:

$$N_{\text{тер}_2} = \frac{M_{\text{тер}_2} \cdot n}{975} . \tag{98}$$

4) Знаходимо сумарну потужність, необхідну для подолання сил тертя $N_{\text{тер}_\Sigma}$, кВт:

$$N_{\text{тер}_\Sigma} = N_{\text{тер}_1} + N_{\text{тер}_2} . \tag{99}$$

5) Обчислюємо механічний ККД насоса $\eta_{\text{мех.тер}}$, що враховує тертя в підп'ятниках і поршнях насоса:

$$\eta_{\text{мех.тер}} = \frac{N_{\text{т}} - N_{\text{тер}_\Sigma}}{N_{\text{т}}} , \tag{100}$$

де $N_{\text{т}}$ – теоретична потужність насоса, яка визначена раніше.

6) Визначаємо повний механічний ККД насоса $\sum\eta_{\text{мех}}$:

$$\sum\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{мех.тер}}. \qquad (101)$$

14. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК НАСОСА

Для аксіально-поршневих машин з похилим диском рівняння переміщення x, швидкості $\dot{x}$ і пришвидшення $\ddot{x}$ при повороті відносного положення, що відповідає початку нагнітання, на кут $\varphi = \omega \cdot t$, будуть [2]:

$$x = R_0 \cdot \text{tg}\gamma \cdot (1 - \cos\varphi); \qquad (102)$$

$$\dot{x} = R_0 \cdot \omega \cdot \text{tg}\gamma \cdot \sin\varphi; \qquad (103)$$

$$\ddot{x} = R_0 \cdot \omega^2 \cdot \text{tg}\gamma \cdot \cos\varphi, \qquad (104)$$

де R_0 – радіус кола ротора, на якому розташовані центри поршнів насоса; φ – поточний кут повороту вала насоса; $\omega = 2\pi n$ – кутова частота, рад/хв; t – час.

Задаючи значення φ від 0 до 360° з інтервалом 10°, проводимо розрахунки переміщення x, швидкості $\dot{x}$ і пришвидшення $\ddot{x}$. Результати розрахунків заносимо в табл. 2 і будуємо графічні залежності $x = f(\varphi)$; $\dot{x} = f(\varphi)$; $\ddot{x} = f(\varphi)$ для одного поршня.

Таблиця 2 – Залежність переміщення x, швидкості $\dot{x}$ і пришвидшення $\ddot{x}$ від кута повороту вала φ

φ, град.	x, м	$\dot{x}$, м/с	$\ddot{x}$, м/с^2
0 10 … 360			

15. РОЗРАХУНОК РІВНОМІРНОСТІ ПОДАЧІ НАСОСА

1) Миттєва розрахункова (геометрична) подача одного поршня пропорційна відносній швидкості $\dot{x}$ його руху в циліндрі:

$$q'_{\varphi} = \omega \cdot R_0 \cdot f_{\text{п}} \cdot \text{tg}\gamma \cdot \sin\varphi. \qquad (105)$$

Подача рідини насосом має нерівномірний пульсуючий характер. Вона складається із суми подач окремих поршнів, які здійснюють у поточний момент робочий цикл:

$$\sum q'_{\varphi} = \omega \cdot R_0 \cdot f_{\text{п}} \cdot \text{tg}\gamma \cdot \sum_{k=0}^{m_z - 1} \sin(\varphi + k \cdot \beta) =$$

$$= \omega \cdot R_0 \cdot f_{\text{п}} \cdot \text{tg}\gamma \cdot \sin\left(\varphi + \frac{m_z - 1}{2} \cdot \beta\right) \cdot \sin\frac{m_z \cdot \beta}{2} \cdot \text{cosec}\frac{\beta}{2}, \qquad (106)$$

де m_z – число поршнів, що одночасно перебувають у зоні нагнітання; $\beta = \frac{2 \cdot \pi}{z}$ – кут між поршнями; k – коефіцієнт, який послідовно приймається 0, 1, 2, ..., m_z.

Для насосів з непарним числом поршнів при зміні φ від 0 до $\frac{\beta}{2}$ буде $m_z = \frac{z+1}{2}$, а при зміні φ від $\frac{\beta}{2}$ до β – $m_z = \frac{z-1}{2}$.

