

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

Н. О. Євсєєва, С. О. Беженов, Р. Ф. Сухонос

**ІНЖЕНЕРНІ ЗАДАЧІ З ГІДРАВЛІКИ**

Навчальний посібник

Запоріжжя  
НУ «Запорізька політехніка»  
2025

УДК 532 (075.8)  
Є25

*Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національного університету «Запорізька політехніка»  
(Протокол № 12 від 27 червня 2025 р.)*

**Рецензенти:**

**Чернюк В.В.**, д.т.н., професор, завідувач кафедри гідротехніки та водної інженерії Національного університету «Львівська політехніка»;  
**Радченко В.В.**, к.т.н., доцент, доцент кафедри електричної інженерії та кіберфізичних систем Запорізького національного університету.

Є25 Євсєєва Н. О., Беженев С. О., Сухонос Р. Ф. Інженерні задачі з гідравліки : навчальний посібник. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2025. 134 с.

ISBN 978-617-529-519-9

У навчальному посібнику наведені теоретичні положення, наведено завдання та методики щодо розв'язання інженерних задач з гідравліки за темами: гідростатика, гідродинаміка (гідравлічний розрахунок короткого трубопроводу, витікання рідини через отвори та насадки), гідравлічні машини (відцентрові насоси).

Посібник призначений для студентів технічних спеціальностей та викладачів закладів вищої освіти.

УДК 532 (075.8)

ISBN 978-617-529-519-9

© Національний університет  
«Запорізька політехніка», 2025  
© Євсєєва Н. О., Беженев С. О.,  
Сухонос Р. Ф., 2025

## ЗМІСТ

	<b>ВСТУП</b>	5
<b>1</b>	<b>РОЗРАХУНОК ГІДРОСТАТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ТВЕРДІ ПОВЕРХНІ РІЗНИХ ФОРМ</b>	7
1.1	Загальні відомості про гідростатику	7
1.2	Завдання до розрахунку	10
1.3	Рекомендації щодо виконання завдання	15
1.3.1	Побудова епюр гідростатичного тиску	16
1.3.2	Визначення сили тиску на плоску кришку	16
1.3.3	Визначення сили тиску на криволінійну поверхню	20
1.4	Приклад розрахунку	20
1.4.1	Розрахунок тиску в спокої. Побудова епюри гідростатичного тиску	20
1.4.2	Визначення сили тиску на плоску та криволінійну поверхні	22
1.5	Контрольні запитання для самоперевірки	24
<b>2</b>	<b>ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОРОТКОГО ТРУБОПРОВОДУ</b>	25
2.1	Загальні відомості про гідродинаміку	25
2.2	Завдання до розрахунку	27
2.3	Рекомендації щодо виконання завдання	31
2.3.1	Вибір труб та визначення гідравлічних коефіцієнтів	32
2.3.2	Розрахунок тиску на вході в гідросистему	37
2.3.3	Графічна ілюстрація гідравлічного розрахунку	40
2.3.4	Перевірка труб на статичну міцність	41
2.3.5	Побудова характеристики трубопроводу	41
2.4	Приклад розрахунку	42
2.5	Контрольні запитання для самоперевірки	49
<b>3</b>	<b>ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ ТА НАСАДКИ ПРИ СТАЛОМУ НАПОРІ</b>	50
3.1	Загальні відомості про стаціонарний процес витікання рідини через різні конструктивні елементи	50
3.2	Завдання до розрахунку	51
3.3	Рекомендації щодо виконання завдання	55
3.4	Приклад розрахунку	56
3.5	Контрольні запитання для самоперевірки	59

<b>4</b>	<b>РОЗРАХУНОК ГІДРОСИСТЕМИ З НАСОСНОЮ ПОДАЧЕЮ</b>	60
4.1	Загальні відомості про відцентрові насоси	60
4.2	Завдання до розрахунку	62
4.3	Рекомендації щодо виконання завдання	65
4.3.1	Визначення потрібного напору гідросистеми	65
4.3.2	Вибір насоса	67
4.3.3	Узгодження параметрів насоса з характеристикою гідросистеми	68
4.3.4	Визначення споживної потужності насоса та вибір привідного електродвигуна	69
4.4	Приклад розрахунку	70
4.5	Контрольні запитання для самоперевірки	74
<b>5</b>	<b>ЗАВДАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ КОНТРОЛЬНИХ ЗАХОДІВ</b>	75
5.1	Завдання за темою «Гідростатика»	75
5.2	Завдання за темою «Гідравлічний розрахунок короткого трубопроводу»	82
5.3	Завдання за темою «Витікання рідини через отвори та насадки»	91
5.4	Завдання за темою «Гідромашини»	99
5.5	Завдання за темою «Визначення параметрів гідросистеми»	108
	Література	129
	Додаток А. Параметри робочих рідин	131

## ВСТУП

Навчальний посібник присвячується 125-й річниці заснування Національного університету «Запорізька політехніка» – одного з провідних технічних закладів вищої освіти України, що має багату історію підготовки висококваліфікованих інженерів для різних галузей промисловості та будівництва.

Однією з найстаріших кафедр НУ «Запорізька політехніка» була кафедра «Двигуни внутрішнього згорання» (ДВЗ), створена в 1944 році у Запорізькому автомеханічному інституті, що поновив роботу після звільнення міста від німецьких окупантів. На початку 1950-х років на основі кафедри двигунів внутрішнього згорання створена кафедра «Теплотехніка і гідравліка». В 2014 році на основі кафедри «Теплотехніка і гідравліка» транспортного факультету створено випускову кафедру двигунів внутрішнього згорання. З 1 квітня 2024 року реорганізовано кафедри «Автомобілі» і «Двигуни внутрішнього згорання» шляхом їх об'єднання та створення на їх основі кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки».

На кафедрі «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки» продовжується викладання гідравліки з урахуванням високого рівня професіоналізму та багаторічного досвіду роботи досвідчених фахівців з гідравліки:

– доцент Дечев Валерій Іванович – ветеран Другої світової війни, викладав на кафедрі з 1957 по 1985 р.;

– доцент Кідіна Галина Миколаївна – викладала на кафедрі з 1961 по 1994 р.;

– професор Єгоров Я. О. – викладав на кафедрі з 1963 по 2015 р., завідувач кафедри в 1979–1982, 1983–1988, 1997–2005 рр.;

– доцент Носарев Леонід Георгійович – викладав на кафедрі з 1965 по 1996 р.;

– доцент Беженев Олександр Іванович – викладав на кафедрі з 1968 по 2013 р.;

– професор Скляревський Олександр Миколайович – викладав на кафедрі з 1974 по 2007 р., завідувач кафедри з 2005 по 2007 р.

Посібник підготовлений відповідно до освітніх програм для студентів спеціальностей G9 «Прикладна механіка», G10 «Металургія», G11 «Машинобудування», G12 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка», G19 «Будівництво та цивільна інженерія». Разом з тим, матеріал може бути корисним і для студентів інших інженерних спеціальностей, зокрема пов'язаних із експлуатацією трубопровідних систем, гідравлічних приводів та устаткування, енергетикою, комунально-

житловим господарством. Крім того, посібник стане корисним викладачам закладів вищої освіти, а також слухачам курсів підвищення кваліфікації.

У посібнику викладено основи гідравліки – як додаткова література, яка рекомендується до використання під час самостійної підготовки. Розглянуто питання розрахунку гідростатичного навантаження на тверді поверхні, особливості побудови епюр тиску, розрахунку коротких і довгих трубопроводів, визначення витрати рідини через отвори та насадки, а також принципи роботи відцентрових насосів. У кожному розділі представлено не лише теоретичну частину, а й типові задачі з покроковими прикладами розв'язання, що полегшує розуміння матеріалу.

Особлива увага приділяється сучасним підходам до аналізу гідравлічних систем. В умовах зростаючої потреби у зниженні енерговитрат та підвищенні надійності водопровідних і технічних мереж все більшого значення набувають методи моделювання гідравлічних процесів, зокрема у системах з насосною подачею, що дозволяє проводити аналіз режимів роботи, узгоджувати характеристики насосного обладнання з параметрами мережі, визначати втрати тиску та оптимізувати витрати енергії.

Розкрито окремі практичні аспекти – вибір матеріалів труб, вплив типу течії (ламінарної чи турбулентної) на роботу системи, побудова характеристик трубопроводів і насосів. Це дозволяє сформувати у студентів цілісне уявлення про принципи проектування, аналізу та експлуатації сучасних гідравлічних систем у машинобудуванні, енергетиці та будівництві.

Автори сподіваються, що дана праця стане корисним навчально-методичним джерелом інформації для засвоєння як базових понять гідравліки, так і для набуття практичних навичок у сфері інженерного розрахунку, проектування та експлуатації гідравлічних систем. Також будуть щиро вдячні усім, хто знайде можливість висловити свої зауваження, коментарі або пропозиції щодо вдосконалення змісту посібника.

Особлива подяка висловлюється лаборанту кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки» Швидкому Андрію Анатолійовичу за активну участь в оформленні матеріалів видання та технічній підготовці до друку.

# 1 РОЗРАХУНОК ГІДРОСТАТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ТВЕРДІ ПОВЕРХНІ РІЗНИХ ФОРМ

## 1.1 Загальні відомості про гідростатику

Гідростатика – це розділ гідромеханіки, де вивчаються закони рівноваги рідини (газу) відносно обраної системи координат.

Основним параметром, що характеризує стан рідини, яка знаходиться у рівновазі (спокій), є гідростатичний тиск – нормальна стискаюча сила, що приходить на одиницю поверхні.

*Тиск* – це напруга нормальної поверхневої сили, тобто нормальна сила, що діє на одиницю площі поверхні. Розрізняють абсолютний та надлишковий тиски, що пов'язано з вибором системи відліку. *Абсолютний* або *повний* тиск – це дійсна напруга стиснення у рідині чи газі. Цей тиск відлічується від абсолютного нуля, тому завжди  $p_{абс} > 0$ . Визначення надлишкового (манометричного та вакуумметричного) тиску пов'язано з уявленням атмосферного тиску. *Атмосферний тиск* – це тиск, що діє на земну поверхню з боку атмосферного шару. Величина цього тиску мінлива і залежить, головним чином, від висоти над рівнем моря та метеорологічних умов. Середній за часом тиск на рівні моря називають *нормальним атмосферним тиском*. Величина його незмінна і дорівнює:  $p_{атм}^{н.у.} = 760 \text{ мм Hg} = 101325 \text{ Па} = 10332 \text{ кг/м}^2$ .

*Надлишковий* тиск – це тиск, який відлічується від атмосферного тиску. Надлишковий тиск може бути як додатним (*манометричним*), так і від'ємним. *Вакуумметричний* тиск (розрідження) – це від'ємний надлишковий тиск ( $p_{вак} = -p_{надл}$ ). Величини  $p_{вак}$  та  $p_m$  мають спільний початок відліку:  $p_{атм}$ . В області додатних значень теоретично на величину  $p_m$  не накладається ніяких обмежень. Уявлення  $p_{вак}$  використовується лише в тих випадках, коли абсолютний тиск у гідросистемі менше ніж  $p_{атм}$ . Максимально можлива величина вакууму не перевищує атмосферного тиску. Зв'язок між абсолютним та надлишковим тисками встановлюється співвідношенням:

$$p_{абс} = p_{атм} + (\pm p_{надл}).$$

У міжнародній системі одиниць (SI) для вимірювання тиску використовується Паскаль:  $\text{Па} = \text{Н/м}^2$ . Крім того, ще експлуатуються прилади для вимірювання тиску, шкали яких градуйовані у позасистемних одиницях, які допускалися до застосування до 1.01.1975 року, а саме: *торр* = 1 мм Hg (1 мм рт. ст.); *ат* = 1 кгс/см<sup>2</sup> (технічна атмосфера); *м* (мм) H<sub>2</sub>O (метр водяного стовпа). Більшість приладів для вимірювання тиску іноземного виробництва мають шкали, у яких застосовується така одиниця як *бар*. Співвідношення між названими одиницями вимірювання тиску наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Співвідношення між системними та позасистемними одиницями вимірювання тиску

Одиниці	Па	кГс/см <sup>2</sup>	торр	мм Н <sub>2</sub> О	бар
Па	1	1,02·10 <sup>-5</sup>	7,50·10 <sup>-3</sup>	0,102	10 <sup>-5</sup>
кГс/см <sup>2</sup>	9,81·10 <sup>4</sup>	1	736	10 <sup>4</sup>	0,981
торр	133	13,6·10 <sup>-4</sup>	1	13,6	13,3·10 <sup>-4</sup>
мм Н <sub>2</sub> О	9,81	10 <sup>-4</sup>	7,36·10 <sup>-2</sup>	1	9,81·10 <sup>-5</sup>
бар	10 <sup>5</sup>	1,02	750	10,2·10 <sup>3</sup>	1

Тиски у двох точках, що розташовані в однорідній рідині у спокої, пов'язані за допомогою *основного рівняння гідростатики*:

$$p = p_0 \pm \rho \cdot g \cdot h, \quad (1.1)$$

де  $p_0$  – відомий тиск у певній точці, Па;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$h$  – вертикальна відстань між двома точками, що розглядаються, м;

Знак перед другим доданком залежить від взаємного розташування точок. Для правильного вибору знаку слід враховувати, що перехід до нижче розташованої точки супроводжується зростанням тиску і навпаки. Тобто, якщо точка з шуканим тиском розташована нижче точки з відомим тиском, то у формулі 1.1 буде знак «плюс», у протилежному випадку – «мінус».

