



**ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»**

**ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОД:  
методичні вказівки до виконання  
індивідуальних завдань**

Запоріжжя 2026

УДК 621.22(072)  
Г46

Рекомендовано Науково-методичною  
радою ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»  
(протокол № 7 від 04.06.2026 р.)

**Укладач**

Козачина В.А., канд. техн. наук, доцент.

Г46            Гідравліка, гідро- та пневмопривод : методичні рекомендації  
до виконання індивідуальних завдань / уклад. В. А. Козачина.  
Запоріжжя : ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ  
ПОЛІТЕХНІКА», 2026. 31 с.

Методичні вказівки містять основні теоретичні відомості, приклади та варіанти для виконання індивідуального завдання з дисципліни «Гідравліка, гідро та пневмопривод» для студентів освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр спеціальностей G3, G16. Матеріал методичних вказівок має на меті підвищити якість виконання індивідуальних завдань студентами, підвищити розуміння, навички проектування та розрахунку гідро- та пневмоприводів як засобів автоматизації виробничих процесів багатьох галузей промисловості.

**УДК 621.22(072)**

© ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА», 2026

## **ЗМІСТ**

ВСТУП .....	4
ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №1 «ГІДРАВЛІКА» .....	5
ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №2 «ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВІД» .....	19
ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	30

## ВСТУП

Дисципліна «Гідравліка, гідро- та пневмопривод» спрямована на формування у здобувачів освіти теоретичних знань та практичних навичок з проектування, розрахунку, експлуатації гідро- та пневмоприводів. Курс охоплює основні поняття та визначення гідравліки, закони рівноваги та руху рідини, їх використання при проектуванні та розрахунку гідро- та пневмоприводів.

Метою дисципліни є забезпечення здобувачів освіти комплексними знаннями щодо проектування, розрахунку, експлуатації гідро- та пневмоприводів як ефективних, надійних складових систем автоматизації виробничих процесів. Студенти отримують знання про розрахунок, підбір елементів гідро- та пневмоприводів, вчать аналізувати принципові схеми гідро- та пневмоприводів, виявляти несправності та обґрунтовано обирати режими експлуатації.

Актуальність дисципліни зумовлена потребою у кваліфікованих фахівцях, здатних забезпечити ефективну та безпечну роботу гідро- та пневмоприводів як складових систем автоматизації виробничих процесів.

Особливістю дисципліни є її практична орієнтація. Під час практичних занять здобувачі ознайомлюються з реальними принциповими схемами гідро- та пневмоприводів, виконують розрахунки елементів заданих принципових схем гідро- та пневмоприводів.

Дисципліна «Гідравліка, гідро- та пневмопривод» є важливою для набуття фахових компетентностей, пов'язаних з експлуатацією, обслуговуванням систем автоматизації виробничих процесів, підвищенням їх безпеки та надійності.

## ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №1 «ГІДРАВЛІКА»

Гідравліка – це наука, що визначає закони рівноваги і руху рідини та газу, розробляє методи застосування цих законів для вирішення практичних питань.

Гідравліка складається з таких розділів: гідростатика, гідродинаміка. У гідростатиці розглядаються закони рівноваги рідини та їх використання для розв'язання практичних задач, у гідродинаміці – закони руху рідини та їх використання для розв'язання практичних задач.

Рідини діляться на два види:

- крапельні (мають великий опір стисненню та малий опір повздовжнім переміщенням);

- газоподібні (мають малий опір як стисненню, так і повздовжнім переміщенням).

При розв'язанні практичних задач користуються поняттям ідеальної рідини – нестисливого середовища, в якому відсутнє внутрішнє тертя між окремими частинками.

До основних фізичних властивостей рідини відносяться питома вага, густина, стисливість, температурне розширення, в'язкість.

*Питома вага рідини  $\gamma$*  – це вага одиниці об'єму рідини:

$$\gamma = \frac{G}{V}, \left[ \frac{H}{m^3} \right].$$

*Густина рідини  $\rho$*  – це маса одиниці об'єму рідини:

$$\rho = \frac{m}{V}, \left[ \frac{kg}{m^3} \right].$$

Питома вага та густина рідини пов'язані між собою виразом:

$$\gamma = \rho g.$$

Стисливість *рідини* – це властивість рідини змінювати об'єм при зміні тиску, характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення  $\beta_V$ :

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p}.$$

Температурне розширення рідини – це властивість рідини змінювати свій об'єм при зміні температури, характеризується коефіцієнтом температурного розширення  $\beta_t$ :

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t}.$$

**В'язкість рідини** – це властивість рідини чинити опір відносному руху (зсуву) частинок рідини. Сили, що виникають в результаті ковзання шарів частинок рідини, називаються силами внутрішнього тертя або силами в'язкості.

Згідно закону Ньютона, сили в'язкості прямо пропорційні швидкості відносного руху та площі дотичних шарів:

$$F_{\text{вн}} = \pm \mu S \frac{du}{dh},$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість, Па·с,  $S$  – площа дотичних шарів, м<sup>2</sup>,  $du/dh$  – градієнт швидкості, с<sup>-1</sup>.

Для розв'язання практичних задач також використовується кінематична в'язкість  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Однією з одиниць вимірювання кінематичної в'язкості є Ст (Стокс):

$$1 \text{ Ст} = 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; 1 \text{ сСт} = 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

**1. ГІДРОСТАТИКА** – це розділ гідравліки, що вивчає закони рівноваги нерухомої рідини.

Рідина, що перебуває у спокої, знаходиться під дією зовнішніх сил двох категорій: масових та поверхневих. Під дією зовнішніх сил у кожній точці рідини виникають внутрішні сили, що характеризують її напружений стан (тиск у точці).

Середній гідростатичний тиск  $p_c$  – це відношення сумарної сили гідростатичного тиску  $P$  до площі поверхні  $\omega$ , на яку вона діє:

$$p_c = \frac{P}{\omega}.$$

Якщо зменшувати площину  $\omega$ , то середній гідростатичний тиск буде наближатись до певної границі, що виражає гідростатичний тиск у точці  $p$ :

$$p = \lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{P}{\omega}, [p] = 1 \text{ Па}.$$

Гідростатичний тиск має наступні властивості:

1. Гідростатичний тиск завжди направлений по внутрішній нормалі до площини, на яку діє.

2. Гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини діє однаково у всіх напрямках, тобто не залежить від кута нахилу площини, на яку діє.

3. Величина гідростатичного тиску залежить від положення точки, в якій він визначається.

Третя властивість гідростатичного тиску висвітлена у **основному рівнянні гідростатики**:

$$p = p_0 + \rho gh,$$

де  $p$  – гідростатичний тиск у точці на глибині  $h$ ,  $p_0$  – тиск на вільній поверхні.

**Абсолютний**, або повний, гідростатичний тиск  $p_{абс}$  складається з зовнішнього тиску на вільну поверхню рідини  $p_0$  та манометричного (надлишкового тиску)  $p_{ман}$ , що створюється шаром рідини над точкою, що розглядається.

У відкритій ємності на вільну поверхню рідини діє атмосферний або барометричний тиск  $p_{атм}$ .

Тиск на рідину нижче атмосферного називають *вакуумом* ( $p_{вак}$ ):

$$P_{вак} = P_{атм} - P_{абс}.$$

Сила повного гідростатичного тиску на плоску фігуру дорівнює абсолютному гідростатичному тиску в центрі тяжіння цієї фігури  $p_{ц}$ , помноженому на площу цієї фігури:

$$P = (p_0 + \gamma h_{ц})\omega$$

*Центром тиску* називається точка прикладання сили надлишкового гідростатичного тиску. Ордината центру тиску  $y_{ц}$  на плоску фігуру визначається за формулою:

$$y_T = y_{ц} + \frac{I_x}{y_{ц}\omega},$$

де  $I_0$  – момент інерції фігури відносно центра мас,  $y_{ц}$  – ордината центра мас.