Результати розрахунку заносимо до табл. 3 і будуємо графік залежності $\sum q'_{\varphi} = f(\varphi)$.

Таблиця 3 – Залежність сумарної витрати від кута повороту вала

φ, град.									
$\sum q'_{\varphi}$, м^3/с									

2) Максимальне значення подачі насоса $Q_{\max}$, м^3/с, визначаємо за виразом

$$Q_{\max} = \left(\sum q'_{\varphi}\right)_{\max} = \frac{\omega \cdot R_0 \cdot f_{\text{п}} \cdot \text{tg}\gamma}{2} \cdot \frac{1}{\sin\frac{\pi}{2 \cdot z}}. \qquad (107)$$

3) Мінімальне значення подачі насоса $Q_{\min}$, м^3/с, знаходимо за виразом

$$Q_{\min} = \left(\sum q'_{\varphi}\right)_{\min} = \frac{\omega \cdot R_0 \cdot f_{\text{п}} \cdot \text{tg}\gamma}{2} \cdot \text{ctg}\frac{\pi}{2 \cdot z}. \qquad (108)$$

4) Коефіцієнт нерівномірності подачі δ обчислюємо за формулою

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{сер}}}, \qquad (109)$$

де $Q_{\text{сер}} = 2 \cdot R_0 \cdot f_{\text{п}} \cdot \text{tg}\gamma \cdot z \cdot n$ – середнє значення розрахункової теоретичної подачі насоса.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Иванов, М. Н. Детали машин [Текст] : учеб. для втузов / М. Н. Иванов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1998. – 383 с.
2. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.
3. Киркач, Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Текст] : учеб. пособие для техн. вузов / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – 3-е изд., перераб. и доп. – Х. : Основа, 1991. – 276 с.
4. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы [Текст] : справочник / В. К. Свешников. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.
5. Башта, Т. М. Объемные гидравлические приводы [Текст] / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1969. – 628 с.
6. Самохвалов, Я. А. Справочник техника-конструктора [Текст] / Я. А. Самохвалов, М. Я. Левицкий, В. Д. Григораш. – 3-е изд., перераб. и доп. – К. : Техніка, 1982. – 591 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Основні кінематичні схеми аксіально-поршневих насосів