У залежності від обраного початку відліку тиск може бути вимірним по абсолютній, або по надлишковій шкалі, на якій, в свою чергу, розрізняють *манометричний*  $p_M$  і *вакуумметричний*  $p_V$  тиски. Межею розподілу між останніми є *атмосферний*  $p_{атм}$  тиск (тиск навколишнього середовища), який приймається за початок відліку (нульову точку). В задачах гідростатики часто виявляється важливим знати положення геометричного місця розташування точок, що відповідають значенню  $p_{атм}$  – так званого *п'езометричного рівня*, або іншими словами – *поверхні нульового надлишкового тиску (ПННТ)*. Відстань від «і»-ої точки гідросистеми до ПННТ (п'езометрична висота  $h_i$ ) визначається зі співвідношення:

$$h_i = \frac{P_i}{\rho g} \quad (1.2)$$

Заповнюючи об'єм посудин, рідина чинить силову дію на їх стінки у вигляді розподіленого, згідно формули (1.2), навантаження (гідростатичного тиску). Часто під час вирішення технічних задач для зручності розрахунків замість розподіленого навантаження

використовують його еквівалент: *силу*, яка прикладена у деякій точці. Таким чином, з точки зору гідромеханіки, задачу зводять до пошуку головного вектора (рівнодійної всіх елементарних сил) та головного моменту (точки прикладання рівнодійної) сил, що діють з боку рідини на тверді поверхні.

У випадку плоских поверхонь, елементарні сили тиску є паралельними між собою, тому можуть бути легко проінтегровані. Результатом інтегрування є формула для визначення величини сили гідростатичного тиску  $P$  на плоску поверхню, площа якої  $\omega$ .

$$P = p_c \cdot \omega, \quad (1.3)$$

де  $p_c$  – тиск в центрі ваги заданої плоскої поверхні, Па;

$\omega$  – площа плоскої поверхні.

Точку прикладання сили гідростатичного тиску називають *центром тиску*. Для плоских поверхонь центр тиску не завжди співпадає з центром ваги, і може бути зміщеним відносно останнього у бік, де мають місце більші (за модулем) тиски, на відстань  $m$ :

$$m = \frac{I_{xc}}{l_c \cdot \omega}, \quad (1.4)$$

де  $I_{xc}$  – центральний момент інерції плоскої поверхні відносно горизонтальної осі, м<sup>4</sup>;

$l_c$  – відстань від центра мас до ПННТ в площині плоскої поверхні, м.

У випадку криволінійної поверхні елементарні сили, що розподілені уздовж неї, не є паралельними одна одній, тому до них операція безпосереднього інтегрування не використовується. У зв'язку з цим силу гідростатичного тиску на криволінійну поверхню визначають геометричним додаванням її компонентів, спрямованих уздовж трьох координатних осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$ :

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}, \quad (1.5)$$

де індексами « $x$ » та « $y$ » позначено проекції сили на горизонтальні осі, індексом « $z$ » – проекцію сили на вертикальну ось.

Горизонтальна складова сили тиску, що діє на криволінійну поверхню, визначають:

$$\left. \begin{aligned} P_x &= p_{c_{yz}} \cdot \omega_{yz} \\ P_y &= p_{c_{xz}} \cdot \omega_{xz} \end{aligned} \right\}, \quad (1.6)$$

де індексами “ $yz$ ” та “ $xz$ ” позначено проекції криволінійної поверхні на вертикальні координатні площини, розташовані нормально до напрямків ліній дії відповідних проекцій сили тиску. Решта позначень ідентична до позначень формули (1.3).

Вертикальна складова сили тиску, що діє на криволінійну поверхню, дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску:

$$P_z = \rho \cdot g \cdot V_{\text{т.т.}}, \quad (1.7)$$

де  $V_{\text{т.т.}}$  – об'єм тіла тиску,  $\text{м}^3$ , який обмежується заданою криволінійною поверхнею, п'єзометричною поверхнею, та поверхнею, утвореною вертикальними твірними, проведеними через кожну точку контуру горизонтальної проекції заданої криволінійної поверхні.

Центр тиску для криволінійної поверхні визначається точкою перетину лінії дії рівнодійної сили тиску з самою криволінійною поверхнею (або її продовженням). Для поверхонь, що мають спільний центр кривини, лінія дії сили тиску проходить через цей центр. Для поверхонь, які не мають спільного центру кривини, лінія дії сили тиску визначається з побудови відповідних ліній дії складових сили. В загальному випадку напрямок результуючої сили тиску  $P$  координується кутом:

$$\varphi = \arctg \frac{P_z}{P_x}. \quad (1.8)$$

## 1.2 Завдання до розрахунку

Здійснити розрахунок гідростатичного навантаження на поверхні посудини, в середині якої міститься рідина, що знаходиться в абсолютному спокої. В результаті розрахунків необхідно:

- побудувати епюри гідростатичного тиску заданої рідини уздовж контуру заданої посудини;
- визначити силу гідростатичного тиску і точку її прикладання на задану плоску кришку;
- визначити силу гідростатичного тиску і лінію її дії на задану криволінійну поверхню неплоскої кришки.

Типові форми посудин наведено на рисунку 1.1. Тиск в одній з точок заданої гідравлічної схеми контролюється за допомогою приладу. В стінці посудини зроблено отвір, який розташований в нахилений поверхні посудини і закривається плоскою кришкою заданої форми.

Співвідношення розмірів  $b_1$  та  $b_2$ , висоту посудини  $h$ , а також форму криволінійної поверхні, з'ясовують з таблиці 1.2 згідно із заданим номером *схеми*. З таблиці 1.3, згідно з номером *варіанту*, з'ясовують форму плоскої кришки, її геометричні розміри, показання відповідного приладу для вимірювання тиску, а також сорт рідини, якою заповнена гідросистема.

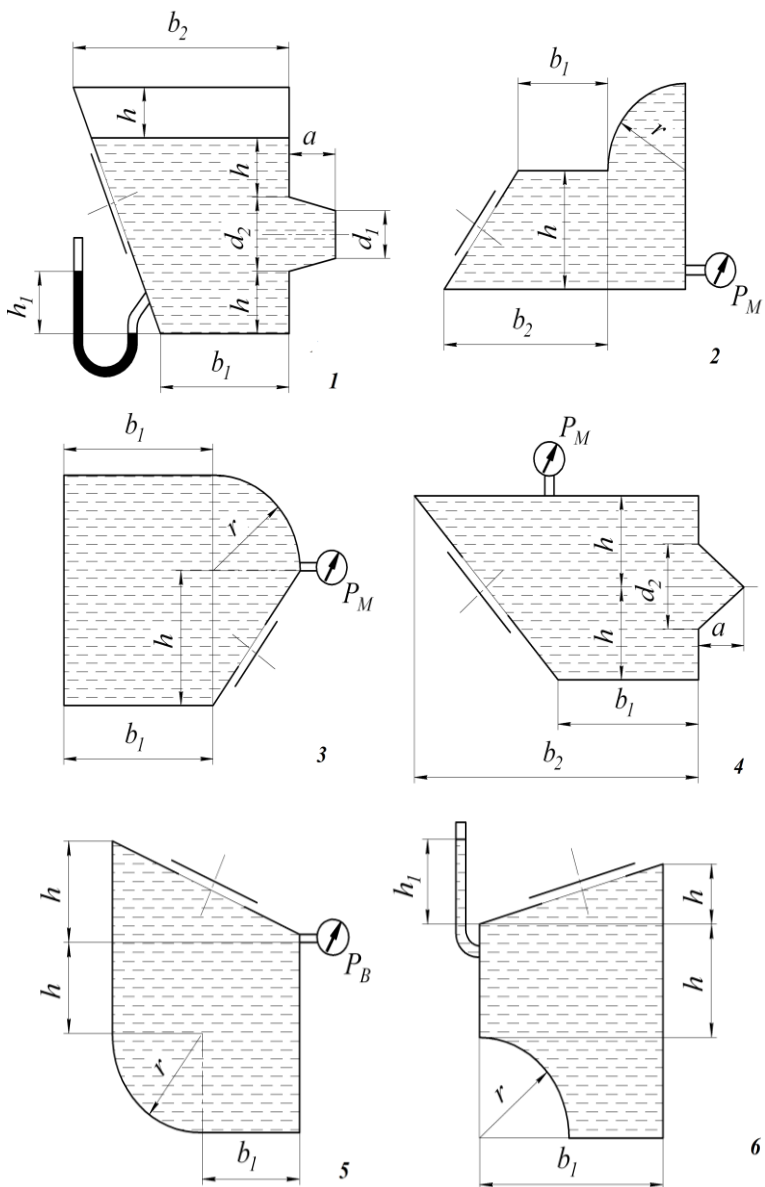
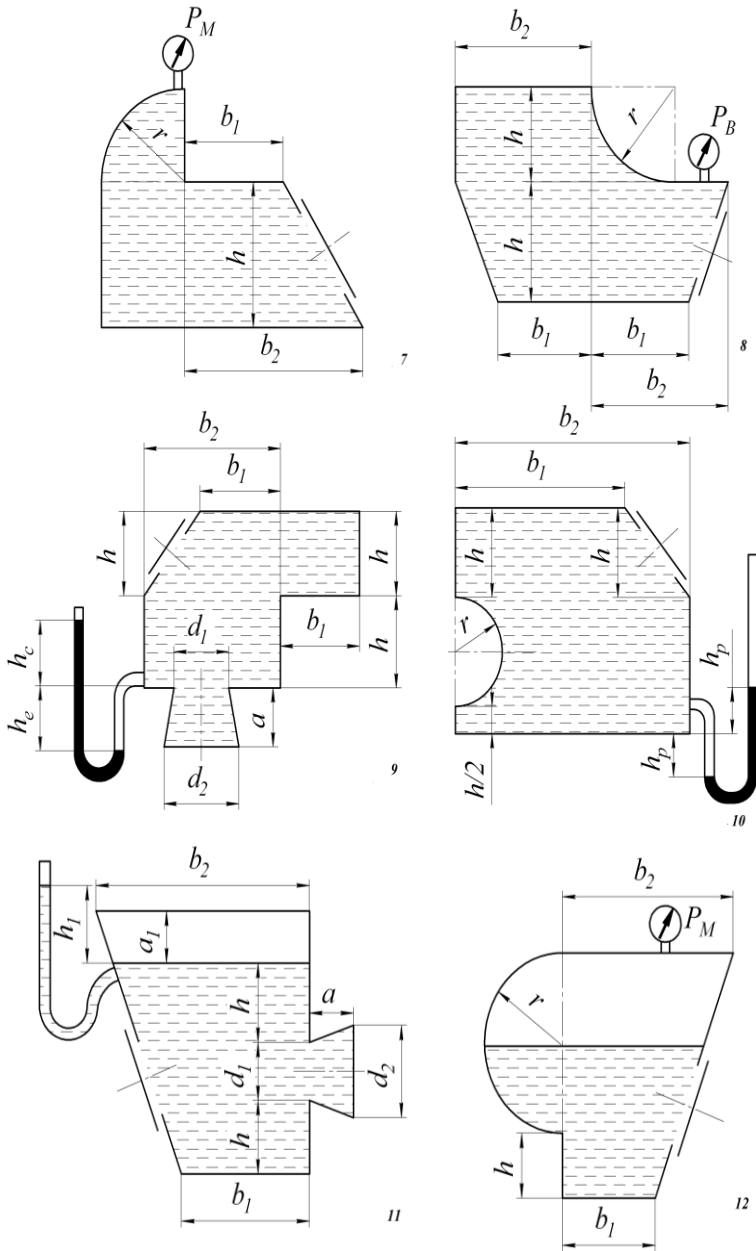
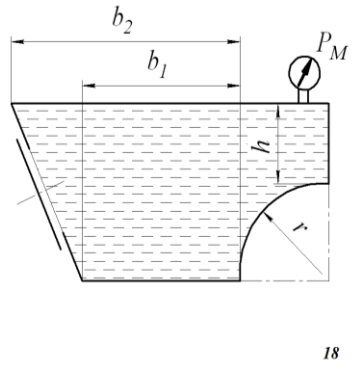
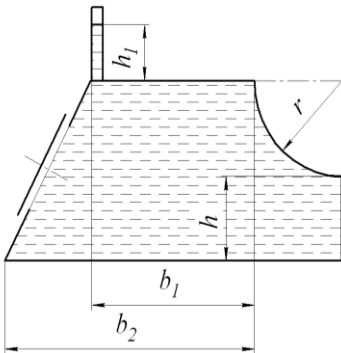
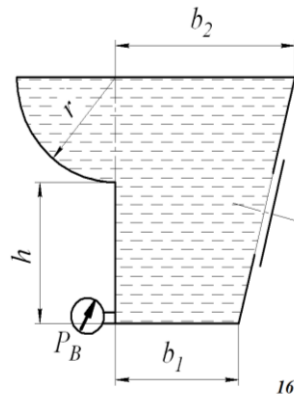
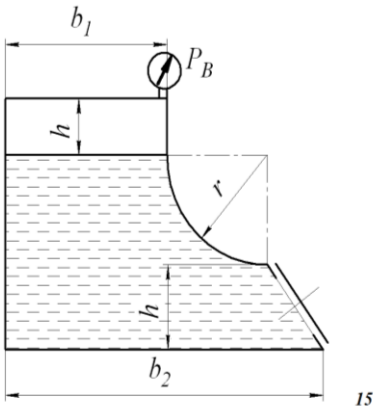
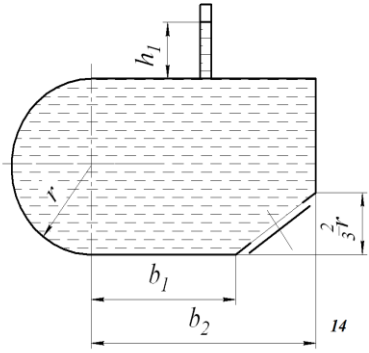
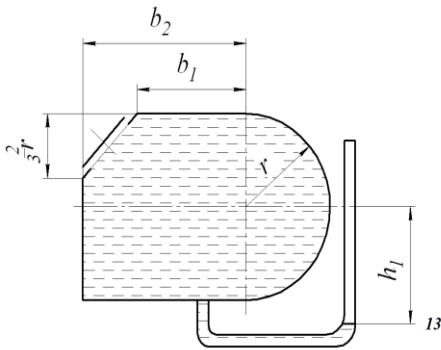