Для графічного зображення закону зміни гідростатичного тиску по глибині використовується еюра тиску. Площа еюри виражає силу тиску, а центр тяжіння еюри – це точка, через яку проходить рівнодіюча сили тиску.

Повна сила гідростатичного тиску на криволінійну поверхню визначається за формулою:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2},$$

де  $P_x, P_z$  – відповідно горизонтальна та вертикальна складові повної сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню:

$$P_x = \omega_z \gamma h_u, P_z = \gamma V,$$

$\omega_z$  – проекція площі криволінійної фігури на вертикальну вісь,  $h_u$  – глибина занурення центру ваги проекції криволінійної площини на вертикальну вісь;  $V$  – тіло тиску – об'єм рідини, вага якої є вертикальною складовою повної сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню.

Тіло тиску обмежене криволінійною поверхнею, її проекцією на п'єзометричну площину та вертикальними направляючими цієї проекції.

**2. Гідродинаміка** розглядає закони руху рідини. Параметри, що характеризують рух рідини – тиск та швидкість – змінюються у потоці рідини у просторі та з часом. Основною задачею гідродинаміки є дослідження зміни цих параметрів у потоці рідини, тобто знаходження вигляду функцій:

$$\begin{cases} p = f_1(x, y, z, t), \\ u = f_2(x, y, z, t), \end{cases}$$

де  $u, p$  – швидкість та тиск у точці, що розглядається;  $x, y, z$  – координати точки;  $t$  – час.

Усталений рух рідини – це такий рух рідини, при якому швидкість потоку та тиск у будь-якій точці не змінюються з плином часу, тобто є функціями лише координат. Прикладом є витікання рідини з отвору при постійному напорі, а також рух рідини у каналі при незмінному його перерізі та постійній глибині.

Неусталений рух – це такий рух рідини, при якому швидкість потоку та тиск у будь-якій точці змінюються з плином часу, тобто є функціями координат та часу. Прикладом є витікання рідини з отвору при змінному напорі.

**Гідравлічні елементи потоку:**

1. Живий переріз  $\omega$ , м<sup>2</sup> – це поперечний переріз потоку, перпендикулярний до напрямку його руху.

2. Змочений периметр  $\chi$ , м – це частина периметру живого перерізу, по якому потік дотикається до твердих стінок русла.

3. Гідравлічний радіус  $R$ , м – це відношення площі живого перерізу до довжини змоченого периметру:

$$R = \frac{\omega}{\chi}.$$

4. Витрата  $Q$ , м<sup>3</sup>/с – це об'єм рідини, що протікає через живий переріз за одиницю часу.

5. Середня швидкість потоку  $v$ , м/с – це швидкість, яку мали б мати всі частинки рідини в живому перерізі  $\omega$  для пропуску через нього витрати  $Q$ :

$$v = \frac{Q}{\omega}.$$

Рівномірний рух рідини – це усталений рух, при якому середні швидкості та живі перерізи потоку не змінюються по його довжині. Рівномірним можна вважати рух рідини в циліндричній трубі чи каналі незмінного поперечного перерізу і постійної глибини.

Нерівномірний рух рідини – це усталений рух, при якому середні швидкості та живі перерізи потоку змінюються по його довжині. Нерівномірним вважають рух рідини в конічній трубі та у природному руслі.

**Рівняння руху рідини:**

1) **рівняння нерозривності потоку** (виражає закон збереження маси):

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = v \omega = \text{Const.}$$

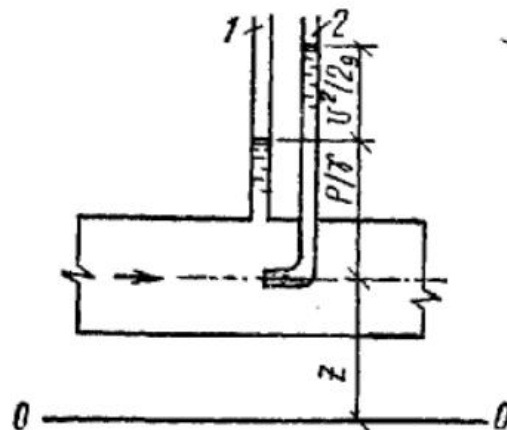
Рівняння нерозривності можна записати у вигляді рівняння незмінності витрати:

$$Q = \text{Const.}$$

2) **рівняння Бернуллі** (виражає закон збереження енергії):

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} + \Delta h = \text{Const.},$$

де  $z + p/\gamma$  – п'єзометричний напір;  $v^2/2g$  – швидкісний напір;  $\Delta h$  – втрати напору;  $\alpha$  – коефіцієнт кінетичної енергії потоку.



Розв'язок багатьох практичних задач гідравліки зводиться до встановлення залежностей, що визначають зміну швидкості та тиску по довжині потоку. Для цього використовуються рівняння нерозривності та рівняння Бернуллі, які мають три невідомі: швидкість, тиск та втрати напору. В якості третього рівняння використовують залежність втрат напору від швидкості та ряду інших факторів.

Втрати напору (енергії) обумовлені опорами двох видів:

- 1) опір по довжині, обумовлений силами тертя;
- 2) місцевий опір, обумовлений зміною напрямку та величини швидкості потоку.

Втрати напору по довжині визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

де  $\Delta h_l$  – втрата напору по довжині;  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі);  $l$  – довжина ділянки трубопроводу,  $d$  – діаметр трубопроводу (якщо переріз не круглий, то  $4R$ ),  $v$  – середня швидкість течії.

Місцеві втрати напору визначають за формулою Вейсбаха:

$$\Delta h_m = \xi \frac{v^2}{2g},$$

де  $\Delta h_m$  – втрата напору по довжині;  $\xi$  – коефіцієнт місцевого опору.

Коефіцієнти  $\lambda$  та  $\xi$  безрозмірні, вони залежать від багатьох факторів, зокрема, від режиму руху рідини (ламінальний чи турбулентний) та шорсткості стінок.

Основним критерієм для визначення режиму руху рідини є безрозмірний параметр  $Re$  (число Рейнольдса):

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

де  $v$  – середня швидкість потоку,  $d$  – діаметр труби (при безнапірному потоці  $4R$ ),  $\nu$  – кінематична в'язкість.

Число Рейнольдса, при якому відбувається зміна режиму руху, називається критичним числом Рейнольдса  $Re_k$ . Для напірного потоку в круглій трубі  $Re_k=2320$ , для безнапірного потоку  $Re_k=580$ . Тобто, якщо для конкретного випадку  $Re < Re_k$  – режим руху ламінальний, якщо  $Re > Re_k$  – режим руху турбулентний.

При напірному ламінарному русі рідини в трубопроводі коефіцієнт гідравлічного тертя залежить лише від числа Рейнольдса:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

Існують три області визначення коефіцієнта гідравлічного тертя при турбулентному русі:

1. Область гідравлічно гладких труб при  $\text{Re}=2320\dots 10d/\Delta_e$  ( $\Delta_e$  – еквівалентна шорсткість):

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$$

В цій зоні втрати напору пропорційні середній швидкості в степені 1,75.

2. Перехідна область або область доквадратичного опору при  $\text{Re}=(10\dots 500)d/\Delta_e$ :

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}$$

Втрати напору в цій області пропорційна середній швидкості в степені 1,75...2.