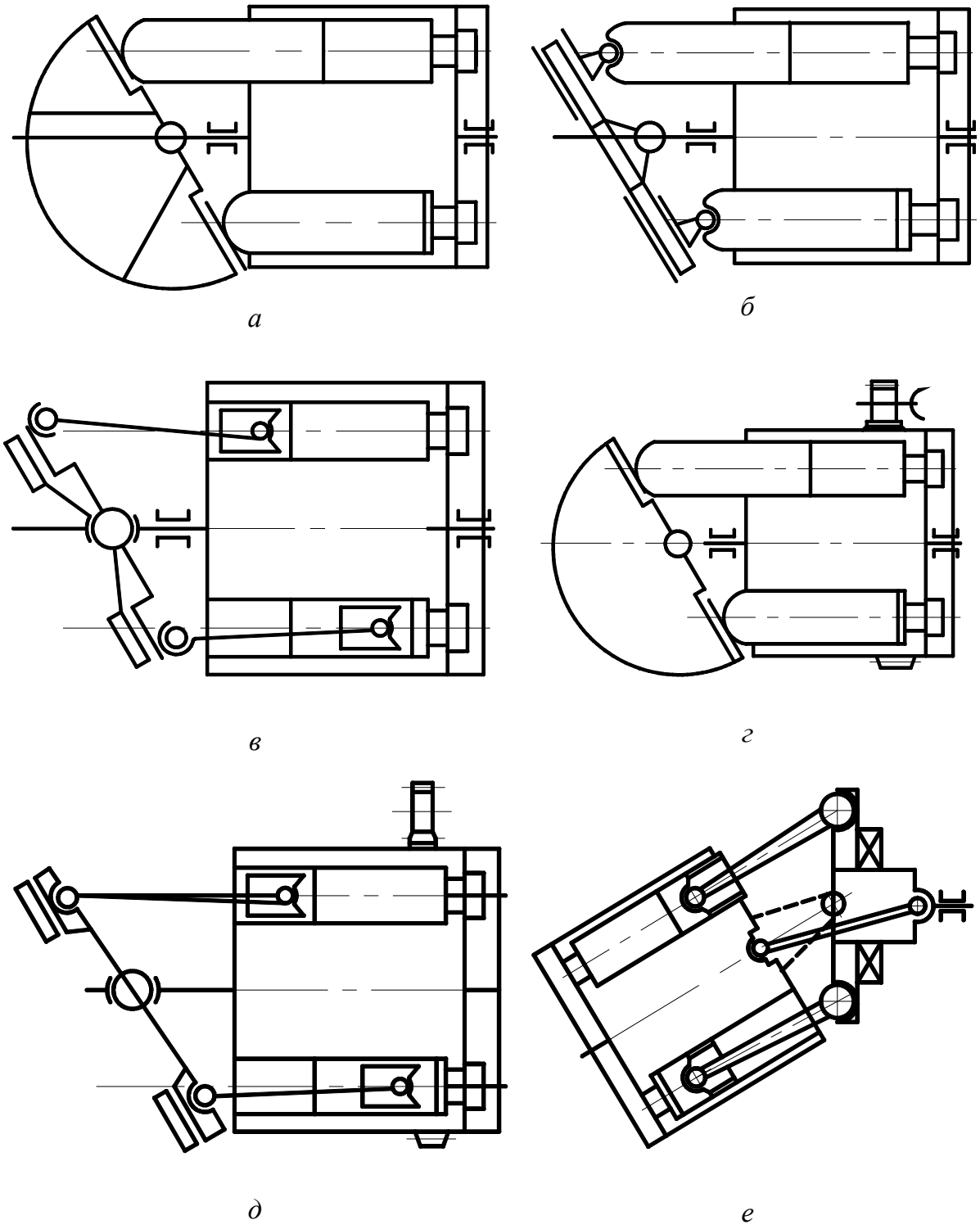
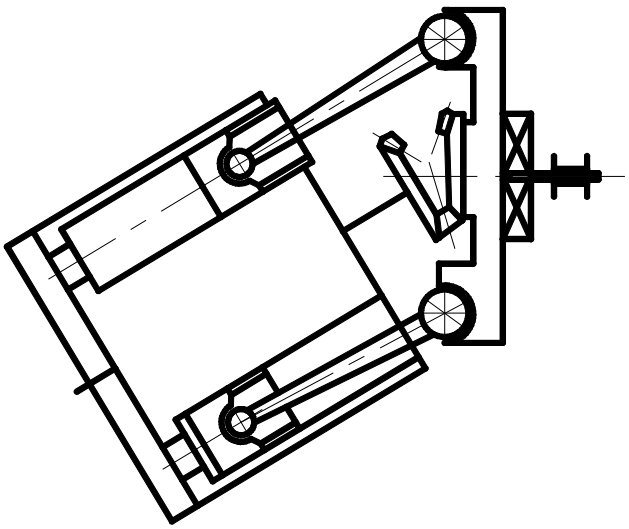
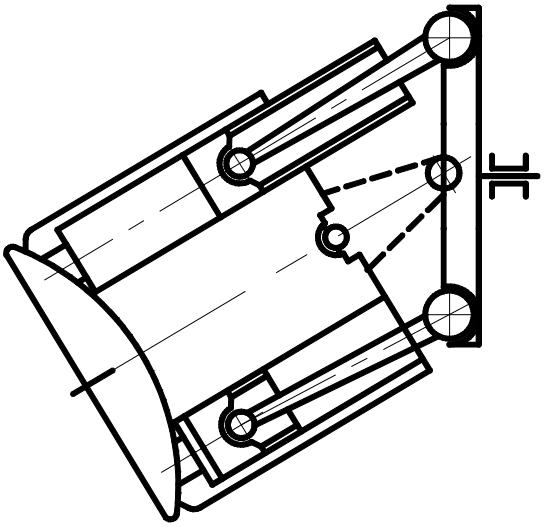


Рисунок А1 (початок)