Рисунок 1.1 – Типові гідросистеми



Продовження рисунка 1.1



Закінчення рисунка 1.1

Таблиця 1.2

## Вихідні дані щодо конструкцій гідросистем

№ схеми	Розміри посудини, м							Форма криволінійної поверхні
	$h$	$b_1$	$b_2$	$r$	$d_1$	$d_2$	$a (l_y)$	
1	1,0	0,45	1,0	–	0,2	0,3	0,3	зрізаний конус
2	0,6	0,65	1,2	0,4	–	–	0,5	циліндр*
3	0,8	0,7	1,4	0,5	–	–	–	сфера
4	1,1	0,9	1,6	–	–	0,4	0,7	конус
5	0,9	0,85	–	0,45	–	–	–	сфера
6	0,7	0,75	–	0,5	–	–	0,3	циліндр*
7	1,0	1,0	1,5	0,75	–	–	0,6	циліндр*
8	1,2	0,5	0,9	0,6	–	–	–	сфера
9	0,9	0,4	0,95	–	0,25	0,35	0,5	зрізаний конус
10	0,6	0,9	1,45	0,65	–	–	–	сфера
11	1,0	0,85	1,5	–	0,25	0,3	0,4	зрізаний конус
12	0,8	0,65	1,0	0,45	–	–	0,4	циліндр*
13	–	0,5	0,9	0,55	–	–	–	сфера
14	–	0,75	1,4	0,65	–	–	0,35	циліндр*
15	0,9	0,9	1,6	0,8	–	–	0,45	циліндр*
16	1,0	1,0	1,55	0,8	–	–	–	сфера
17	1,2	0,5	0,8	0,35	–	–	–	сфера
18	1,3	0,85	1,45	0,35	–	–	0,55	циліндр*

\* **Примітка.**  $a$  – висотний розмір для криволінійних поверхонь конічної форми; для криволінійних поверхонь циліндричної форми довжину твірної циліндра (розмір, що є перпендикулярним до площини рисунку) слід прийняти як  $l_d = a$ .

### 1.3 Рекомендації щодо виконання завдання

Перед виконанням завдання необхідно засвоїти теоретичний матеріал розділу «Гідростатика» курсу дисципліни, користуючись літературою [1–12]. Слід приділити особливу увагу з'ясуванню фізичної суті основного рівняння гідростатики. Необхідно мати чітке уявлення про методику визначення сил тиску на плоскі та криволінійні поверхні.

Розрахунок починають із з'ясування геометрії гідросистеми, що підлягатиме розрахунку. Виписавши у відповідності до заданих номерів схеми та варіанта всі параметри, що задані таблицями 1.2 та 1.3, рисують у певному масштабі контур посудини.

Таблиця 1.3

## Варіанти параметрів елементів гідросистем

№ варіанта	тиск				Геометрія плоскої кришки				Робоча рідина
	$P_{\text{м}},$ кГ/С/см <sup>2</sup>	$P_{\text{в}},$ кГ/С/см <sup>2</sup>	$h_1,$ м	$h_p,$ торр	форма кришки	розміри, м			
						$d$	$a$	$b$	
1	0,1	0,05	1,0	50	круг	0,25	–	–	вода
2	0,15	0,7	1,1	100	еліпс	–	0,12	0,3	гас
3	0,12	0,06	0,6	150	квадрат	–	0,14	–	бензин
4	0,13	0,08	0,8	200	прямокутник	–	0,16	0,26	олива*
5	0,15	0,09	0,9	250	трикутник	–	0,24	0,12	гліцерин
6	0,1	0,1	1,3	60	круг	0,2	–	–	гліцерин
7	0,12	0,12	1,15	120	еліпс	–	0,10	0,26	олива*
8	0,16	0,06	1,2	230	квадрат	–	0,20	–	бензин
9	0,2	0,2	1,25	160	прямокутник	–	0,22	0,22	гас
10	0,3	0,15	0,7	70	трикутник	–	0,15	0,24	вода
11	0,25	0,13	0,6	80	круг	0,12	–	–	вода
12	0,18	0,16	0,8	120	еліпс	–	0,20	0,3	гас
13	0,16	0,25	1,0	220	квадрат	–	0,10	–	бензин
14	0,23	0,06	0,9	180	прямокутник	–	0,14	0,3	олива*
15	0,21	0,08	0,6	80	трикутник	–	0,27	0,15	гліцерин
16	0,25	0,04	1,2	170	круг	0,24	–	–	гліцерин
17	0,15	0,25	1,3	210	еліпс	–	0,12	0,24	олива*
18	0,18	0,15	1,15	220	квадрат	–	0,16	–	бензин
19	0,14	0,18	1,25	140	прямокутник	–	0,10	0,26	гас
20	0,2	0,14	1,3	120	трикутник	–	0,21	0,27	вода
21	0,24	0,19	0,9	160	круг	0,15	–	–	вода
22	0,21	0,2	0,8	180	еліпс	–	0,14	0,26	гас
23	0,11	0,06	0,7	130	квадрат	–	0,12	–	бензин
24	0,16	0,08	0,9	70	прямокутник	–	0,20	0,3	олива*
25	0,15	0,09	1,0	100	трикутник	–	0,12	0,24	гліцерин

\* **Примітка.**  $a$  – висотний розмір плоскої кришки;  $b$  – горизонтальний розмір плоскої кришки;  $d$  – діаметр для плоских кришок круглої форми

### 1.3.1 Побудова епюру гідростатичного тиску

Епюри гідростатичного тиску являють собою графічне зображення закону розподілу тиску уздовж поверхні або контуру. Для їх

побудови уздовж прямолінійних плоских поверхонь, враховуючи лінійність основного рівняння гідростатики (1.1) та першу властивість гідростатичного тиску, необхідно визначити тиск в характерних кутових точках заданої гідросистеми

Для побудови епіюр уздовж криволінійних поверхонь на контурах останніх необхідно зазначити ще декілька точок і визначити в них величину гідростатичного тиску. Розрахунки тисків ведуться за допомогою основного рівняння гідростатики за надлишковою шкалою. Значення густини рідини, якою заповнена гідросистема, з'ясовують за таблицею А.1 (додаток А). Для робочої рідини «олива» фізичні властивості слід взяти як для оливи І-12А.

Одержані значення гідростатичних тисків показують на окремому рисунку гідросистеми у вигляді векторів, спрямованих нормально до відповідної поверхні посудини, з урахуванням фізичної суті визначених тисків (вакуумметричний або манометричний). Масштаби зображення геометричних розмірів посудини і векторів гідростатичного тиску можуть не співпадати. Приклад наведено на рисунку 1.2.

### 1.3.2 Визначення сили тиску на плоску кришку

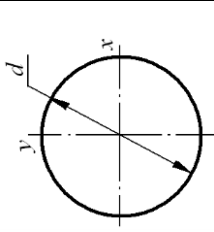
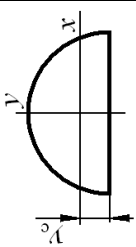
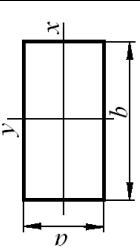
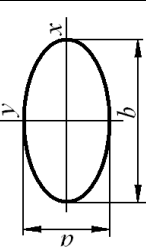
Величина сили тиску на плоску кришку прямопропорційна значенню гідростатичного тиску в центрі ваги кришки  $p_c$  та площі цієї кришки  $\omega$  і визначається за формулою (1.3).

Для всіх схем та варіантів завдань слід розташувати плоску кришку таким чином, щоб її центр ваги знаходився на середині змоченої нахиленої поверхні посудини. Окрім величини сили гідростатичного тиску, що діє на плоску кришку, необхідно визначити величину зміщення центра тиску (т.  $D$ ) відносно центра ваги (т.  $C$ ). Це зміщення  $m$  розраховують за формулою (1.4). Положення п'єзометричного рівня з'ясовують за допомогою формули (1.2) і показують на рисунку 1.2 відкладанням п'єзометричної висоти від певної точки гідросистеми. Вектор сили тиску на плоску кришку, відстані  $l_c$  та  $m$  необхідно показати на цьому ж рисунку.

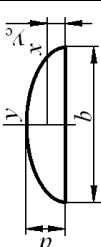
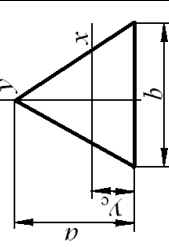
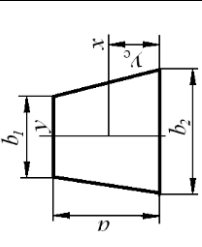
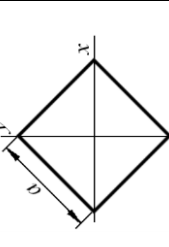
Величини моментів інерції та площ заданих плоских кришок визначають, користуючись таблицею 1.4, в якій наведено довідникові відомості про параметри основних плоских геометричних фігур. Відстань  $l_c$  може бути розрахована аналітично з геометричної побудови, або визначена безпосередньо з рисунка за умови дотримання відповідних масштабів побудови.

Таблиця 1.4

Площа, момент інерції, положення центра ваги деяких плоских фігур

Назва фігури	Фігура та позначення	Площа, м <sup>2</sup>	Момент інерції, м <sup>4</sup>	Положення центра ваги $y_c$ , м
Коло		$\frac{\pi \cdot d^2}{4}$	$I_x = I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$	–
Напівколо		$\frac{\pi \cdot d^2}{8}$	$I_x = 0,11 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^4$ ; $I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{128}$	$y_c = 0,212 \cdot d$
Прямокутник		$a \cdot b$	$I_x = \frac{b \cdot a^3}{12}$ ; $I_y = \frac{a \cdot b^3}{12}$	–
Еліпс		$\frac{\pi}{4} \cdot a \cdot b$	$I_x = \frac{\pi \cdot b \cdot a^3}{64}$ ; $I_y = \frac{\pi \cdot a \cdot b^3}{64}$	–

Закінчення таблиці 1.4

Назва фігури	Фігура та позначення	Площа, м <sup>2</sup>	Момент інерції, м <sup>4</sup>	Положення центра ваги $y_c$ , м
Напівеліпс		$\frac{\pi \cdot a \cdot b}{8}$	$I_x = 0,0069 \cdot b \cdot a^3;$ $I_y = \frac{\pi \cdot a \cdot b^3}{128}$	$y_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{a}{\pi}$
Трикутник рівнобокий		$\frac{1}{2} \cdot a \cdot b$	$I_x = \frac{b \cdot a^3}{36}$	$y_c = \frac{1}{3} \cdot a$
Трапеція рівнобока		$\frac{a}{2} \cdot (b_1 + b_2)$	$I_x = \frac{a^3 (b_1^2 + 4b_1 b_2 + b_2^2)}{36(b_1 + b_2)}$	$y_c = \frac{a}{3} \cdot \frac{2b_1 + b_2}{b_2 + b_1}$
Квадрат		$a^2$	$I_x = \frac{a^4}{12}$	—

### 1.3.3 Визначення сили тиску на криволінійну поверхню

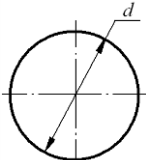
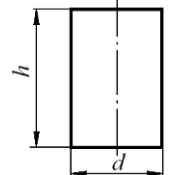
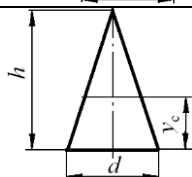
Форма криволінійної поверхні задається таблицею 1.2. Для визначення сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню необхідно спочатку визначити величини проекцій цієї сили на координатні осі, скориставшись формулами (1.6) та (1.7).

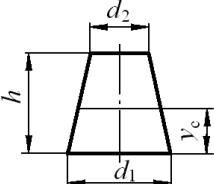
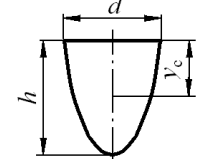
Слід, однак, звернути увагу на те, що одна, чи навіть обидві горизонтальні складові сили тиску на криволінійну поверхню можуть обертатися в нуль. Це може статися, якщо поверхня є симетричною відносно вертикальної осі (тоді сили компенсують одна одну), або напрямок дії складової сили є паралельним до твірних криволінійної (циліндричної) поверхні.

Вертикальна складова сили гідростатичного тиску за умов абсолютного спокою рідини завжди буде присутня. Її величина зумовлена об'ємом тіла тиску (див. п. 1.1). Довідникові значення об'ємів простих геометричних тіл наведено в таблиці 1.5. Але, якщо криволінійна поверхня є симетричною відносно горизонтальної осі, то об'єм тіла тиску для всієї поверхні слід визначати як алгебраїчну комбінацію відповідних об'ємів для верхньої та нижньої частин цієї поверхні.