3. Область гідравлічно шорстких труб або область квадратичного опору при  $\text{Re}>500d/\Delta_e$ :

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25}$$

Місцеві втрати енергії обумовлені так званими місцевими гідравлічними опорами, тобто місцевими змінами форми та розмірів русла, які викликають деформацію потоку. Про протіканні рідини через місцеві опори відбувається зміна її швидкості та зазвичай виникають вихори.

Коефіцієнт  $\xi$  для кожного місцевого опору визначається експериментальним шляхом, але у певних випадках може бути визначений теоретично з деякими допущеннями. Так, для різкого розширення формула втрат напору (формула Борда) має вигляд:

$$\Delta h_{PP} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

Оскільки за умовою нерозривності  $v\omega = \text{Const}$ , то:

$$\Delta h_{PP} = \frac{v_1^2}{2g} \left( 1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \frac{v_2^2}{2g} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2$$

Отже, коефіцієнт місцевого опору при раптовому розширенні визначається наступним чином:

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2, \text{ або } \xi_2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2.$$

Коефіцієнт місцевого опору при раптовому звуженні визначають за формулою:

$$\xi_{p.з.} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2.$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт стискання струменя, який являє собою відношення площі перерізу стиснутого струменя у вузькому трубопроводі  $\omega_{cm}$  до площі перерізу вузької труби  $\omega_2$ :

$$\varepsilon = \frac{\omega_{cm}}{\omega_2}.$$

Коефіцієнт стискання струменя  $\varepsilon$  може бути визначений за формулою Альтшуля:

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n},$$

де  $n = \omega_2/\omega_1$  – ступінь стискання струменя.

Коефіцієнт опору при раптовому повороті труби круглого поперечного перерізу на кут  $\alpha$  можна визначити за формулою:

$$\xi_\alpha = \xi_{90^\circ} (1 - \cos \alpha),$$

де  $\xi_{90^\circ}$  – значення коефіцієнта опору для кута  $90^\circ$ . Для наближених розрахунків слід приймати  $\xi_{90^\circ} = 1$ .

При розрахунку загальних втрат напору користуються принципом накладення втрат шляхом сумування втрат напору на прямолінійних ділянках та в місцевих опорах. Цей метод є справедливим тільки в тому випадку, якщо місцеві опори розташовані на достатньо великій відстані один від одного ( $l \geq 20 \div 50d$ ), тобто між ними є прямолінійна ділянка, на якій змінений після виходу з одного місцевого опору потік встигає стабілізуватись та прийняти перед наступним такий же вигляд, як і перед першим.

Відстань між місцевими опорами можна визначити за формулою:

$$l_{en} \geq d \left( \frac{12}{\lambda} - 50 \right)$$

де  $l_{\text{еп}}$  – довжина впливу місцевого опору;  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя труби, на якій розташований місцевий опір;  $d$  – діаметр труби.

Швидкість витікання рідини з малого отвору в тонкій стінці (отвір вважається малим при  $d < 0,1H$ , де  $d$  – висота отвору,  $H$  – напір, під дією якого відбувається витікання; стінка вважається тонкою, якщо струмінь, що витікає, дотикається лише до кромки отвору, який направлений всередину резервуару, і не дотикається до бокової поверхні отвору):

$$v_c = \varphi \sqrt{2gH_{\text{пр}}},$$

де  $H_{\text{пр}} = H + \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_a}{\rho g}$  – приведений напір,  $\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta_0}}$  – коефіцієнт швидкості.

При цьому витрата рідини визначається за формулою:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_{\text{пр}}},$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати отвору.

Насадком називається коротка труба ( $l = (3 \div 4)d$ ), яка приєднана до отвору.

Швидкість при витіканні з насадка:

$$v = \varphi \sqrt{2gH},$$

де  $\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\zeta_0}{\varepsilon^2} + (\frac{1}{\varepsilon} - 1)^2 + \lambda \frac{l}{d}}}$  – коефіцієнт швидкості.

Витрати рідини через насадок визначається за формулою:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}.$$

Середні значення коефіцієнтів витрати води з різних отворів та насадок

Типи отворів та насадок	$\varphi$	$\varepsilon$	$\mu$
Круглий отвір в тонкій стінці	0,97	0,62-0,64	0,61
Зовнішня циліндрична насадка	0,82	1,0	0,82
Внутрішня циліндрична насадка	0,707	1,0	0,707
Конічна східна насадка $\beta = 13^\circ 24'$	0,964	0,982	0,946
Конічна розхідна насадка $\beta = 8^\circ$	0,45	1,0	0,45
Конусоїдальна насадка	0,98	1,0	0,98

## ВАРІАНТИ ЗАВДАННЯ ДО ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ №1

1. Манометр, що підключений до закритого резервуару з нафтою ( $\rho_n=850\text{кг/м}^3$ ), показує надлишковий тиск  $p_m=10+5\cdot N$  кПа (рис. 1). Визначити рівень нафти у резервуарі, якщо рівень рідини у п'єзометрі  $h_p=1+0,1\cdot N$  м, а відстань від точки підключення до центру манометра  $z=0,5+0,05\cdot N$  м. Атмосферний тиск прийняти рівним  $p_{\text{атм}}=101,3$  кПа ( $N$  – номер студента у списку групи).

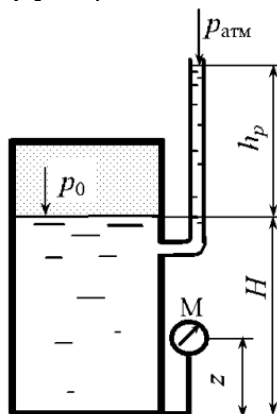


Рис. 1.

2. Визначити силу, що відриває напівсферичну кришку від основи резервуару, що заповнений водою, діаметр кришки  $d=1+0,05\cdot N$  м,  $H=2+0,25\cdot N$  м,  $h=1+0,2\cdot N$  ( $N$  – номер студента у списку групи).

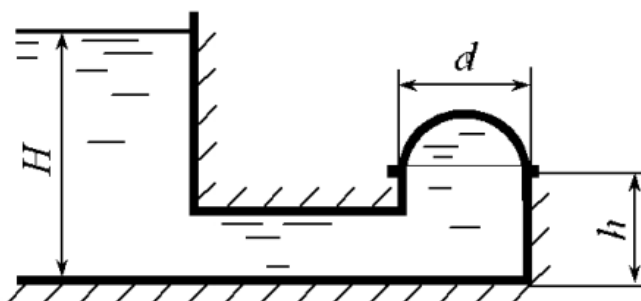


Рис. 2.

3. По конічній збіжній трубі рухається бензин ( $\rho_b=850\text{кг/м}^3$ ). Визначити діаметр перерізу, в якому відбудеться зміна режимів руху, якщо витрата  $Q=0,1+0,05\cdot N$  л/с, динамічний коефіцієнт в'язкості  $\mu=5+0,2\cdot N\cdot 10^{-4}$  Па·с ( $N$  – номер студента у списку групи).

4. Горизонтальна труба діаметром  $d=50+5\cdot N$  мм складається з двох ділянок та з'єднує резервуари (рис. 3), в яких підтримуються постійні рівні  $H_1=5+0,25\cdot N$  м,  $H_2=1+0,2\cdot N$  м. Для кожної ділянки трубопроводу  $l=25+0,5\cdot N$  м. Визначити витрату води, якщо коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda=0,02+0,002\cdot N$  ( $N$  – номер студента у списку групи).