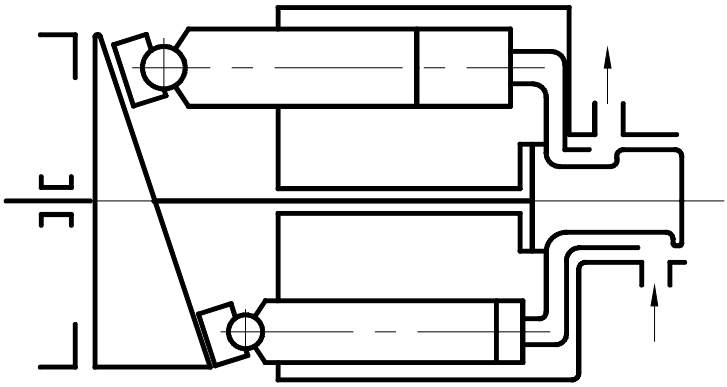
Продовження додатка А



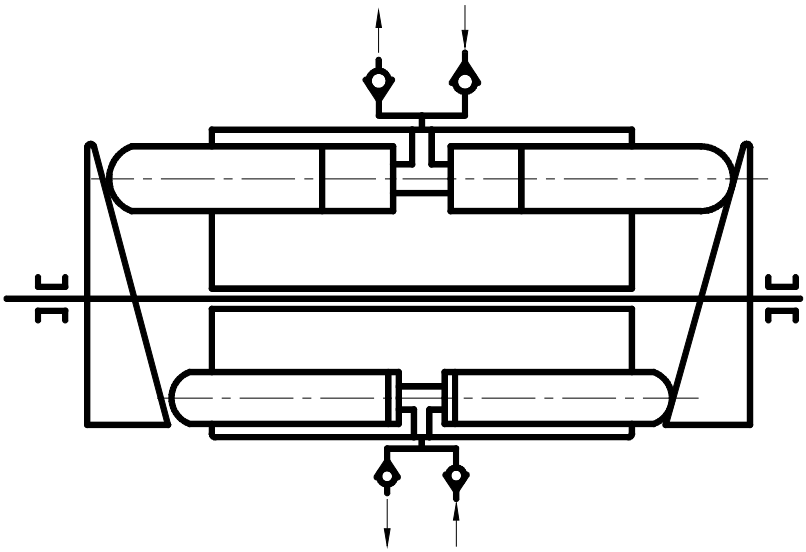
ж



и



к



л

Рисунок А1 (закінчення)

Додаток Б

Класифікаційні ознаки основних кінематичних схем аксіально-поршневих насосів

Найменування насоса	Привод блока насосів	Розподіл рідини
1	2	3
1. Роторний з похилим диском, без кардана (рис. А1, *а*)	Через внутрішній вал з боку розподільного диска або блока циліндрів, без кардана	Нерухомий розподільний диск
2. Роторний з похилим диском, без кардана (рис. А1, *б*)	Через внутрішній вал з боку розподільного диска або блока циліндрів, без кардана	Нерухомий розподільний диск
3. Роторний з похилим диском і силовим одинарним або подвійним карданом (рис. А1, *в*)	Через внутрішній вал з боку розподільного диска або блока циліндрів, з силовим карданом у похилому диску	Нерухомий розподільний диск
4. Роторний з похилим диском, без кардана (рис. А1, *г*)	Через зовнішній вал і зубчасту передачу на блоці, без кардана	Нерухомий розподільний диск
5. Роторний з похилим диском і силовим карданом (рис. А1, *д*)	Через зубчасте колесо на блоці, з силовим карданом	Нерухомий розподільний диск
6. Роторний з похилим блоком і несиловим карданом (рис. А1, *е*)	Подвійний несиловий кардан між блоком і валом	Нерухомий плоский або сферичний розподільний диск
7. Роторний з похилим блоком і шестеренним приводом (рис. А1, *ж*)	Конічний шестеренний привод блока	Нерухомий плоский або сферичний розподільний диск
8. Нероторний з похилим блоком, безкарданний (рис. А1, *и*)	Шатунне ведення блока	Нерухомий плоский або сферичний розподільний диск

Продовження додатка Б

1	2	3
9. Нероторний з похилим диском (рис. А1, *к*)	Привод через внутрішній вал з боку похилого диска	Дискове, цапфове або клапанне
10. Нероторний з похилими дисками й оппозитними поршнями (рис. А1, *л*)	Через вал	Клапанне, з гідрокеруванням