Таблиця 1.5

Об'єм та положення центра ваги різних тіл

Назва тіла	Позначення	Об'єм, м <sup>3</sup>	Положення центра ваги, м
Куля		$\frac{\pi d^3}{6}$	–
Циліндр		$\frac{\pi d^2}{4} h$	–
Конус		$\frac{\pi d^2}{12} h$	$\frac{1}{4} h$

Зрізаний конус		$\frac{\pi h}{12} (d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)$	$\frac{h}{4} \cdot \frac{d_1^2 + 2d_1 d_2 + 3d_2^2}{d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2}$
Параболоїд обертання		$\frac{\pi d^2}{8} h$	$\frac{1}{3} h$

Плоске зображення об'єму тіла тиску показують штриховкою на рисунку.

Визначивши існуючі складові, розраховують сумарну силу гідростатичного тиску за формулою (1.5).

Далі визначають положення лінії дії сили, скориставшись формулою (1.8) і показують її на фрагменті рисунку гідросистеми з криволінійною поверхнею. В центрі тиску показують вектор сили. Правильність напрямку вектора сили перевіряють побудовою прямокутника сил (геометричне додавання векторів складових сили гідростатичного тиску).

## 1.4 Приклад розрахунку

### 1.4.1 Розрахунок тиску в спокої. Побудова епюри гідростатичного тиску

**Завдання.** Побудувати епюру гідростатичного тиску на стінці посудини, яку зображено на рисунку 1.2, що має розміри:  $b = 2$  м;  $r = 1$  м;  $h_1 = 1,2$  м;  $h_2 = 0,3$  м;  $h_3 = 0,7$  м;  $h_4 = 0,4$  м, якщо  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>,  $p_0 = 0,15$  кГс/см<sup>2</sup> (додатний надлишковий тиск).

**Розв'язок.** Креслимо схему посудини у масштабі, позначаємо точки 1...10 і розраховуємо в них тиски:

$$p_1 = p_{10} = p_0 = 0,15 \text{ кГс/см}^2 = 14715 \text{ Па} \approx 14,7 \text{ кПа};$$

$$p_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot (h_1 + r - h_2) = 14715 + 1000 \cdot 9,81 \cdot (1,2 + 1 - 0,3) = 33354 \text{ Па} \approx 33,4 \text{ кПа};$$

$$p_3 = p_4 = p_1 + \rho \cdot g \cdot (h_1 + 2r + h_3) = 14715 + 1000 \cdot 9,81 \cdot (1,2 + 2 \cdot 1 + 0,3) = 49050 \text{ Па} \approx 49,1 \text{ кПа};$$

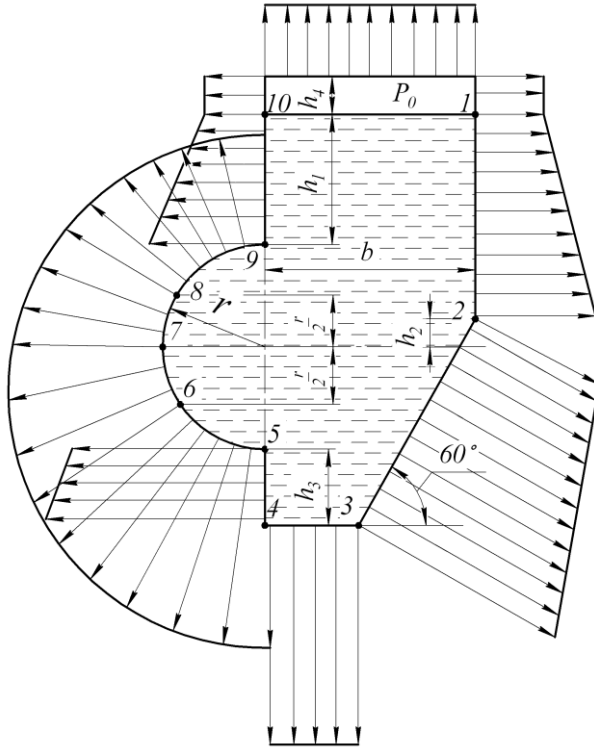


Рисунок 1.2 – Приклад побудови векторів гідростатичного тиску

$$\begin{aligned}
 p_5 &= p_1 + \rho \cdot g \cdot (h_1 + 2r) = 14715 + 1000 \cdot 9,81 \cdot (1,2 + 2 \cdot 1) = \\
 &= 46107 \text{ Па} \approx 46,1 \text{ кПа}; \\
 p_6 &= p_1 + \rho \cdot g \cdot (h_1 + 1,5r) = 14715 + 1000 \cdot 9,81 \cdot (1,2 + 1,5 \cdot 1) = \\
 &= 41202 \text{ Па} \approx 41,2 \text{ кПа}; \\
 p_7 &= p_1 + \rho \cdot g \cdot (h_1 + r) = 14715 + 1000 \cdot 9,81 \cdot (1,2 + 1) = 36297 \text{ Па} \approx \\
 &\approx 36,3 \text{ кПа}; \\
 p_8 &= p_1 + \rho \cdot g \cdot (h_1 + 0,5r) = 14715 + 1000 \cdot 9,81 \cdot (1,2 + 0,5 \cdot 1) = \\
 &= 31392 \text{ Па} \approx 31,4 \text{ кПа}; \\
 p_9 &= p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 = 14715 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,2 = 26487 \text{ Па} \approx 26,5 \text{ кПа}.
 \end{aligned}$$

Використовуючи методуку 1.3.1, будемо епюру гідростатичного тиску (рисунок 1.2).

## 1.4.2 Визначення сили тиску на плоску та криволінійну поверхні

**Завдання.** Визначити сили тиску на прямокутну плоску (AB) та циліндричну криволінійну (MN) поверхні посудини, зображену на рис. 1.3, яка має такі розміри:  $H = 1$  м;  $b = 2$  м;  $a = 0,5$  м;  $r = 1$  м;  $l = 1$  м (розмір, який є перпендикулярним до площини рисунка); знайти точки прикладання сил на ці поверхні, якщо  $p_m = 0,05$  кгс/см<sup>2</sup>,  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

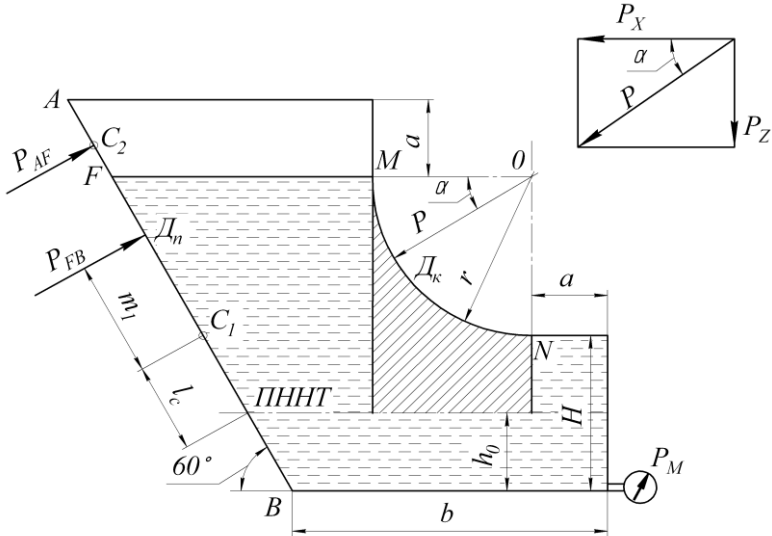


Рисунок 1.3 – Приклад визначення сили тиску на плоску кришку та криволінійну поверхню

**Розв’язок.** Після викреслювання схеми у масштабі знайдемо положення п’езометричної поверхні (ПННТ), сили тиску та точки їх прикладання.

Будуємо п’езометричну поверхню (див. рис. 1.3) від місця розташування манометра вгору (оскільки задано манометричний тиск) на відстані

$$h_0 = \frac{p_m}{\rho \cdot g} = \frac{0,05 \cdot 98100}{1000 \cdot 9,81} = 0,5 \text{ м.}$$

Сила тиску на плоску поверхню AB визначається як сума сил, які діють на її частини FB та AF. Згідно з формулою 1.3,

$$P_{FB} = p_{c1} \cdot \omega_l,$$

де

$$p_{c1} = p_M - \rho \cdot g \cdot \frac{H+r}{2} = 0,05 \cdot 98100 - 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1+1}{2} = -4905 \text{ Па} =$$

$$\approx -4,9 \text{ кПа};$$

$$\omega_l = \frac{H+r}{\sin 60^\circ} \cdot l = \frac{1+1}{0,867} \cdot 1 \approx 2,31 \text{ м}.$$

Отже,  $P_{FB} = -4,9 \cdot 2,31 \approx -11,3 \text{ кН}$ .

Знак «мінус» вказує на те, що сила надлишкового тиску спрямована усередину посудини.

Сила  $P_{FB}$  прикладена у центрі тиску, який є зміщеним відносно центра ваги поверхні FB на відстань

$$m_1 = \frac{I_{c1}}{l_{c1} \cdot \omega_1}.$$

Тут

$$I_{c1} = \frac{l(H+r)^3}{12 \sin^3 60^\circ} = \frac{1(1+1)^3}{12 \cdot 0,867^3} = 1,023 \text{ м}^4;$$

$$l_{c1} = \frac{\frac{H+r}{2} - h_o}{\sin 60^\circ} = \frac{\frac{1+1}{2} - 0,5}{0,867} = 0,577 \text{ м}.$$

Тоді

$$m_1 = \frac{1,023}{0,577 \cdot 2,31} = 0,768 \text{ м}.$$

Сила тиску на поверхню AF

$$P_{AF} = p_{c2} \cdot \omega_2 = [p_M - \rho \cdot g \cdot (H+r)] \cdot \frac{a}{\sin 60^\circ} \cdot l = [0,05 \cdot 98100 -$$

$$-1000 \cdot 9,81 \cdot (1+1)] \cdot \frac{0,5}{0,867} \cdot 1 = -8486 \text{ Н} \approx -8,49 \text{ кН}.$$

Сила  $P_{AF}$  має бути прикладена у центрі ваги поверхні AF.

Сила тиску, що діє на криволінійну поверхню MN, визначається за формулою (1.5) як векторна сума двох складових цієї сили:

– горизонтальної – за формулою (1.6)

$$P_x = p_{c_{yz}} \cdot \omega_{yz} = [p_M - \rho \cdot g \cdot (H+0,5r)] \cdot r \cdot l = [0,05 \cdot 98100 -$$

$$-1000 \cdot 9,81 \cdot (1+0,5 \cdot 1)] \cdot 1 \cdot 1 = -9810 \text{ Н} = -9,81 \text{ кН},$$

$P_y = 0$ , оскільки цей напрямок дії складової сили є паралельним до твірних заданої криволінійної (циліндричної) поверхні;

– вертикальної – за формулою (1.7)

$$P_z = \rho \cdot g \cdot V_{т.т} = -1000 \cdot 9,81 \cdot 0,715 = -7010 \text{ Н} = -7,01 \text{ кН},$$

де об'єм тіла тиску (заштрихована область на рисунку 1.3) дорівнює різниці об'ємів призми і чверті циліндра, тобто

$$V_{\text{т.т}} = \left[ (H + r - h_0) - \frac{\pi \cdot r^2}{4} \right] \cdot r \cdot l = \left[ (1 + 1 - 0,5) - \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} \right] \cdot 1 \cdot 1 = 0,715 \text{ м}^3.$$

Знак «мінус» біля одержаних значень складових сили надлишкового тиску вказує на те, що ці складові спрямовані усередину посудини.

Підставляючи значення  $P_x$  та  $P_z$  до формули (1.5), одержимо

$$P = \sqrt{|P_x|^2 + |P_z|^2} = \sqrt{9,81^2 + 7,01^2} = 12,06 \text{ кН}.$$

Напрямок дії сили  $P$  визначається за формулою (1.8)

$$\text{tg} \alpha = \frac{|P_x|}{|P_z|} = \frac{7,01}{9,81} = 0,715 \text{ або } \alpha = 35^\circ 32'.$$

Сила  $P$  прямує через центр кривизни  $O$  поверхні  $MN$  під кутом  $\alpha$  до осі  $X$ . Прямокутник сил, який побудовано у масштабі, показано на рисунку 1.3.

## 1.5 Контрольні запитання для самоперевірки

1. Що таке гідростатичний тиск? Одиниці вимірювання тиску.
2. Яка фізична суть вакуумметричного, манометричного та абсолютного тисків.
3. Пояснити основні властивості гідростатичного тиску.
4. Що таке п'єзометричний рівень та п'єзометрична висота?
5. Як застосовують основне рівняння гідростатики для випадку абсолютного спокою?
6. Від чого залежить величина сили гідростатичного тиску на плоску поверхню?
7. Як визначається центр тиску для плоскої поверхні?
8. Яким буває взаємне розташування центрів тиску і ваги плоскої поверхні? Від чого це залежить?
9. В чому полягає специфіка визначення сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню?
10. Як визначається величина горизонтальної складової сили тиску на криволінійну поверхню?
11. Від чого залежить величина вертикальної складової сили тиску на криволінійну поверхню?
12. Що собою являє об'єм тіла тиску?

## 2 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОРОТКОГО ТРУБОПРОВОДУ

### 2.1 Загальні відомості про гідродинаміку

Гідродинаміка – це розділ гідромеханіки, де вивчаються закони руху рідини (газу) відносно обраної системи координат. В більшості інженерних задач розглядають одномірні стаціонарні потоки, коли значення місцевої швидкості та тиску суттєво змінюються тільки в напрямку однієї координатної осі (осі потоку) і не залежать від часу.