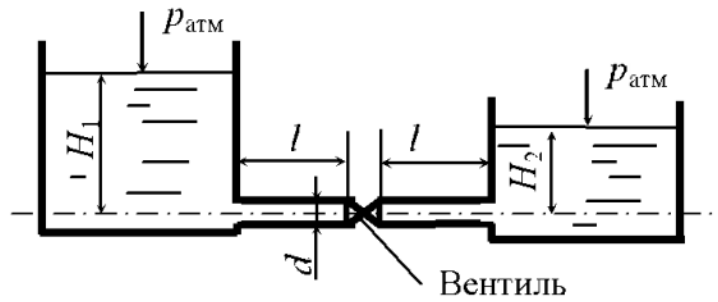
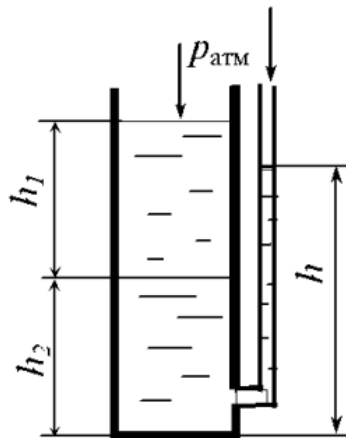


Рис. 3.

## ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ №1

1. У циліндричній ємності межа поділу мастила та води встановилась на рівні  $h_1=1,2$  м. Визначити густину мастила, якщо глибина води  $h_2=0,2$  м, а рівень води в п'єзометрі встановився на висоті  $h=1,2$  м.



Скориставшись основним рівнянням гідростатики, запишемо рівність тисків відносно дна ємності:

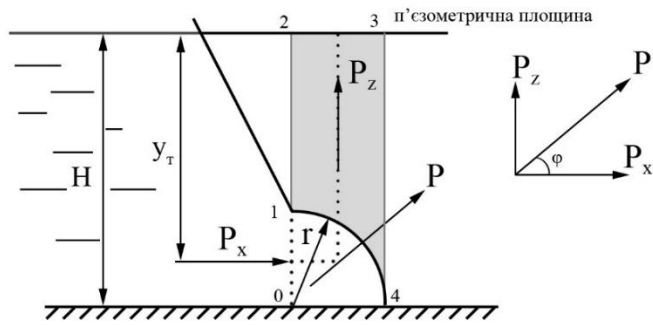
$$p_{атм} + \rho_m g h_1 + \rho_g g h_2 = p_{атм} + \rho_g g h \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \rho_m g h_1 = \rho_g g h - \rho_g g h_2 = \rho_g g (h - h_2).$$

Остаточно отримаємо:

$$\rho_m = \rho_g \frac{h - h_2}{h_1} = 10^3 \frac{1,2 - 0,2}{1,2} = 833 \text{ кг/м}^3.$$

2. Визначити силу гідростатичного тиску на 1 м ширини нижньої криволінійної частини споруди, якщо  $H=1,5$  м,  $r=0,5$  м.



Горизонтальна складова сили тиску води на криволінійну частину споруди дорівнює силі тиску на вертикальну проекцію цієї поверхні:

$$P_x = \rho g h_y \omega_z = \rho g \left( H - \frac{r}{2} \right) r b = 1000 \cdot 9,8 \left( 1,5 - \frac{0,5}{2} \right) 0,5 \cdot 1 = 6130 \text{ Н.}$$

Вертикальна складова сили тиску води дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску 1-2-3-4  $V_T$ , що дорівнює:

$$V_T = \left( Hr - \frac{\pi r^2}{4} \right) b = \left( 1,5 \cdot 0,5 - \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} \right) \cdot 1 = 0,554 \text{ м}^3.$$

Тоді маємо:

$$P_z = \rho g V_T = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,554 = 5430 \text{ Н.}$$

Сумарна сила тиску води на криволінійну частину споруди:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{6130^2 + 5430^2} = 8190 \text{ Н.}$$

Відстань від вільної поверхні до лінії дії горизонтальної складової:

$$y_T = y_{ц} + \frac{I_0}{\omega y_{ц}} = \left( H - \frac{r}{2} \right) + \frac{br^3}{12br \left( H - \frac{r}{2} \right)} =$$

$$= \left( 1,5 - \frac{0,5}{2} \right) + \frac{0,5^2}{12 \cdot 0,5 \left( 1,5 - \frac{0,5}{2} \right)} = 1,267 \text{ м.}$$

3. Який режим руху води встановиться при діаметрі напірної труби  $d=250\text{мм}$ , температурі  $t=15^\circ\text{C}$ , витраті  $Q=12 \text{ л/с}$

Середня швидкість потоку:

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}.$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4Q}{\pi \cdot d \cdot \nu}.$$

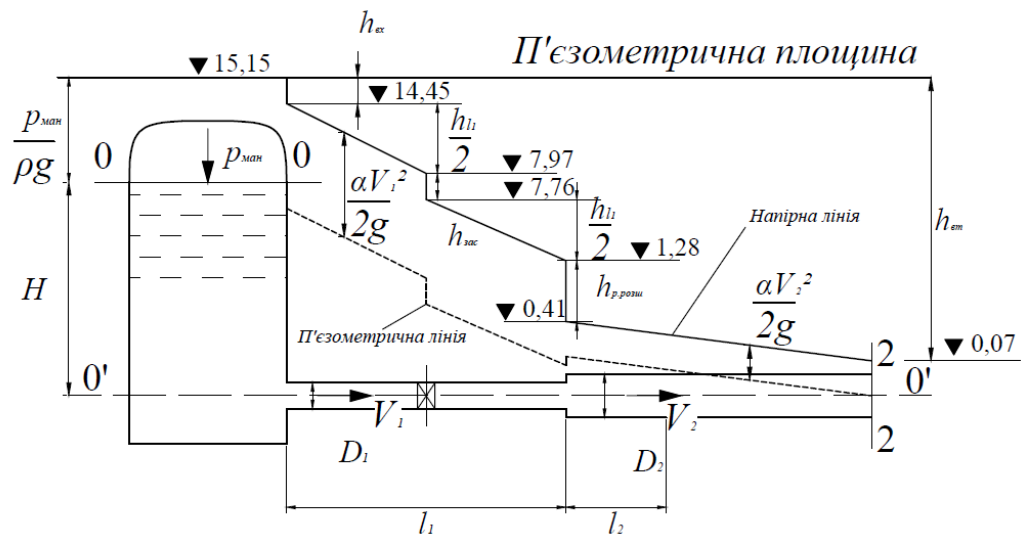
При  $t=15^\circ\text{C}$  кінематична в'язкість  $\nu = 1,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , тому:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 1,15 \cdot 10^{-6}} = 53144.$$

$Re > Re_k$ , тому режим руху – турбулентний.

4. Вода витікає з закритого резервуара при сталому напорі  $H=7\text{ м}$  по горизонтальному трубопроводу, що складається з двох ділянок.

Довжина ділянок відповідно  $l_1=25\text{ м}$ ,  $l_2=35\text{ м}$  діаметри  $D_1=70\text{ мм}$ ,  $D_2=150\text{ мм}$ ; гідравлічні коефіцієнти тертя  $\lambda_1=0,026$ ,  $\lambda_2=0,022$ . Манометричний тиск на вільній поверхні води в резервуарі  $p_{\text{ман}}=80\text{ кПа}$ . Посередині першої ділянки труби встановлена засувка. Визначити витрату води.



Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 0 – 0 та 2 – 2 відносно площини порівняння 0' – 0', що проведена через вісь труби:

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha V_0^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \sum h_{em},$$

де

$$\alpha \approx 1; p_0 = p_{\text{ман}}; V_0 \approx 0; z_0 = H.$$

Тоді:

$$H + \frac{p_{\text{ман}}}{\rho g} = \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \sum h_{em}$$

$$\sum h_{em} = \xi_{ex} \frac{V_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{l_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + \xi_{зас} \frac{V_1^2}{2g} + \xi_{p.розш.} \frac{V_2^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g}$$

Коефіцієнти місцевих опорів визначаємо за довідниковими даними:

$\xi_{ex} = 0,5$  – коефіцієнт місцевого опору входу з резервуару в трубу;

$\xi_{зас} = 0,15$  – коефіцієнт місцевого опору засувки;

$\xi_{p.розш.}$  – коефіцієнт місцевого опору при раптовому розширенні.