Додаток В
Прокладні матеріали та умови їх застосування

Матеріал	Допустима температура, °С	Допустимий ущільнювальний тиск, кгс/см^2	Рекомендований контактний тиск, кгс/см^2
Папір кабельний	+70	100	35–70
Папір креслярський (ватман)	+70	100	50
Картон прокладний Б	+90	6(550)	50
Пароніт ПА (афтований)	+150	75(1300)	200
Полотно армоване	+150	60	до 400
Гума листова А, Б і В	+50(+150)	6	20–40
Фібра ФТ і ФЛПК	+100	64	100
Фторопласт Ф-3	+70	250	100–350
Фторопласт Ф-4	+250	400	100–350
Алюміній	+430	60(2000)	350
Мідь М1 і М3	+300	200	580
Сталь м’яка	+550	250	700

Примітка. Значення в дужках для монтажу прокладки в закритій канавці.

Додаток Г
Дані для вибору гумових армованих манжет для валів

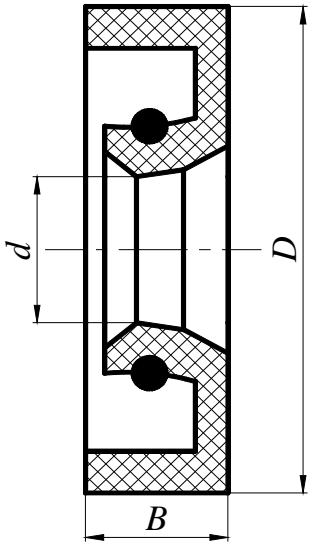


Рисунок Г1– Гумова армована манжета для валів

Таблиця Г1– Розміри гумових армованих манжет для валів

Діаметр вала, що ущільнюється, *d*, мм	Розміри		
	Зовнішній діаметр *D*, мм	Граничне відхилення	Ширина *B*, мм
1	2	3	4
6, 7, 8, 9 10, 11 12, 13, 14 15, 16 17 18, 19	22 26 28 30 32 35	+0,4 +0,2	7±0,8
20, 21 22, 24 25 26	40 42 46	+0,5 +0,2	7±0,8
30,32 35, 36, 38 40	52 58 60		10±0,3

Продовження додатка Г

Продовження табл. Г1

1	2	3	4
42 42 48, 50	62 65 70	+0,5 +0,2	10±0,3
52 55,56,58 60 63 65	75 80 85 90 90	+0,6 +0,3	10±0,8
70, 71 75 80	95 100 105		10±0,3
85 90, 95 100	110 120 125	+0,6 +0,3	12±0,3

Додаток Д

Співвідношення одиниць СІ з іншими одиницями

Співвідношення між одиницями маси

1 кг = 10^3 г 1 г = 10^{-3} кг

1 кг = 0,102 кгс·$с^2$/м 1 кгс·$с^2$/м = 9,81 кг

Співвідношення між одиницями частоти обертання

1 $с^{-1}$ = 1 об/с 1 об/с = 1 $с^{-1}$

1 $с^{-1}$ = 60 об/хв 1 об/хв = 1/60 $с^{-1}$ = 0,016 $с^{-1}$

Співвідношення між одиницями густини

1 кг/$м^3$ = 10^{-3} кг/$дм^3$ 1 кг/$дм^3$ = 10^3 кг/$м^3$

1 кг/$м^3$ = 10^{-3} г/$см^3$ 1 г/$см^3$= 10^3 кг/$м^3$

1 кг/$м^3$ = 1,02 кгс·$с^2$/$м^4$ 1 кгс·$с^2$/$м^4$ = 9,81 кг/$м^3$

Співвідношення між одиницями сили

1 Н = 0,102 кгс 1 кгс = 9,81 Н

1 Н = 10^5 дин 1 дин = 10^{-5} Н

Продовження додатка Д

Співвідношення між одиницями потужності

1 Вт = 0,102 кгс·м/с	1 кгс·м/с = 9,81 Вт
1 Вт = 10^7 ерг/с	1 ерг/с = 10^{-7} Вт
1 Вт = 0,239 кал/с	1 кал/с = 4,1568 Вт
1 Вт = $1{,}36 \cdot 10^{-2}$ к·с	1 к·с = 736 Вт