Змінювання параметрів потоку рідини від одного перерізу до іншого описується основними рівняннями гідродинаміки, які є специфічною формою запису основних законів збереження.

Закон збереження маси має форму *рівняння нерозривності потоку*, яке для стаціонарного руху однорідної нестисливої рідини записується як

$$Q = v_1 \cdot \omega_1 = v_2 \cdot \omega_2 = const, \quad (2.1)$$

де  $Q$  – об'ємна витрата рідини,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$v$  – середня швидкість потоку,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$\omega$  – площа живого перерізу,  $\text{м}^2$ .

Рівняння Д. Бернуллі виражає закон *збереження та перетворення енергії* в потоці рідини. Записане в розмірностях питомої енергії (енергії, що віднесена до одиниці ваги, тобто *напорів*), це рівняння для двох перерізів потоку реальної рідини має вигляд:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{em1-2}, \quad (2.2)$$

або

$$H_1 = H_2 + h_{em1-2}, \quad (2.3)$$

де  $H_1, H_2$  – *повні напори*, м;

$z_1, z_2$  – *геометричні напори*, м;

$\frac{p_1}{\rho g}, \frac{p_2}{\rho g}$  – *п'єзометричні напори*, м;

$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}, \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$  – *динамічні напори*, м;

$\alpha_1, \alpha_2$  – корективи кінетичної енергії потоку (коефіцієнти Коріоліса), які враховують нееквівалентність значень кінетичної енергії, що розраховується через середню швидкість потоку  $v$ , та її дійсного значення. Величина цих коефіцієнтів залежить від закону розподілу місцевих швидкостей у живому перерізі потоку. При ламінарному режимі руху рідини  $\alpha = 2$ , при турбулентному –  $\alpha \cong 1$ ;

$h_{em\ 1-2}$  – *втрати напору* в потоці рідини між перерізами 1–1 та 2–2, м.

Методика гідравлічного розрахунку залежить від виду трубопроводу, який може бути *простим* або *складним*, а також *коротким* або *довгим*. В машинобудівній гідравліці розраховують короткі трубопроводи, в яких величини місцевих втрат напору підлягають розрахунку, оскільки складають більше ніж 5 % від загальної суми втрат.

Втрати напору під час руху між вказаними перерізами  $h_{em\ 1-2}$  дорівнюють сумі втрат на тертя на прямолінійних ділянках (*поздовжні втрати*) та втрат, які пов'язані з деформацією потоку в місцевих опорах (*місцеві втрати*).

Втрати напору на довжині визначають за формулою Дарсі:

$$h_{em\ d} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (2.4)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя, величина якого у загальному випадку залежить від числа Рейнольдса  $Re$  та відносної шорсткості  $\bar{\Delta}$ :

$$\lambda = f(Re; \bar{\Delta});$$

$l$ ,  $d$  – довжина та діаметр прямолінійної ділянки труби, м ;

$v$  – середня швидкість потоку на даній ділянці, м/с .

Місцеві втрати напору визначають за формулою Вейсбаха:

$$h_{em\ m} = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (2.5)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору, величина якого залежить від типу опору та його геометричних характеристик;

$v$  – максимальна середня швидкість у живому перерізі потоку (або до, або після місцевого опору), м/с .

Режим руху рідини визначається *числом Рейнольдса*:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (2.6)$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м<sup>2</sup>/с, який залежить від сорту рідини та її температури.

У залежності від значення числа Рейнольдса розрізняють *ламінарний* ( $Re < 2000$ ) та *турбулентний* ( $Re > 3000$ ) режими руху рідини. У випадку, якщо числа Рейнольдса потрапляють у інтервал значень від 2000 до 3000, має місце нестабільна течія, тому значення коефіцієнтів не можуть бути розраховані. Таких ситуацій під час проектування і експлуатації гідравлічних систем слід уникати.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів полягає у визначенні

залежності між наявним напором гідросистеми  $H$ , та об'ємною витратою рідини  $Q$  в заданій гідросистемі, тобто в побудові *характеристики гідросистеми*:

$$H = z_{cm} + S_c \cdot Q^2, \quad (2.7)$$

де  $S_c$  – коефіцієнт характеристики гідросистеми,  $\text{с}^2/\text{м}^5$ .

## 2.2 Завдання до розрахунку

Здійснити гідравлічний розрахунок короткого трубопроводу заданої гідравлічної системи. В результаті розрахунків необхідно:

- побудувати схему гідравлічної установки згідно з заданими параметрами;
- вибрати економічно обґрунтовані діаметри труб обох ділянок трубопроводу заданої установки;
- визначити тиск  $p_M$  на поверхні рідини в напірному резервуарі, необхідний для забезпечення заданої витрати рідини  $Q$ ;
- побудувати п'єзометричну та напірну лінії уздовж заданого трубопроводу, а також характеристики трубопроводу з різним ступенем відкриття запірної пристрою;
- виконати перевірочний розрахунок кожної труби на статичну міцність.

Загальний вигляд типової гідравлічної установки показано на рисунку 2.1.

Трубопровід кожної заданої гідросистеми має дві ділянки: більшого ( $d_1$ ) і меншого ( $d_2$ ) діаметрів. Довжини відповідних ділянок трубопроводу позначаються як  $l_1$  та  $l_2$ . Рух робочої рідини в трубопроводі є стаціонарним і відбувається в напрямку зліва направо (див. рис. 2.1).

На трубопроводі в кожній гідросистемі встановлено конструктивні елементи, які являють собою місцеві гідравлічні опори і можуть бути розташованими як на одній і тій самій ділянці трубопроводу (або більшого, або меншого діаметру), так і на різних ділянках.

З таблиці 2.1, згідно з номером *схеми* з'ясовують геометричні розміри конструктивних елементів гідросистеми.

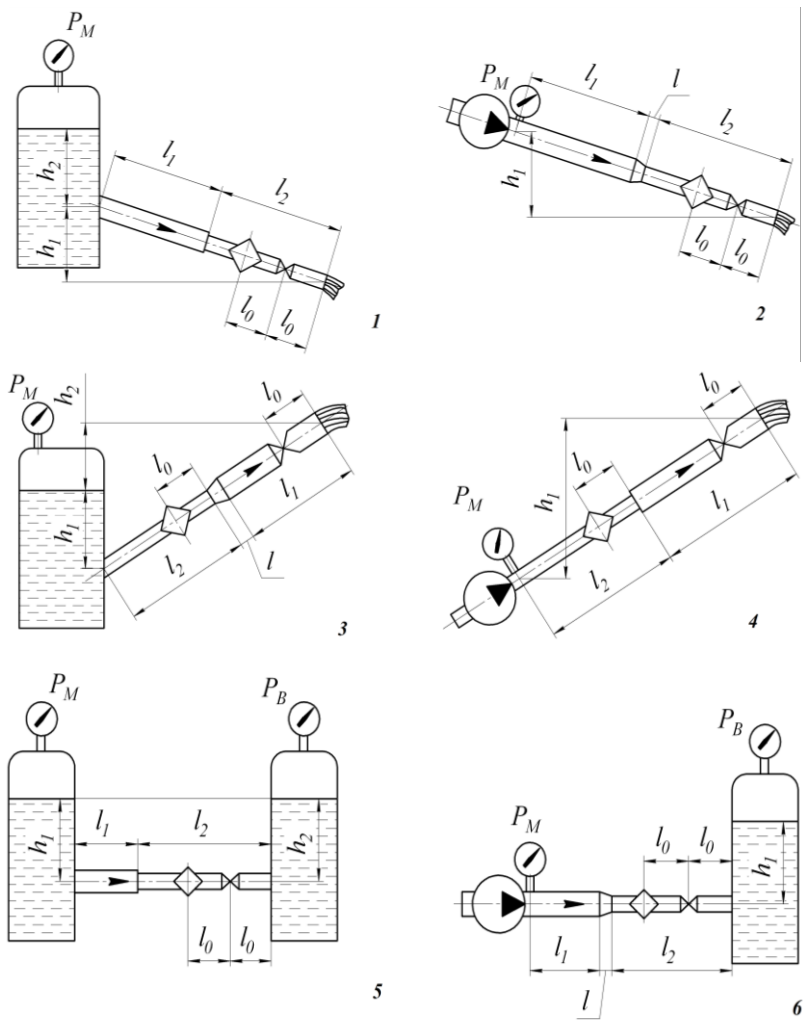
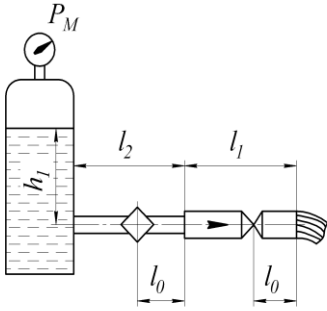
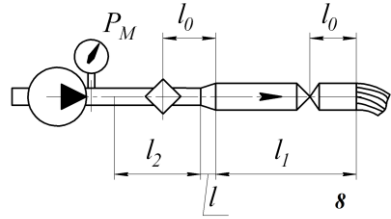


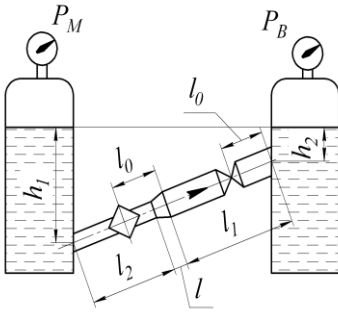
Рисунок 2.1 – Схеми типових гідравлічних систем



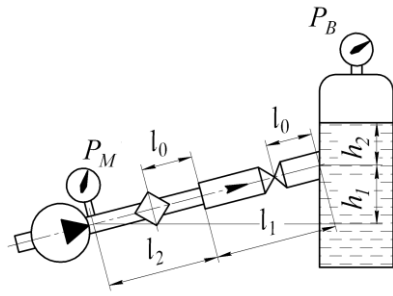
7



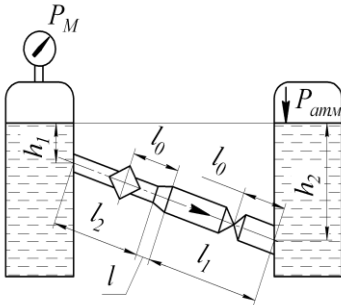
8



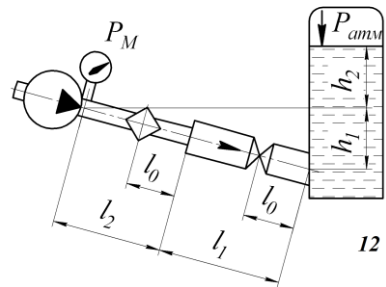
9



10

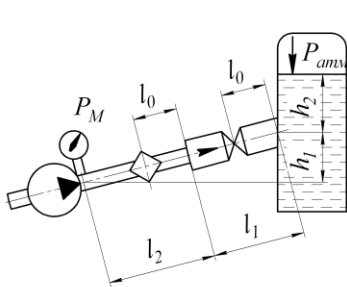


11

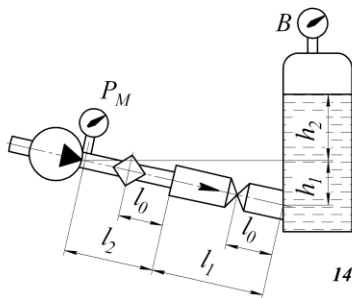


12

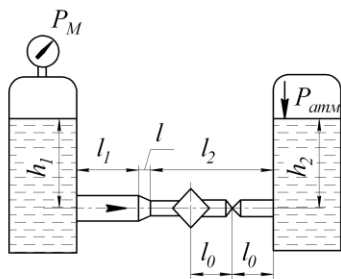
Продовження рисунка 2.1



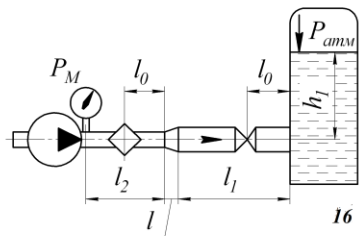
13



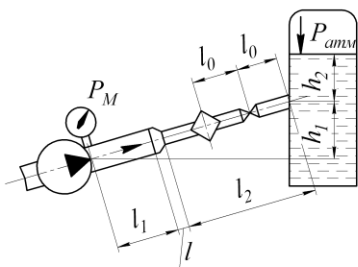
14



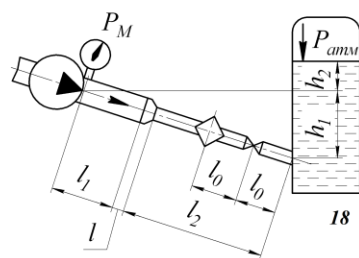
15



16



17



18

Закінчення рисунка 2.1

Таблиця 2.1

## Вихідні дані до конструкцій гідравлічних установок

№ схеми	$l_1$ , м	$l_2$ , м	$h_1$ , м	$h_2$ , м	$l_0$ , м	$d_1 / d_2$	$l$ , м
1	30	10	10	1	1	1,1	0,2
2	25	15	9	2	2	1,15	0,5
3	20	20	8	3	9	1,2	0,6
4	15	25	7	4	1	1,25	0,3
5	10	30	6	5	1	1,3	0,8
6	10	25	7	5	2	1,35	0,2
7	15	20	8	4	1	1,4	0,7
8	20	15	9	3	1	1,45	0,4
9	25	10	10	2	1	1,5	0,3
10	30	30	8	5	1	1,45	0,2
11	30	25	7	2	1	1,4	0,9
12	25	20	6	6	1	1,25	0,2
13	20	15	1	10	1	1,3	0,5
14	15	10	2	9	2	1,25	0,7
15	10	15	3	8	2	1,2	0,4
16	10	20	4	7	2	1,15	0,6
17	15	25	5	6	2	1,1	0,8
18	20	30	4	6	2	1	0,2

### 2.3 Рекомендації щодо виконання завдання

Перед виконанням завдання необхідно засвоїти теоретичний матеріал розділу «Гідродинаміка» курсу дисципліни, користуючись літературою [1–12]. Слід приділити особливу увагу з'ясуванню фізичної суті основних рівнянь гідродинаміки. Необхідно мати чітке уявлення про методику визначення втрат напору, а також графічну інтерпретацію балансу енергій в потоці рідини.