При

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{150}{70} = 2,14$$

$$\xi_{p.розш.} = 12,9\alpha_1$$

Тоді:

$$\xi_{p.розш.} = 12,9 \cdot 1,01 = 13,14$$

Середні швидкості  $V_1$  і  $V_2$  пов'язані між собою рівнянням нерозривності:

$$V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2$$

Звідси:

$$V_1 = \frac{\omega_2}{\omega_1} V_2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 V_2 = \left(\frac{150}{70}\right)^2 V_2 = 4,59 V_2$$

$$V_1^2 = 21,08 V_2^2$$

Підставимо вихідні дані та обчислимо втрати напору:

$$\sum h_{em} = (0,5 + 0,026 \frac{25}{0,07} + 0,15) \frac{21,08}{2 \cdot 9,81} V_2^2 + (13,14 + 0,022 \frac{35}{0,15}) \frac{V_2^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$\sum h_{em} = 10,68 V_2^2 + 0,93 V_2^2 = 11,61 V_2^2$$

Підставивши  $\sum h_{em}$  в рівняння Бернуллі, визначимо середню швидкість  $V_2$ :

$$V_2 = 1,14 \text{ м/с}; V_1 = 4,59 V_2 = 5,23 \text{ м/с}$$

Обчислюємо витрату потоку

:

$$Q = V_1 \frac{\pi D_1^2}{4} = 5,23 \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4} = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$$

## ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №2 «ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОД»

### 1. Розрахунок параметрів об'ємних гідромашин та гідродвигунів.

До основних параметрів насосів та гідромоторів відносяться:

1) **робочий об'єм** насоса або гідромотора  $V_p$ , м<sup>3</sup> – це різниця найбільшого і найменшого значень об'ємів робочої камери за один оберт валу або за подвійний хід робочого органу насоса.

2) **подача насоса**  $Q$ , м<sup>3</sup>/с – об'єм рідини, що перекачується насосом за одиницю часу. **Витрата гідромотора** – об'єм рідини, що споживається гідромотором за одиницю часу.

Теоретична подача (витрата) розраховується за формулою:

$$Q_T = V_p n,$$

де  $n$  – частота обертання, с<sup>-1</sup>.

**Номінальна частота обертання** – найбільша частота обертання, при якій насос працює протягом встановленого строку служби зі збереженням параметрів в межах, встановлених нормативно-технічною документацією.

Дійсна подача насоса:

$$Q = Q_T \eta_v,$$

де  $\eta_v$  – об'ємний ККД.

Дійсна витрата рідини через гідромотор визначається за формулою:

$$Q = \frac{V_p n}{\eta_v}.$$

3) **тиск насоса**  $p$ , Па – різниця між тиском на вході та виході насоса.

**Номінальний тиск** – найбільший манометричний тиск, при якому насос працює протягом встановленого строку служби зі збереженням параметрів в межах, встановлених нормативно-технічною документацією.

4) **корисна потужність**  $N_k$ , Вт – це робота, яка передається насосом за одиницю часу:

$$N_k = pQ.$$

**Споживана потужність (потужність гідромотора)**  $N$ , Вт – потужність, підведена від двигуна:

$$N = M\omega = M2\pi n,$$

де  $M$  – крутний момент на валу насоса (гідромотора), Нм;  $\omega$  – кутова швидкість,  $\text{с}^{-1}$ .

Робочий об'єм шестеренного насоса (гідромотора) визначається за формулою:

$$V_p = \pi D_d h b = 2\pi m^2 z b,$$

де  $D_d = mz$  – діаметр ділительного колеса шестерні (рис. 12.5);  $h \approx 2m$  – висота зуба;  $m = r/\pi$  – модуль зчеплення;  $r$  – крок зачеплення;  $z$  – кількість зубців шестерні;  $b$  – ширина шестерні.

Крутний момент (Нм), що створює гідромотор (дійсний):

$$M = V_p \Delta p \eta_{\text{гм}} / 2\pi,$$

де  $\eta_{\text{гм}}$  – гідромеханічний ККД.

Робочий об'єм пластинчастого насоса одноходової дії визначають за залежністю:

$$V_p = 2e(2\pi R - zS)b,$$

де  $e$  – ексцентриситет;  $R$  – радіус статора;  $z$  – кількість пластин;  $S$  – товщина пластини;  $b$  – ширина пластини.

Робочий об'єм пластинчастого насоса двоходової дії визначають за залежністю:

$$V_p = 2b(R - r)(\pi(R + r) - zS),$$

де  $R$  – радіус більшої півосі статора;  $r$  – радіус ротора;  $b$  – ширина пластини.

Робочий об'єм аксіально-поршневої (плунжерної) гідромашини з похилим диском визначають за залежністю:

$$V_p = S_n h z = (\pi d^2 / 4) D \cdot \text{tg} \beta \cdot z,$$

де  $S_n$  – площа поршня;  $h$  – максимальний хід поршня;  $D = h \cdot \text{tg} \beta$ ;  $z$  – кількість поршнів;  $d$  – діаметр поршня;  $D$  – діаметр кола блока, на якому розміщені осі циліндрів;  $\beta$  – кут нахилу диска.

Робочий об'єм аксіально-поршневої (плунжерної) гідромашини з похилим блоком визначають за залежністю:

$$V_p = S_n h z = (\pi d^2 / 4) D \cdot \sin \beta \cdot z.$$

Робочий об'єм радіально-поршневої гідромашини одноходової дії:

$$V_p = S_n h z K,$$

де  $S_n$  – площа поршня;  $h$  – повний хід поршня;  $h = 2e$ ;  $e$  – ексцентриситет;  $z$  – кількість поршнів;  $K$  – кількість рядів поршнів.

Робочий об'єм радіально-поршневої гідромашини багатоголової дії:

$$V_p = S_n h_1 z K m,$$

де  $h_1$  – хід поршня за один цикл;  $m$  – кількість циклів.

Основними робочими і конструктивними параметрами силових гідроциліндрів є: внутрішній діаметр циліндра, зусилля, що розвивається, витрата рідини, потужність і ККД.

Внутрішній діаметр циліндра  $D$  є головним параметром; він характеризує геометричні розміри і технологію виготовлення гідроциліндра. За цим параметром визначають зусилля на штоку і швидкість руху поршня при робочому ході.

Наближений розрахунок.

Діаметр силового гідроциліндра (без урахування втрат тиску на подолання додаткових навантажень) визначають за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_p}},$$

де  $F$  – корисне навантаження,  $p_p$  – робочий тиск, що приймається залежно від  $F$ .

За обчисленим розрахунковим діаметром  $D$  підбирають найближчий більший нормалізований діаметр. Внутрішній нормалізований діаметр гідроциліндрів має наступні значення в мм:

Основний ряд: 10 12 16 20 25 32 40 50  
63 80 100 125 160 200 250 320  
400 500 630 800

Додатковий ряд: 36 45 56 70 90 110 140 180  
220 280 450 560 710 900

Діаметр штока  $d$  визначається в залежності від розрахункового тиску:

при $p_p \leq 2,5$ МПа	$d = (0,3 \div 0,35)D$
при $p_p \leq (6,4 \div 10)$ МПа	$d = 0,5D$
при $p_p \leq (16 \div 25)$ МПа	$d = (0,7 \div 0,75)D$

За обчисленим розрахунковим діаметром  $d$  підбирають найближчий більший нормалізований діаметр.