Співвідношення між одиницями динамічної в'язкості

1 Па·с = 10 П	1 П = 0,1 Па·с
1 Па·с = 0,102 кгс·с/м^2	1 кгс·с/м^2= 9,81 Па·с

Співвідношення між одиницями кінематичної в'язкості

1 м^2/с = 10^4 Ст	1 Ст = 10^{-4} м^2/с
1 м^2/с = 10^6 сСт	1 сСт = 10^{-6} м^2/с
1 мм^2/с = 1 сСт	1 сСт = 1 мм^2/с

Співвідношення між одиницями об'ємної витрати і подачі насоса

1 м^3/с = $6 \cdot 10^4$ л/хв	1 л/хв = $1{,}67 \cdot 10^{-5}$ м^3/с
1 дм^3/с = 60 л/хв	1 л/хв = $1{,}67 \cdot 10^{-2}$ дм^3/с

Додаток Е

Співвідношення між одиницями вимірюваного тиску

Одиниця, що замінюється	Позначення одиниці	Значення перерахункових коефіцієнтів							
		Па	МПа	ат (кгс/см^2)	атм	бар	мм рт. ст.	мм вод. ст.	psi
Паскаль	Па (Н/м^2)	1,0	$1\cdot10^{-6}$	$1{,}02\cdot10^{-5}$	$9{,}869\cdot10^{-6}$	$1\cdot10^{-5}$	0,007501	$1{,}0197\cdot10^{-4}$	$1{,}45\cdot10^{-4}$
Мегапаскаль	МПа	$1\cdot10^{6}$	1,0	10,197	9,869	10	7501	101,97	142
Технічна атмосфера	ат	98066	0,09807	1,0	0,9680	0,9807	735,55	10	14,22
Фізична атмосфера	атм	101327	0,101327	1,033	1,0	1,013	760	10,33	14,706
Бар	бар	10^{5}	0,1	1,0197	0,9869	1,0	750,06	10,2	14,514
Міліметри ртутного стовпа	мм рт. ст.	133,32	$1{,}333\cdot10^{-4}$	0,001359	0,001316	0,00133	1,0	0,01359	0,0193
Міліметри водяного стовпа	мм вод. ст.	9806,8	$9{,}807\cdot10^{-4}$	0,1	0,0968	0,09807	73,5	1,0	0,1422
Фунти на дюйм квадратний	psi	$6{,}89\cdot10^{4}$	0,689	0,07931	0,06805	0,0689	51,81	6,993	1,0

ЗМІСТ

Загальні положення…….3
1. Розрахунок енергетичних параметрів насоса...……5
2. Розрахунок геометричних розмірів насоса……...……...5
3. Розробка конструкції і розрахунок вала насоса...……7
4. Розрахунок поршня на міцність……...……11
5. Визначення розмірів блока циліндрів і вузла, який гойдається.....12
6. Розрахунок центральної пружини...……18
7. Розрахунок сил, що діють на підп'ятник..……...22
8. Розрахунок торцевого розподільника...……...24
9. Визначення питомого тиску на сфері притискного диска.....30
10. Вибір підшипників...……..32
11. Вибір ущільнень…….32
12. Розрахунок коефіцієнта подач насоса…...……...…….....33
13. Розрахунок механічного ККД насоса ...…….....34
14. Кінематичний розрахунок насоса...…….....….....36
15. Розрахунок рівномірності подачі насоса…….....36
Список літератури...……..……38
Додатки……...39

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ “РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА З ТОРЦЕВИМ РОЗПОДІЛОМ”
для студентів денної та заочної форми навчання спеціальності
7.090209 “Гідравлічні і пневматичні машини”

Укладачі: ОНИЩЕНКО Анатолій Миколайович
ДМИТРІЄНКО Ольга Вячеславівна

Відповідальний за випуск П.М. Гладкий

Роботу до видання рекомендував Г.А. Крутіков

Редактор Л.А. Копієвська

План 2008 р., поз. 173/155-08.

Підп. до друку 01.10.08. Формат 60x84 1/16. Папір офісний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 1,9. Обл.-вид. арк. 2,1.
Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ “ХПІ”.
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

Друкарня НТУ “ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.