Розрахунок починають із з'ясування геометрії гідросистеми, що підлягатиме розрахунку.

З таблиці 2.2, згідно з номером *варіанта* з'ясовують значення технологічних параметрів гідросистеми, а також типи фільтрів і запірних пристроїв, та сорт робочої рідини. Для *парних варіантів* – труби в гідросистемі є новими, а для *непарних* – не новими. Виписавши у відповідності до заданих номерів схеми та варіанта всі параметри, що задані таблицями 2.1 та 2.2, рисують розрахункову схему гідросистеми.

Таблиця 2.2

## Варіанти технологічних параметрів гідравлічної установки

№ варіанта	Робоча рідина		Місцевий опір		Q, л/с	p <sub>в</sub> , кПа
	Вид рідини	t, °C	Фільтр	Запірний пристрій		
1	бензин	10	ФМ	засувка	7	25
2	вода	15	ФМС	затвор	8	-20
3	гас	20	ФП	кран	9	15
4	АМГ-10	25	ФС	вентиль	10	-10
5	I-12А	30	ФМ	затвор	11	10
6	I-30А	35	ФМС	кран	12	-5
7	ГМ-50	40	ФП	вентиль	13	5
8	АУ	45	ФС	засувка	14	-15
9	бензин	15	ФМ	кран	15	15
10	вода	20	ФМС	вентиль	16	-25
11	гас	25	ФП	засувка	17	25
12	АМГ-10	30	ФС	затвор	18	-20
13	I-12А	35	ФМ	вентиль	19	50
14	I-30А	40	ФМС	засувка	20	-10
15	ГМ-50	10	ФП	затвор	21	15
16	АУ	15	ФС	кран	22	-20
17	бензин	20	ФМ	засувка	23	25
18	вода	25	ФМС	затвор	24	-15
19	гас	30	ФП	кран	25	25
20	АМГ-10	35	ФС	вентиль	26	-25
21	I-12А	40	ФМ	затвор	27	15
22	I-30А	45	ФМС	кран	28	-10
23	ГМ-50	15	ФП	вентиль	29	50
24	АУ	20	ФС	засувка	30	-5
25	вода	30	ФМ	кран	35	15

\* Примітка. Числові значення  $p_v$  задається тільки для тих гідросистем, на схемах яких показано розташування цього приладу.

### 2.3.1 Вибір труб та визначення гідравлічних коефіцієнтів

Практика експлуатації гідросистем показала, що існують оптимальні значення швидкості потоку, за яких мають місце найефективніші співвідношення показників якості роботи гідросистем. Рекомендується, щоб величини середніх швидкостей потоків робочої рідини в коротких трубопроводах знаходилися у межах від 3 м/с до

6 м/с. Труби вибирають з таблиці 2.3 на підставі одержаних з рівняння нерозривності потоку розрахункових значень внутрішніх діаметрів обох ділянок трубопроводу  $d_{p1}$  та  $d_{p2}$ . Розрахункове значення більшого діаметра  $d_{p1}$  визначають з заданого співвідношення діаметрів (таблиця 2.1). Для визначення розрахункового значення меншого діаметра  $d_{p2}$  слід задатися формулою:

$$d_{p2} = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v_{p2}}} . \quad (2.8)$$

Труби вибирають таким чином, щоб дійсні значення внутрішніх діаметрів стандартних труб ( $d_1$  та  $d_2$ ) при мінімально допустимій товщині стінки, виходили приблизно рівними розрахунковим. Для кожної ділянки трубопроводу виписують стандартні значення зовнішнього діаметра  $D$ , товщини стінки  $\delta$  та внутрішнього діаметра  $d$ .

З урахуванням дійсних значень внутрішніх діаметрів труб визначають дійсні значення середніх швидкостей потоку в кожній трубі  $v_2$  та  $v_1$  (меншого та більшого діаметру), скориставшись формулою

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} . \quad (2.9)$$

За формулою (2.6) розраховують числа Рейнольдса для кожної ділянки трубопроводу і визначають режими руху рідини в них. Якщо мають місце нестабільні течії ( $2000 < Re < 3000$ ), то діаметри труб необхідно скоректувати і добитися умови стабільної ламінарної, або стабільної турбулентної течії.

Значення коефіцієнтів гідравлічного тертя  $\lambda$  (формули наведено в таблиці 2.4) розраховують в залежності від режиму руху рідини, значення числа Рейнольдса та *відносної шорсткості* трубопроводу  $\bar{\Delta}$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta_i}{d_i} , \quad (2.10)$$

де  $\Delta_i$  – *абсолютна шорсткість* внутрішньої поверхні конкретної труби.

Значення абсолютної шорсткості труб наведено в примітках до таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Труби сталеві безшовні гарячедеформовані (згідно ДСТУ 8938:2019)

Зовнішній діаметр $D$ , мм	Товщина стінки $\delta$ , мм																																					
	2,5	2,6	2,8	3	3,2	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25						
32	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																							
33,7	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																							
35	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																							
38	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																							
40	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																							
42	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																		
42,4	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																		
44,5	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																		
45	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																		
48,3	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																		
50	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+																		
51				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
54				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
57				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
60				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
60,3				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
63,5				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
68				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
70				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
73				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
76				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Продовження таблиці 2.3

Зовнішній діаметр $D$ , мм	Товщина стінки $\delta$ , мм																																							
	2,5	2,6	2,8	3	3,2	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25								
82,5						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+					
83						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
89						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+			
95						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		
102						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		
104						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
108						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
114						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
121						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
127						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
133						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
140						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
146						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
152						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
159						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
165						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
168						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
178						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
180						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
194						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
203						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Закінчення таблиці 2.3

Зовнішній діаметр $D$ , мм	Товщина стінки $\delta$ , мм																																		
	2,5	2,6	2,8	3	3,2	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25			
219											+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		
245												+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
273											+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
299																																			
324																																			
325																																			
351																																			
356																																			
377																																			
402																																			
406																																			
426																																			
508																																			
530																																			

Примітки: 1) мінімальний тимчасовий опір (границя міцності)  $\sigma_g = 343$  МПа;

2) абсолютна шорсткість нових труб  $\Delta = 0,02 \dots 0,05$  мм, нових  $-\Delta = 0,2 \dots 0,5$  мм.

Формули для визначення коефіцієнта  $\lambda$ 

Режим (зона)	Формула
$Re \leq 2000$	$\lambda = \frac{64}{Re}$
$3000 < Re < \frac{15}{\Delta}$	$\lambda = (1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2}$
$\frac{15}{\Delta} < Re < \frac{560}{\Delta}$	$\lambda = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \bar{\Delta} + \frac{100}{Re}\right)^{0,25}$
$Re \geq \frac{560}{\Delta}$	$\lambda = \left(2 \cdot \lg \frac{3,7}{\Delta}\right)^{-2}$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів вибирають з таблиць 2.5–2.10, виходячи з конфігурації заданої гідравлічної схеми. Для варіантів, в яких запірним пристроєм виступають засувки, дискові затвори та конусні крани, необхідно вибирати коефіцієнт місцевого опору за умови, що запірний пристрій є відкритим на 75 %. Ступінь відкриття зазначених пристроїв характеризується різними конструктивними параметрами, але прямопропорційно впливає на величину коефіцієнта опору. Визначивши повністю відкрите положення запірного пристрою ( $\zeta = 0$ ), та оцінивши весь діапазон змінювання того чи іншого конструктивного параметру запірного пристрою як 100 %, знаходять значення коефіцієнта  $\zeta_i$ , що відповідає 75 % ступеню відкриття пристрою.

### 2.3.2 Розрахунок тиску на вході в гідросистему

Визначення необхідного тиску  $p_m$  на вході в гідросистему здійснюється за допомогою рівняння Д. Бернуллі (2.2), для застосування якого до виконання гідравлічних розрахунків трубопроводів необхідно дотримуватись такої послідовності:

- записують рівняння (2.2) в загальному вигляді для двох перерізів потоку рідини;
- перерізи вибирають нормально до векторів середніх швидкостей потоку на початку гідросистеми та в її кінці, нумерують їх римськими цифрами I та II у напрямку руху рідини;
- проводять горизонтальну площину відліку ( $z = 0$ ) через центр ваги нижнього з вибраних перерізів;

Таблиця 2.5

Коефіцієнти опору  $\zeta$  для деяких типів місцевих втрат напору

Тип місцевого опору	Формула для визначення $\zeta$	Примітка
Вхід у трубу, який виконано урівень зі стінкою	$\zeta_{вх} = 0,5 + 0,3 \cdot \cos\theta + 0,2 \cdot \cos^2\theta$	$\theta$ – гострий кут між віссю труби та стінкою
Вихід з труби до посудини	$\zeta_{вих} = \alpha$	В турбулентному режимі коефіцієнт Кориоліса $\alpha \approx 1$ , в ламінарному $\alpha = 2$ .
Раптове розширення трубопроводу	$\zeta_{pp} = \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]^2$	$d_2 < d_1$ ; коефіцієнт $\zeta$ віднесено до динамічного напору у вузькому перерізі
Раптове звуження трубопроводу	$\zeta_{pz} = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]$	
Конічний дифузор	$\zeta_{кд} = \left( \sin\beta - \frac{\lambda_2}{8 \cdot \sin\beta/2} \right) \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]^2$	$d_2 < d_1$ ; $\beta$ – кут конусності; $\lambda_2$ – коефіцієнт Дарсі; $\lambda_2$ та $\zeta$ віднесено до динамічного напору у вузькому перерізі
Конічний конфузор	$\zeta_{кк} = \frac{\lambda_2}{8 \cdot \sin\beta/2} \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right]$	

Таблиця 2.6

Значення коефіцієнтів місцевого опору  $\zeta_{\phi}$  для різних типів фільтрів

Тип фільтра	Умовне позначення	Значення коефіцієнта $\zeta_{\phi}$
Сітчастий	ФС	9,0
Магнітний	ФМ	2,5
Пластинчатий	ФП	10,0
Магнітно-сітчастий	ФМС	9,5

Таблиця 2.7

Значення коефіцієнтів місцевого опору  $\zeta_z$  для засувок

$a/d$	0	0,13	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
$\zeta_z$	$\infty$	97,8	35,0	10,0	4,60	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0

**Примітка.**  $a/d$  – параметр, що характеризує ступінь відкриття

Таблиця 2.8

Значення коефіцієнтів місцевого опору  $\zeta_{d.z}$  для дискових затворів

$\beta, ^\circ$	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
$\zeta_{d.z}$	0	0,24	0,52	0,90	1,54	2,51	3,91	10,8	32,6	118	256	751	$\infty$

**Примітка.**  $\beta$  – кут повороту диску, що характеризує ступінь відкриття

Таблиця 2.9

Значення коефіцієнтів місцевого опору  $\zeta_{кр.}$  для кранів конусних

$\beta, ^\circ$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
$\zeta_{кр.}$	0	0,05	0,29	0,75	1,56	3,1	5,47	9,68	17,3	31,2	52,6	106	210	486	$\infty$

**Примітка.**  $\beta$  – кут повороту конуса, що характеризує ступінь відкриття

Таблиця 2.10

Значення коефіцієнтів місцевого опору  $\zeta_e$  для вентилів

Діаметр труби, мм	13	20	40	80	100	150	200	250
$\zeta_e$	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1

**Примітка.** Вентиль стандартний, повністю відкритий

– оцінюють параметри потоку ( $z, p, v$ ) в кожному із зазначених перерізів;

– записують рівняння (2.2) з урахуванням попередніх оцінок параметрів потоку;

– виходячи з вигляду заданої гідравлічної схеми, розписують структуру втрат напору (поздовжні та місцеві); з одержаного рівняння виражають величину п'єзометричного напору  $\frac{P_m}{\rho \cdot g}$  і одержують таким

чином розрахункову формулу для визначення невідомого тиску  $p_m$  на вході в гідросистему.

Слід розрізнати індекси, які позначають номери перерізів потоку (римські цифри), від індексів, які позначають ділянки трубопроводу різних діаметрів (арабські цифри). Необхідно також пам'ятати, що тиски в обраних перерізах потоку слід оцінювати по однаковій шкалі (або абсолютній, або надлишковій).

В розрахункову формулу для визначення тиску  $p_m$  на вході в гідросистему необхідно підставити величини діаметрів трубопроводів, середніх швидкостей рідини в них та гідравлічних коефіцієнтів, які було визначено у п. 2.3.1.