### Уточнений розрахунок.

В процесі роботи силового гідроциліндра частина робочого тиску витрачається на подолання сил тертя в конструктивних елементах гідроциліндра, силу протитиску, динамічні навантаження, що виникають при розгоні і гальмуванні поршня гідроциліндра. Вважаючи прийнятий робочий тиск вихідним параметром, можна уточнити діаметр силового гідроциліндра. Для цього необхідно врахувати названі вище додаткові навантаження.

Зусилля, що розвивається гідроциліндром  $F'$ , дорівнює сумі статичного  $F_{ст}$  та динамічного  $F_{д}$  навантажень:

$$F' = F_{ст} + F_{д}.$$

Статичне навантаження визначається за формулою:

$$F_{ст} = F + F_{т} + F_{пр},$$

де  $F$  – корисне навантаження,  $F_{т}$  – сила тертя в конструктивних елементах,  $F_{пр}$  – сила протитиску.

$F_{т}$  визначається в залежності від обраних типів ущільнень на штоку і поршні, тобто:

$$F_{т} = \sum T_i,$$

де  $T_i$  – сила тертя в  $i$ -му ущільненні.

Для отримання більш рівномірної швидкості руху поршня на зливній лінії з гідроциліндра створюється протитиск, сила якого позначається  $F_{пр}$ . Зазвичай протитиск створюється шляхом дроселювання робочої рідини. На рис. 1 представлена найпростіша схема демпфера.

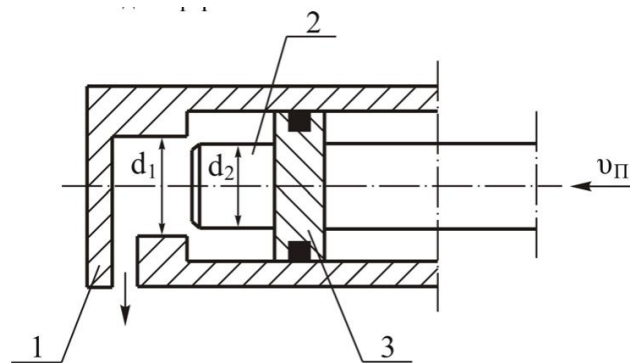


Рис. 1. Гідроциліндр з демпфером: 1 – корпус; 2 – хвостовик; 3 – поршень

Якщо умови роботи не накладають вимоги плавного руху робочого органу, то величину протитиску в розрахунок можна не вводити.

У машинах, верстатах, де робочий тиск малий, величину протидії рекомендується приймати в межах від 0,2 до 0,3 МПа.

У машинах і верстатах, де робочий орган розташований вертикально і не урівноважений контрвантажем, величина протитиску визначається вагою рухомих частин головки і гідроциліндра, поршня і т.д. і повинна бути на  $0,2 \div 0,3$  МПа більше величини  $G/\Omega$ , тобто:

$$p_{\text{пр}} = (0,2 \div 0,3) \cdot 10^6 + G/\Omega,$$

де  $G$  – вага рухомих частин (рис. 2), Н;  $\Omega$  – площа перерізу порожнини гідроциліндра, м<sup>2</sup>.

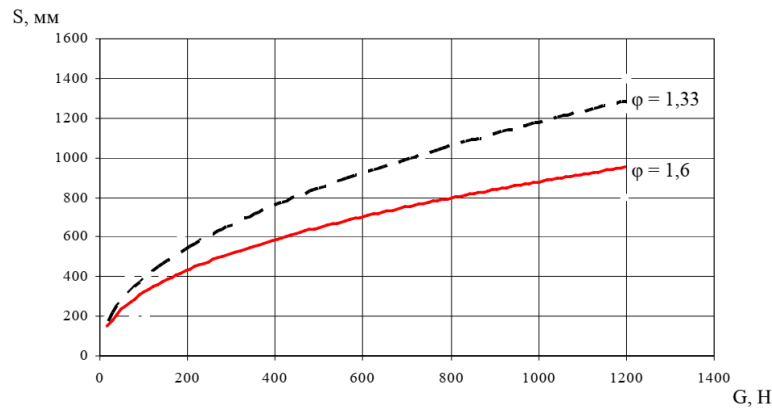


Рис. 2. Графік визначення ваги рухомих частин гідроциліндра

З урахуванням вищезазначеного, сила протитиску визначається за формулою:

$$F_{\text{пр}} = p_{\text{пр}} \cdot \Omega$$

Динамічну силу  $F_{\text{д}}$ , що виникає при розгоні і гальмуванні, можна наближено визначити, користуючись теоремою про зміну імпульсу і імпульс зовнішніх сил:

$$F_{\text{д}} \Delta t = (G/g) \Delta v,$$

де  $\Delta v = v_1 - v_2$  – різниця між максимальною та мінімальною швидкістю поршня;  $\Delta t$  – час прискорення або гальмування, приймається рівним  $0,01 \div 0,5$  с.

Отже, формула для визначення динамічної сили має вигляд:

$$F_{\text{д}} = (G/g) \Delta v / \Delta t.$$

Остаточно, визначивши уточнене корисне навантаження, уточнений діаметр гідроциліндра визначається за формулою:

$$D' = \sqrt{\frac{4F'}{\pi p_p}}$$

Далі підбирається найближчий більший нормалізований діаметр гідроциліндра і уточнюється діаметр штока.

### Розрахунок гідроциліндра на стійкість.

Гідроциліндри в процесі експлуатації під дією робочого тиску працюють як стиснуто-зігнуті балки змінного перерізу. Для забезпечення працездатності циліндра необхідно переконатися в стійкості штока під дією навантаження.

Для визначення стійкості гідроциліндра при відомому робочому зусиллі на штоку гідроциліндра можна скористатися наступною методикою.

За схемами (рис. 3) визначається фактор ходу гідроциліндра  $F_c$  в залежності від способу кріплення гідроциліндра.

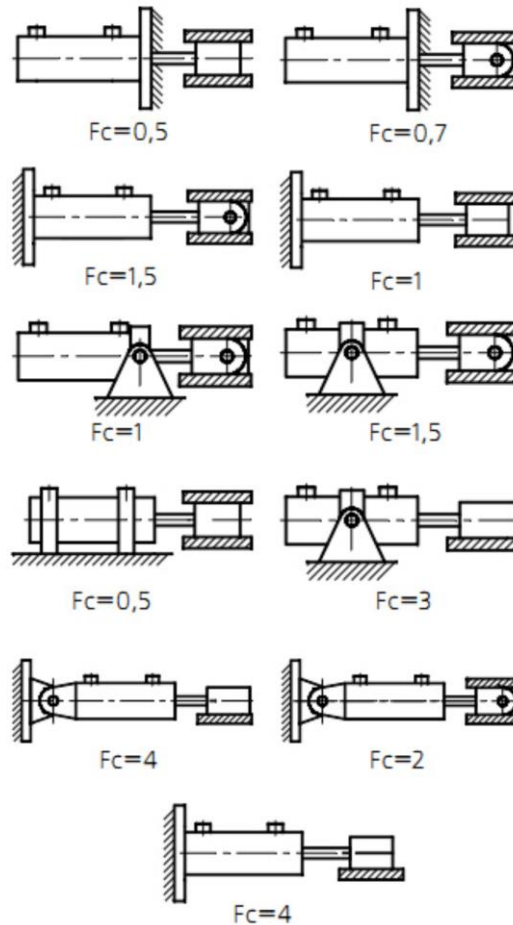


Рис. 3. Способи кріплення гідроциліндра

Далі визначається опорна довжина штока гідроциліндра  $L_0$ :

$$L_0 = F_c \cdot S$$

де  $S$  – хід штока гідроциліндра.