### 2.3.3 Графічна ілюстрація гідравлічного розрахунку

Графічна ілюстрація гідравлічного розрахунку полягає в побудові напірної та п'езометричної ліній уздовж трубопроводу заданої гідросистеми. Для побудови названих ліній необхідно спочатку окремо розрахувати динамічні напори в кожній ділянці трубопроводу незмінного поперечного перерізу, величини всіх місцевих втрат напору, а також поздовжніх втрат на ділянках між місцевими опорами. Розрахунки втрат напору ведуть за формулами (2.4) та (2.5). Щоб уникнути помилок під час побудови ліній, необхідно підрахувати суму всіх втрат напору і порівняти її з величиною  $h_{\text{от } I-II}$ , визначеною безпосередньо з рівняння Бернуллі, записаного для заданої гідросистеми. Розбіжність в розрахунках допускається 2 %.

Побудову ліній здійснюють у такій послідовності:

- виконують окремий рисунок гідросистеми. Розміри резервуарів та діаметри труб показують схематично (без дотримання масштабів). Для зображення лінійних розмірів вибирають певний масштаб. Масштаб для довжин труб та висотний масштаб (для висот і напорів) можуть бути різними;

- від зазначеної площини відліку відкладають вертикально вгору масштабовані відстані всіх існуючих в перерізі  $I - I$  напорів і одержують горизонтальну лінію  $H_I = \text{const}$  (напірну лінію для ідеальної рідини);

- від цієї лінії вниз відкладають послідовно одна за одною всі масштабовані величини втрат напору по ходу рідини і з'єднують одержані точки лінією, яка є напірною лінією для реальної рідини;

- п'езометрична лінія розташовується нижче від напірної на масштабовану величину динамічного напору, що має місце на конкретній ділянці трубопроводу.

На одержаному рисунку зазначають величини п'езометричних напорів у вибраних перерізах ( $I - I$  та  $II - II$ ), величини динамічних напорів на ділянках трубопроводу  $1$  та  $2$  (більшого та меншого діаметрів), сумарну величину втрат напору  $h_{\text{от } I-II}$  та коментують розташування п'езометричної та напірної ліній.

Рисунок графічної ілюстрації гідравлічного розрахунку виконують на окремому аркуші паперу. Масштаби підбирають таким чином, щоб найменша з розрахованих та ілюстрованих величин була показана відрізок, не меншим за 1 мм.

### 2.3.4 Перевірка труб на статичну міцність

Перевірка труб на статичну міцність полягає у перевірці умови  $\sigma < \sigma_{\delta}$ , де величину допустимого напруження  $\sigma_{\delta}$  з урахуванням коефіцієнта запасу міцності можна приймати як  $\sigma_{\delta} = 0,4 \cdot \sigma_{\epsilon}$ . Значення мінімального тимчасового опору  $\sigma_{\epsilon}$  матеріалу труб наведено у примітках до таблиці 2.3.

Напруження  $\sigma$ , що виникає в матеріалі труби під дією гідростатичного тиску  $p_{max}$ , розраховують за формулою:

$$\sigma = \frac{p_{max} \cdot d}{2 \cdot \delta},$$

де  $p_{max}$  – максимальне значення тиску, яке визначається з графічної побудови п'єзометричної лінії шляхом вимірювання (розрахунку) максимального значення п'єзометричного напору на тій чи іншій ділянці трубопроводу;

$\delta, d$  – товщина стінки і внутрішній діаметр відповідної труби.

Оскільки трубопровід складається з двох труб різних діаметрів, перевірку на статичну міцність необхідно здійснити для кожної труби.

### 2.3.5 Побудова характеристики трубопроводу

Характеристика трубопроводу задається формулою (2.7). Її одержують з рівняння Бернуллі, позначивши через  $H$  наявний напір гідросистеми, який дорівнює повному напору на початку гідросистеми (сума всіх напорів у перерізі  $I - I$ ), та через  $z_{cm}$  потенціальну складову напору на виході з гідросистеми (сума геометричного та п'єзометричного напорів у перерізі  $II - II$ ).

Коефіцієнт характеристики гідросистеми  $S_c$  визначають зі співвідношення, яке одержують внаслідок таких перетворень:

– суму всіх доданків правої частини рівняння Бернуллі, які залежать від швидкості потоку, позначають як  $S_c \cdot Q^2$ ;

– в кожному доданку правої частини рівняння Бернуллі, який залежить від швидкості потоку, її величину  $v$  виражають з рівняння нерозривності потоку через об'ємну витрату  $Q$  та площу перерізу відповідного трубопроводу ( $\pi \cdot d^2 / 4$ ), в якому має місце таке значення середньої швидкості;

– стали величину квадрата об'ємної витрати  $Q^2$  виносять за скобки як спільний множник;

– коефіцієнт характеристики гідросистеми  $S_c$  дорівнюватиме виразу, що передує множнику  $Q^2$ .

Таким чином, одержавши залежність у вигляді (2.7), будують

графік характеристики трубопроводу для фіксованого значення коефіцієнта  $S_c$ . Регулювання витрати в гідросистемі можна здійснювати за рахунок змінювання ступеню відкриття запірною пристроєм (змінювання опору), і, як наслідок, змінювання коефіцієнта  $S_c$ . Для ілюстрації змінювання вигляду характеристики трубопроводу для інших положень запірною пристроєм необхідно побудувати ще чотири графіки для інших значень коефіцієнта  $S_c$ .

## 2.4 Приклад розрахунку

**Завдання.** Визначити тиск  $p_m$ , що має бути на виході з насоса (див. рис. 2.2), якщо задано параметри:  $l_1 = 40$  м;  $l_2 = 60$  м;  $l_0 = 5$  м;  $l = 0,5$  м;  $d_{p1} = 1,5 \cdot d_{p2}$ ;  $h_1 = 10$  м;  $h_2 = 8$  м; фільтр – ФС;  $p_B = 15$  кПа;  $Q = 20$  л/с; запірний пристрій – вентиль, рідина – олива індустріальна 30;  $t = 10$  °С; труби сталеві, ненові.

Побудувати напірну, п'єзометричну лінії та характеристики трубопроводу з різним ступенем відкриття вентиля.

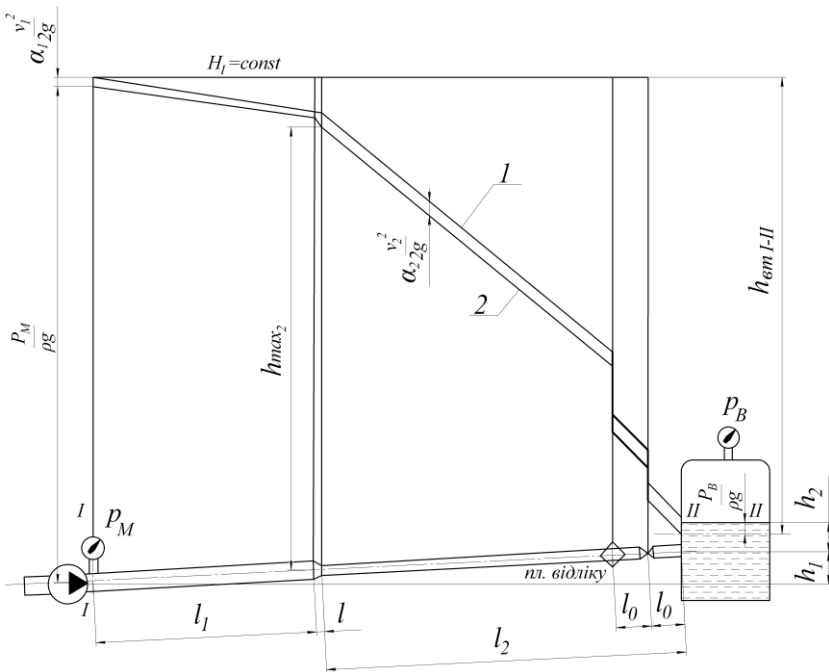


Рисунок 2.2 – Приклад побудови напірної та п'єзометричної ліній

**Розв'язок.** Записуємо рівняння Бернуллі у загальному вигляді для двох перерізів потоку рідини. У поданій гідросистемі слід провести переріз I у місці, де підключено манометр, а переріз II – на поверхні рідини у баці.

Площину відліку зручно спрямувати через центр ваги перерізу I. Оцінюємо параметри у перерізах:

– переріз I:

$$p_I = p_{атм} + p_M; \quad v_I = v_1; \quad z_I = 0;$$

– переріз II:

$$p_{II} = p_{атм} - p_6; \quad v_{II} = 0; \quad z_{II} = h_1 + h_2.$$

Звідси

$$\frac{p_M}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = -\frac{p_6}{\rho \cdot g} + h_1 + h_2 + h_{ем I-II}.$$

Згідно до рисунку 2.2 втрати напору складають

$$h_{ем I-II} = \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \zeta_{кк} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \zeta_{\phi} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \zeta_{\epsilon} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \zeta_{вих} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}.$$

Тоді

$$\frac{p_M}{\rho \cdot g} = -\frac{p_6}{\rho \cdot g} + h_1 + h_2 + \left( \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} - \alpha_1 \right) \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \left( \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{кк} + \zeta_{\phi} + \zeta_{\epsilon} + \zeta_{вих} \right) \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}.$$

З рівняння нерозривності визначається розрахункове значення меншого діаметра труби, м

$$d_{p_2} = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v_{p_2}}},$$

де  $v_{p_2} = 3 \dots 6$  м/с, звідки для  $v_{p_2} = 6$  м/с

$$d_{p_2} = 2 \sqrt{\frac{20 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 6}} = 0,0652 \text{ м або } d_{p_2} = 65,2 \text{ мм}.$$

Тоді

$$d_{p_1} = 1,5 \cdot d_{p_2} = 97,8 \text{ мм}.$$

У таблиці 2.3 розрахунковим значенням діаметрів відповідають найближчі зовнішні діаметри труб  $D_1 = 108$  мм з мінімальною товщиною стінок  $\delta_1 = 4$  мм та  $D_2 = 73$  мм з  $\delta_2 = 3$  мм. Таким чином,

$d_1 = 100$  мм та  $d_2 = 67$  мм. Слід приймати  $d \geq d_p$ .

Згідно з рівнянням нерозривності за формулою 2.9 визначаються

$$v_1 = \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1^2} = 2,55 \text{ м/с},$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,067^2} = 5,68 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнти Дарсі визначаються за значеннями чисел Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \text{ та відносних шорсткостей } \bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}, \text{ де } \nu \text{ розраховується за}$$

формулою 2.9. Значення кінематичного коефіцієнта в'язкості наведено в таблиці А.1 (додаток А), а абсолютної шорсткості  $\Delta$  – в примітках до таблиці 2.3.

У тому випадку, якщо значення  $Re$  будуть знаходитися у діапазоні критичних чисел Рейнольдса ( $Re_{кр} = 2000 \dots 3000$ ), то слід змінити діаметр труб таким чином, щоб режими відповідали сталій течії, тобто  $Re < 2000$  або  $Re > 3000$ .

У задачі, яка розглядається, для оливи індустріальної 30, що має температуру  $t = 10$  °С, кінематичний коефіцієнт в'язкості дорівнює  $\nu = 440 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с (сСт). Тому

$$Re_1 = \frac{2,55 \cdot 0,1}{440 \cdot 10^{-6}} = 580;$$

$$Re_2 = \frac{5,68 \cdot 0,067}{440 \cdot 10^{-6}} = 865.$$

Одержані числа Рейнольдса  $Re_1$  та  $Re_2$  відповідають ламінарному руху рідини, тому коефіцієнти гідравлічного тертя знаходимо за

формулою  $\lambda = \frac{64}{Re}$  (див. табл. 2.4):

$$\lambda_1 = \frac{64}{580} = 0,110;$$

$$\lambda_2 = \frac{64}{865} = 0,074.$$

Визначаємо значення коефіцієнтів місцевих опорів. Для кінцевого конфузора цей коефіцієнт залежить від кута конусності ( $\beta / 2$ ) (таблиця 2.5):

$$\zeta_{\text{кк}} = \frac{\lambda_2}{8 \cdot \sin \beta / 2} \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right];$$

$$\operatorname{tg} \beta/2 = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot l} = \frac{100 - 67}{2 \cdot 500} = 0.033,$$

звідки  $\beta/2 = 1,89^\circ$  та  $\sin \beta/2 = 0,033$ . Отже

$$\zeta_{\text{кк}} = \frac{0,074}{8 \cdot 0,033} \left[ 1 - \left( \frac{67}{100} \right)^4 \right] = 0,224.$$

Згідно таблиці 2.6 у сітчастого фільтра (ФС)  $\zeta_\phi = 9$ . У вентиля, якщо його повністю відкрито,  $\zeta_e = 4,3$  для діаметра труби  $d_2 = 67$  мм одержано інтерполяцією (таблиця 2.10). У засувках, дискових затворах, конусних кранах слід приймати  $\zeta_{\text{зн}}$  як для 75 %-го відкриття запірного пристрою, а у вентилях – як для повного.

Коефіцієнт місцевого опору на виході з труби у бак у випадку ламінарного режиму руху рідини  $\zeta_{\text{вих}} = 2$  (таблиця 2.5).

Підставляємо до рівняння Бернуллі значення усіх заданих та знайдених величин, а також  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ , одержимо

$$\begin{aligned} \frac{p_m}{\rho \cdot g} = & -\frac{15 \cdot 10^3}{890 \cdot 9,81} + 10 + 8 + \left( 0,11 \cdot \frac{40}{0,1} - 2 \right) \cdot \frac{2,55^2}{2 \cdot 9,81} + \\ & + \left( 0,074 \cdot \frac{60}{0,067} + 0,224 + 9 + 4,3 + 2 \right) \cdot \frac{5,68^2}{2 \cdot 9,81} = 164,7 \text{ м.} \end{aligned}$$

Отже  $p_m = 164,7 \cdot 890 \cdot 9,81 = 1,44 \text{ МПа}$ .