Потім за графіком (рис. 4) визначається максимально допустима довжина штока гідроциліндра  $L_{max}$  і її значення порівнюється з величиною  $L_0$ . При цьому працездатність гідроциліндра (стійкість штока) буде забезпечена в разі виконання наступної умови:

$$L_0 \leq L_{max}.$$

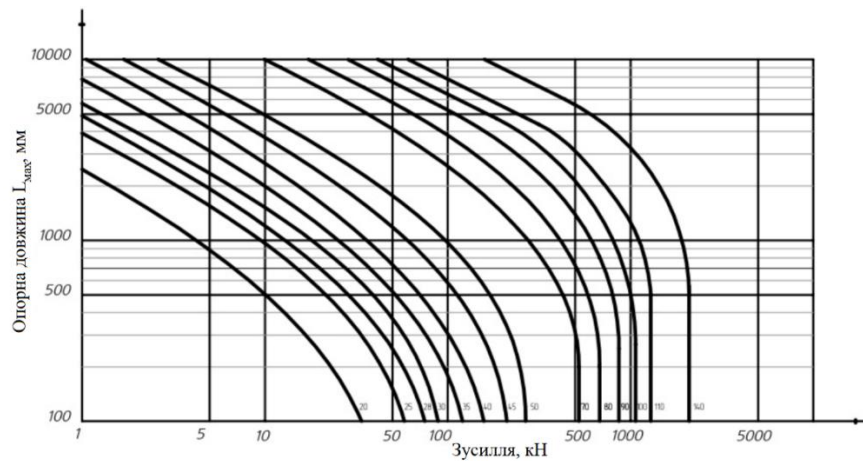


Рис. 4. Залежність опорної довжини від зусилля на штоці різного діаметру

Розрахунковий крутний момент на валу однопластинчастого поворотного гідродвигуна:

$$M = \frac{\Delta p \cdot b}{8} (D^2 - d^2).$$

Кутова швидкість обертання валу визначається за формулою:

$$\omega = \frac{\Delta p}{M} = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b}.$$

Фактичний момент  $M_{\phi}$  і кутова швидкість  $\omega_{\phi}$  будуть менше розрахункових у зв'язку з наявністю втрат тертя і витoku рідини, що характеризуються механічним  $\eta_m$  і об'ємним  $\eta_o$  ККД поворотного гідродвигуна:

$$M_{\phi} = \frac{\Delta p \cdot b}{8} (D^2 - d^2) \eta_m,$$

$$\omega_{\phi} = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b} \eta_{об}.$$

ККД гідропривода зворотно-поступального руху визначається за формулою:

$$\eta = \frac{P \nu}{p_H Q_H} \eta_H.$$

ККД гідропривода обертального руху визначається за формулою:

$$\eta = \frac{M 2\pi n}{p_H Q_H} \eta_H.$$

## ВАРІАНТИ ЗАВДАННЯ ДО ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ №2

1. Шестеренний гідромотор має крутний момент  $M$ , Нм при частоті обертання його вала  $n$ , об/хв. Визначити витрату, тиск і потужність потоку рідини на вході у гідромотор, якщо його робочий об'єм  $V_p$ , см<sup>3</sup>, гідромеханічний ККД  $\eta_{гм}$ , об'ємний ККД  $\eta_v$ , а тиск рідини на зливі  $p_2$ , кПа.

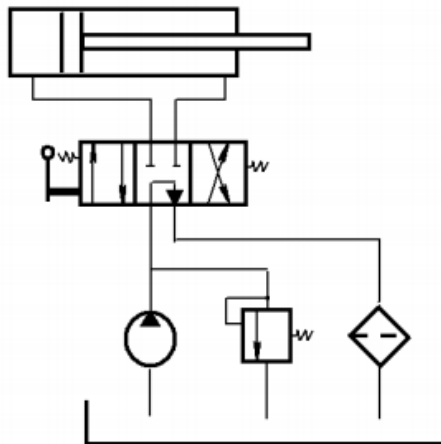
Варіант	$M$ , Нм	$n$ , об/хв	$V_p$ , см <sup>3</sup>	$\eta_{гм}$	$\eta_v$	$p_2$ , кПа
1	20	2000	10	0,94	0,92	150
2	45	1500	31,7	0,94	0,92	100
3	65	2000	32	0,94	0,92	150
4	75	2000	31,5	0,94	0,92	200
5	70	1500	45,7	0,95	0,92	100
6	95	2000	49,1	0,95	0,92	150
7	105	2000	50	0,95	0,92	150
8	110	2000	48,8	0,89	0,83	200
9	145	1500	69	0,95	0,92	150
10	160	1500	69	0,91	0,85	200

2. Визначити основні параметри шестеренного насоса (робочий об'єм, ширину та діаметр шестерні, потужність), що має подачу  $Q$ , л/хв, номінальний тиск  $p$ , МПа, частоту обертання  $n$ , об/хв, кількість зубців  $z$ , об'ємний ККД  $\eta_v$ , механічний ККД  $\eta_m$ .

№	$Q$ , л/хв	$p$ , МПа	$n$ , об/хв	$z$	$\eta_v$	$\eta_m$
1	11	16	1500	10	0,9	0,8
2	18	16	1500	12	0,92	0,83
3	25	16	1500	14	0,95	0,83
4	32	16	1500	16	0,95	0,84
5	37	16	1500	18	0,95	0,85
6	46	16	1000	20	0,95	0,85
7	46	20	1000	20	0,95	0,84
8	58	20	1000	22	0,96	0,84
9	75	20	1000	24	0,97	0,85
10	93	20	1000	26	0,97	0,85

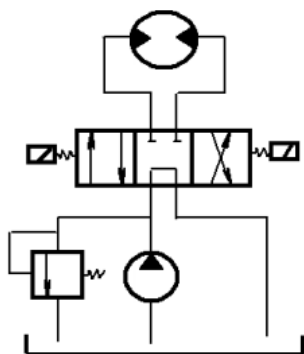
3. Принципова схема нерегульованого об'ємного гідропривода поступального руху наведена на рис. Відомо: діаметр гідроциліндра  $d_c=100$  мм, діаметр штока  $d_w=50$  мм, хід поршня  $S=450$  мм, корисне зусилля на штоці при робочому ході  $P$ , сила тертя в ущільнювачах поршня і штока гідроциліндра  $F_m$ , частота робочих циклів (число циклів за секунду)  $i$ ; втрати тиску у розподільнику  $\Delta p_p$ , у фільтрі  $\Delta p_f$ . Втрати тиску у гідролінії прийемо  $\Delta p=0,1$  МПа.

Визначити: 1) подачу насоса  $Q_n$ ; 2) швидкість руху штока при робочому  $v_{рх}$  і холостому  $v_{хх}$  ході (робочий хід відповідає виходу штоку з циліндра); 3) тиск насоса при робочому ході поршня  $p_{нр}$ ; 4) ККД гідропривода при робочому ході  $\eta_p$  (ККД насоса прийняти рівним  $\eta=0,8$ ).



Параметр	Одиниця вимірювання	Номер варіанта									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P$	кН	12	25	30	50	40	35	25	12	50	50
$F_T$	кН	1,0	2,5	3,0	5,0	4,0	3,5	2,5	1,2	5,0	4,0
$i$	1/с	0,075	0,0725	0,031	0,105	0,105	0,096	0,15	0,15	0,14	0,2
$\Delta p_p$	МПа	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta p_\phi$	МПа	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1

4. Визначити необхідну подачу насоса та ККД гідропривода, якщо ККД насоса  $\eta_n$ , робочий об'єм гідромотора  $q_m$ , частота обертання вала гідромотора  $n_m$ , крутний момент на валу гідромотора  $M_m$ , механічний ККД гідромотора  $\eta_{м.м}=0,8$ , об'ємний ККД гідромотора  $\eta_{м.о}=0,9$ . Втрати тиску в розподільнику  $\Delta p_p=0,25$  МПа. Довжина гідроліній  $l$ , внутрішній діаметр ліній  $d$ , кількість поворотів  $m$ , коефіцієнт місцевого опору одного повороту  $\xi=0,2$ , коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda=0,03$ . Густина робочої рідини  $\rho$ .



Параметр	Одиниця вимірювання	Номер варіанта									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\eta_n$	–	0,7	0,75	0,78	0,72	0,75	0,70	0,77	0,79	0,70	0,72
$q_m$	$\text{м}^3 \cdot 10^{-6}$	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
$n_m$	$\text{с}^{-1}$	10	8	7	6	5	4	3	4	3	4
$M_m$	$\text{Н} \cdot \text{м}$	100	80	60	50	40	30	25	20	15	10
$l$	м	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9
$d$	м	0,025	0,02	0,02	0,025	0,02	0,25	0,2	0,2	0,15	0,15
$m$	–	4	6	4	6	4	6	8	4	6	8
$\rho_m$	$\text{кг}/\text{м}^3$	900	850	800	750	950	850	800	750	800	850

## ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ №2

1. Визначити загальний ККД гідромотора, якщо тиск рідини на вході  $p_1=15$  МПа, витрата  $Q=1,5$  л/с, частота обертання вала  $n=14$  с<sup>-1</sup>, крутний момент 150 Нм тиск на зливі  $p_2=0,05$  МПа, робочий об'єм гідромотора  $V_p=100$  см<sup>3</sup>.

Перепад тиску на гідромоторі:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 15 - 0,05 = 14,95 \text{ МПа.}$$

Гідромеханічний ККД:

$$\eta_{GM} = \frac{2\pi M}{\Delta p \cdot V_p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{14,95 \cdot 10^6 \cdot 10^{-6}} = 0,63.$$

Об'ємний ККД гідромотора знайдемо із відношення теоретичної подачі до дійсної:

$$\eta_V = \frac{Q_T}{Q} = \frac{V_p n}{Q} = \frac{100 \cdot 14}{1500} = 0,93.$$

Загальний ККД гідромотора визначимо за залежністю:

$$\eta = \eta_V \eta_{GM} = 0,93 \cdot 0,63 = 0,586.$$

2. Шестеренний насос має номінальний тиск  $p_n=10$  МПа при частоті обертання  $n=1400$  хв<sup>-1</sup>. Визначити потужність, якщо ширина шестерні  $b=30$  мм, діаметр початкового кола шестерні  $D_0=60$  мм, число зубців  $z=8$ , об'ємний ККД  $\eta_v=0,92$ , загальний ККД насоса  $\eta=0,8$ .

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{D_0}{z} = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ мм.}$$

Робочий об'єм:

$$V_p = 2\pi D_0 m b = 2 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 7,5 \cdot 3 = 84,8 \text{ см}^3.$$

Подача насоса:

$$Q = V_p n \eta_V = 84,8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1400}{60} \cdot 0,92 = 1,82 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

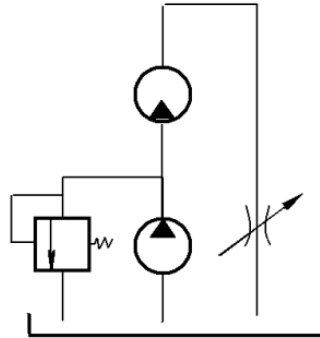
Корисна потужність:

$$N_k = p_n Q = 10 \cdot 10^6 \cdot 1,82 \cdot 10^{-3} = 18,2 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса:

$$N = \frac{N_k}{\eta} = \frac{1,82}{0,8} = 22,75 \text{ кВт.}$$

3. Визначити необхідну подачу насоса та ККД гідропривода, якщо ККД насоса  $\eta_n=0,74$ , робочий об'єм гідромотора  $q_m=63 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ , частота обертання вала  $n_m=12 \text{ с}^{-1}$ , крутний момент на валу гідромотора  $M_H=50 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . ККД гідромотора: механічний  $\eta_{m.m}=0,82$ , об'ємний  $\eta_{m.o}=0,91$ . Втрати (перепад) тиску в розподільнику  $\Delta p_p=0,15 \text{ МПа}$ . Довжина гідроліній (загальна)  $l=1 \text{ м}$ , діаметр труб  $d=0,02 \text{ м}$ . Коефіцієнт місцевого опору повороту труби (коліна)  $\xi=0,2$ , кількість поворотів  $m=6$ . Коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda=0,035$ . Густина робочої рідини  $\rho_m=780 \text{ кг/м}^3$ .



Подача насосу, без врахування втрати рідини, дорівнює витраті рідини через гідромотор:

$$Q_n = Q_m = \frac{q_m n_m}{\eta_{m.o.}} = \frac{63 \cdot 10^{-6} \cdot 12}{0,91} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Втрати тиску в гідролініях:

$$\Delta p = \rho_m \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{Q^2}{2\omega^2} = 780 \left( 0,037 \frac{7}{0,02} + 1,2 \right) \frac{(0,83 \cdot 10^{-3})^2}{2 \left( \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} \right)^2} = 36650 \text{ Па}.$$

Перепад тиску в гідромоторі:

$$\Delta p_m = \frac{2\pi M}{q_m \eta_{m.m}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{63 \cdot 10^{-6} \cdot 0,82} = 6,1 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Необхідний тиск насосу:

$$\Delta p_n = \Delta p_m + 2\Delta p_p + \Delta p = 6,1 \cdot 10^6 + 2 \cdot 0,15 \cdot 10^6 + 0,037 \cdot 10^6 = 6,44 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

ККД гідроприводу:

$$\eta = \frac{M_n \omega \eta_n}{p_n Q_n} = \frac{50 \cdot 6,28 \cdot 12 \cdot 0,74}{6,44 \cdot 10^6 \cdot 0,83 \cdot 10^{-3}} = 0,53.$$

## ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Константинов Ю.М., Гіжа О.О. Технічна механіка рідини і газу : підручник. Київ : Вища школа, 2002. 277 с.
2. Гідравліка, пневматика, термодинаміка : навчальний посібник / М. С. Корець. Київ : Вид-во НПУ імені М. П. Драгоманова, 2020. 323
3. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А Неміровський, Л. Г.Козлов; МОНМС України, ВНТУ. Вінниця : ВНТУ, 2013. 273 с
4. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: курсове проектування: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. П. Пурдик, С. В. Репінський; ВНТУ : Вінниця, 2014. 238 с.
5. Промисловий гідропривод : практ. порадник. З. Л. Фінкельштейн, О. М. Яхно, І. С. Корощупов, К. С. Коваленко. Алчевськ : ДонДТУ; Київ : НТУ, 2012. 175 с.
6. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика : підручник / Л. Є. Пелевін та ін.; МОН України, КНУБА. Київ : КНУБА, 2015.
7. Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів : навч. посіб. / за ред. П. М. Андренка. Харків : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2018. 519 с.
8. Надійність гідромашин і гідроприводів : конспект лекцій / укладач В. Ф. Герман. Суми : Сумський державний університет, 2014. 84 с.

Навчально-методичне видання

Козачина Віталій Анатолійович

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОД:

методичні вказівки до виконання  
індивідуальних завдань

Самостійне електронне мережеве видання

Публікується в авторській редакції