Щоб побудувати напірну та п'езометричну лінії необхідно визначити динамічні напори та втрати напору на кожній ділянці трубопроводу.

Динамічні напори:

$$h_{v1} = \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = 2 \cdot \frac{2,55^2}{2 \cdot 9,81} = 2 \cdot 0,33 = 0,66 \text{ м;}$$

$$h_{v2} = \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 2 \cdot \frac{5,68^2}{2 \cdot 9,81} = 2 \cdot 1,64 = 3,28 \text{ м.}$$

Втрати напору:

– поздовжні

$$h_{\text{em} n1} = \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = 0,11 \cdot \frac{40}{0,1} \cdot 0,33 = 14,52 \text{ м;}$$

$$h'_{em\ n2} = \lambda_2 \cdot \frac{l_2 - 2 \cdot l_0}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 0,074 \cdot \frac{60 - 2 \cdot 5}{0,067} \cdot 1,64 = 90,57 \text{ м};$$

$$h''_{em\ n2} = \lambda_2 \cdot \frac{l_0}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 0,074 \cdot \frac{5}{0,067} \cdot 1,64 = 9,06 \text{ м};$$

– місцеві

$$h_{em\ m1} = \zeta_{\kappa\kappa} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 0,224 \cdot 1,64 = 0,37 \text{ м};$$

$$h_{em\ m2} = \zeta_{\phi} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 9 \cdot 1,64 = 14,76 \text{ м};$$

$$h_{em\ m3} = \zeta_{\sigma} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 4,3 \cdot 1,64 = 7,05 \text{ м};$$

$$h_{em\ m4} = \zeta_{\text{вих}} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 2 \cdot 1,64 = 3,28 \text{ м}.$$

Щоб уникнути помилок під час побудова напірної та п'єзометричної лінії знайдемо суму втрат напорів

$$h_{em\ I-II} = \sum h_{em\ i} = 148,67 \text{ м}$$

та порівняємо її з втратами, розрахованими з рівняння Бернуллі

$$h_{em\ I-II} = -\frac{p_M}{\rho \cdot g} + \frac{p_6}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - h_1 - h_2 =$$

$$= 164,7 + 1,72 + 0,66 - 10 - 8 = 149,08 \text{ м}.$$

Оскільки розбіжність у розрахунках складає 0,41 м або 0,28 % (а дозволяється до 2 %), то можна будувати напірну та п'єзометричну лінії у наступній послідовності:

– будуємо напірну лінію для ідеальної рідини

$$H_I = \frac{p_M}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = const ;$$

– будуємо напірну лінію для реальної рідини (лінія 1 на рисунку 2.2). Щоб її побудувати, треба від лінії  $H_I = const$  вниз у напрямку руху рідини відкладати вертикальні відрізки, що відповідають втратам напорів на окремих ділянках трубопроводу;

– будуємо п'єзометричну лінію (лінія 2 на рисунку 2.2). яка розташовується нижче напірної на відстанях, що дорівнюють динамічним напорам у трубах  $h_{v1}$  та  $h_{v2}$ .

Здійснюємо перевірочний розрахунок на статистичну міцність труб за значенням  $p_{max}$  у кожній трубі. Статична міцність забезпечується, якщо виконується умова  $\sigma \leq [\sigma]$ , де  $[\sigma] = 0,4 \cdot \sigma_6$  – допустиме напруження, а значення  $\sigma_6$  наведено у примітках до таблиці 2.3.

Напруження, що виникає під дією  $p_{max}$

$$\sigma = \frac{p_{max}}{2 \cdot \delta}$$

На підставі п'єзометричної лінії

$$p_{max1} = p_M = 1,44 \text{ МПа};$$

$$p_{max2} = \rho \cdot g \cdot h_{max2} = 900 \cdot 9,81 \cdot 143,1 = 1,27 \text{ МПа};$$

тому

$$\sigma_1 = \frac{1,44 \cdot 10^6 \cdot 100}{2 \cdot 4} = 18,0 \text{ МПа},$$

$$\sigma_2 = \frac{1,27 \cdot 10^6 \cdot 67}{2 \cdot 3} = 14,2 \text{ МПа}.$$

Оскільки  $\sigma_B = 300 \text{ МПа}$ ,

$$[\sigma] = 0,4 \cdot 300 = 120 \text{ МПа}.$$

Отже,  $\sigma_{1,2} < [\sigma]$  і статична міцність труб забезпечується.

Щоб побудувати характеристику трубопроводу (залежність наявного напору від витрати рідини) необхідно перетворити рівняння Бернуллі для наявної гідросистеми у наступну форму:

$$H = z + S_c \cdot Q^2,$$

де  $H$  – наявний напір – питома енергія, за рахунок якої здійснюється рух рідини у трубопроводі, м;

$z$  – гідростатичний напір, м;

$S_c$  – коефіцієнт характеристики трубопроводу,  $\text{с}^2/\text{м}^5$ .

У прикладі, що розглядається,

$$H = \frac{p_M}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = 164,7 + 0,66 = 165,36 \text{ м};$$

$$z = -\frac{p_6}{\rho \cdot g} + h_1 + h_2 = -1,72 + 10 + 8 = 16,28 \text{ м};$$

$$S_c = \frac{8}{g \cdot \pi^2} \cdot \left[ \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1^5} + \left( \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\kappa\kappa} + \zeta_{\phi} + \zeta_6 + \zeta_{вих} \right) \cdot \frac{1}{d_2^5} \right] =$$

$$= \frac{8}{9,81 \cdot 3,14^2} \cdot \left[ 0,11 \cdot \frac{40}{0,1^5} + \left( 0,074 \cdot \frac{60}{0,067} + 0,224 + 9 + 4,3 + 2 \right) \cdot \frac{1}{0,067^5} \right] =$$

$$= 0,373 \cdot 10^6 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Якщо витрату рідини  $Q$  підставляти у літрах за секунду, характеристика трубопроводу для даної гідросистеми тримає вигляд

$$H = 16,28 + 0,373 \cdot Q^2.$$

Регулювати витрату у трубопроводі можна зміною ступеня закриття запірного пристрою, що позначається на опорі трубопроводу та коефіцієнті  $S_c$ .

За даними розрахунку на рисунку 2.3 побудовано характеристики даної гідросистеми для 5 положень вентиля, тобто для 5 значень  $\zeta_v$ .

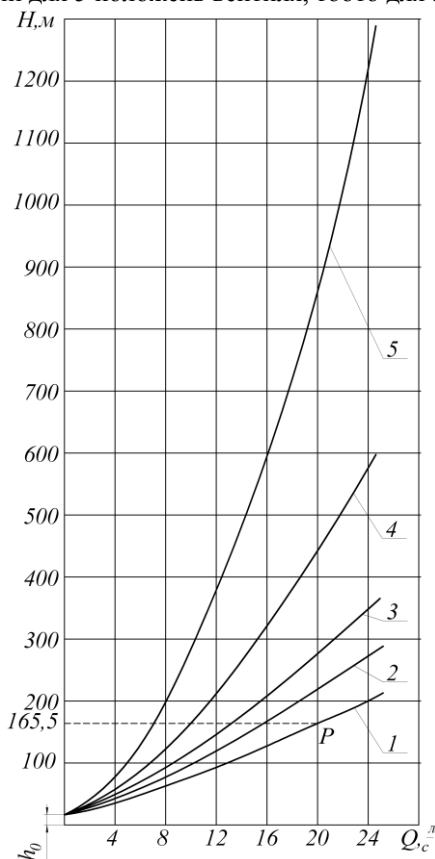


Рисунок 2.3 – Приклад побудови характеристики трубопроводу

Розрахункова точка Р на лінії 1 (рис. 2.3) відповідає значенням  $Q = 20$  л/с та  $H = 165,5$  м. Похибка розрахунку значень  $H$  складає  $H = 165,5 - 165,4 = 0,1$  м або 0,06 %, що підтверджує правильність розрахунку.

## 2.5 Контрольні запитання для самоперевірки

1. Які розрізняють види руху рідини?
2. Якими параметрами характеризують потоки скінченних розмірів?
3. Які фізичні закони відображає система основних рівнянь гідродинаміки?
4. Як класифікують трубопроводи, що використовуються в інженерних гідросистемах?
5. Який основний результат дослідів О. Рейнольдса?
6. Які існують види втрат енергії під час руху рідини в трубах?
7. Дати енергетичне і геометричне тлумачення рівняння Д. Бернуллі.
8. Як розподіляються місцеві швидкості в круглій трубі при ламінарному режимі руху рідини?
9. Як залежать поздовжні втрати напору від середньої швидкості ламінарного потоку?
10. Від чого залежить коефіцієнт Дарсі при ламінарному режимі течії в трубі круглого поперечного перерізу?
11. Як розподіляються місцеві швидкості в круглій трубі при турбулентному режимі руху рідини?
12. Як залежать поздовжні втрати напору від середньої швидкості турбулентного потоку?
13. Пояснити специфіку визначення коефіцієнта Дарсі для турбулентних потоків.
14. Від чого залежать місцеві втрати напору?
15. Пояснити принцип побудови п'єзометричної та напірної лінії.
16. Яка задача гідравлічного розрахунку трубопроводів?
17. Як можна змінювати характеристику трубопроводу?

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ ТА НАСАДКИ ПРИ СТАЛОМУ НАПОРІ

#### 3.1 Загальні відомості про стаціонарний процес витікання рідини через різні конструктивні елементи

При усталеному витіканні рідини з великих резервуарів через малі отвори ( $d \leq 0,2 H$ ) у газоподібне середовище *середня швидкість* у стисненому перерізі струменя, м/с:

$$v = \varphi \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \varphi \cdot v_T, \quad (3.1)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт швидкості

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}; \quad (3.2)$$

$\alpha$  – коефіцієнт кінетичної енергії (коефіцієнт Кориоліса) у стисненому перерізі струменя. Оскільки нерівномірність швидкостей у стисненому перерізі невелика, то приймають  $\alpha = 1,0$ ;

$\xi$  – коефіцієнт опору отвору, який виражає втрату напору у частках питомої кінетичної енергії;

$H$  – напір витікання, що дорівнює різниці гідростатичних напорів у резервуарі та у центрі стисненого перерізу струменя, м.

Ступінь стиснення струменя, що витікає з отвору, характеризується *коефіцієнтом стиснення*

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_o}, \quad (3.3)$$

де  $\omega_c$ ,  $\omega_o$  – площі стисненого перерізу струменя та отвору, м<sup>2</sup>.

*Витрата рідини*, що протікає через отвір (насадок), м<sup>3</sup>/с:

$$Q = v \cdot \omega_c = \varphi \cdot v_T \cdot \varepsilon \cdot \omega_o = \mu \cdot \omega_o \cdot v_T, \quad (3.4)$$

де  $\mu = \varepsilon \cdot \varphi$  – *коефіцієнт витрати*.

Значення коефіцієнтів витікання  $\xi$ ,  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $\mu$  визначають з досліду. Вони залежать від форми отвору, його кромки, умов підходу рідини до отвору та числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{v_T \cdot d_o}{\nu}, \quad (3.5)$$

де  $v_T = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$  – *теоретична швидкість* у стисненому перерізі струменя, м/с;

$d_o$  – діаметр отвору, м;

$\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м<sup>2</sup>/с.

Якщо  $Re \geq 10^5$ , то коефіцієнти витікання змінюються у невеликих границях, тому у випадку досконалого стиснення, при якому стінки

резервуара не впливають на формування струменя, можна приймати усереднені значення цих коефіцієнтів.

Якщо рідина витікає у рідке середовище (витікання із затопленого отвору чи насадку), то швидкість та витрату також визначають за формулами 3.1 та 3.4, але у цьому випадку напір витікання визначається різницею гідростатичних напорів у резервуарах.

Коефіцієнти витікання для затоплених отворів можна приймати такими самими, як і у випадку витікання рідини у газове середовище. Розрахунковою площею для насадків усіх типів є їх площа «напросвіт».

Усереднені значення коефіцієнтів витікання отвору з гострою кромкою (для досконалого стиснення) та основних типів насадків, якщо режимі течіє є безвідривним та  $Re \geq 10^5$ , наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Коефіцієнти витікання отвору та насадків

Умовне позначення	Тип пристрою	$\xi$	$\varphi$	$\varepsilon$	$\mu$
О	Круглий отвір з гострою кромкою	0,06	0,97	0,64	0,62
ЦЗ	Зовнішній циліндричний насадок $l = 3d$	0,50	0,82	1,0	0,82
ЦВ	Внутрішній циліндричний насадок $l = 3,4d$	1,0	0,71	1,0	0,71
З	Збіжний конічний насадок $\Theta = 13^\circ 24'$	0,08	0,96	0,98	0,94
Р	Розбіжний конічний насадок $\Theta = 5^\circ$	3,35	0,48	1,82	0,87
К	Коноїдний насадок $l = 0,85d$	0,06	0,97	1,0	0,97

### 3.2 Завдання до розрахунку

Здійснити розрахунок параметрів процесу витікання рідини через різні конструктивні елементи за умови незмінності величини напору витікання. В даний розділ включено задачі щодо визначення швидкості витікання, чисел Рейнольдса, напору, витрати рідини.

Схеми до завдань показано на рисунку 3.1, де колами з цифрами показано місця розташування елементів (отворів та насадок), з яких витікає рідина. В рідинних манометрах (вакуумметрах), якщо такі задаються схемою, робочою рідиною є вода. Сорт робочої рідини в самій гідросистемі задається окремо.

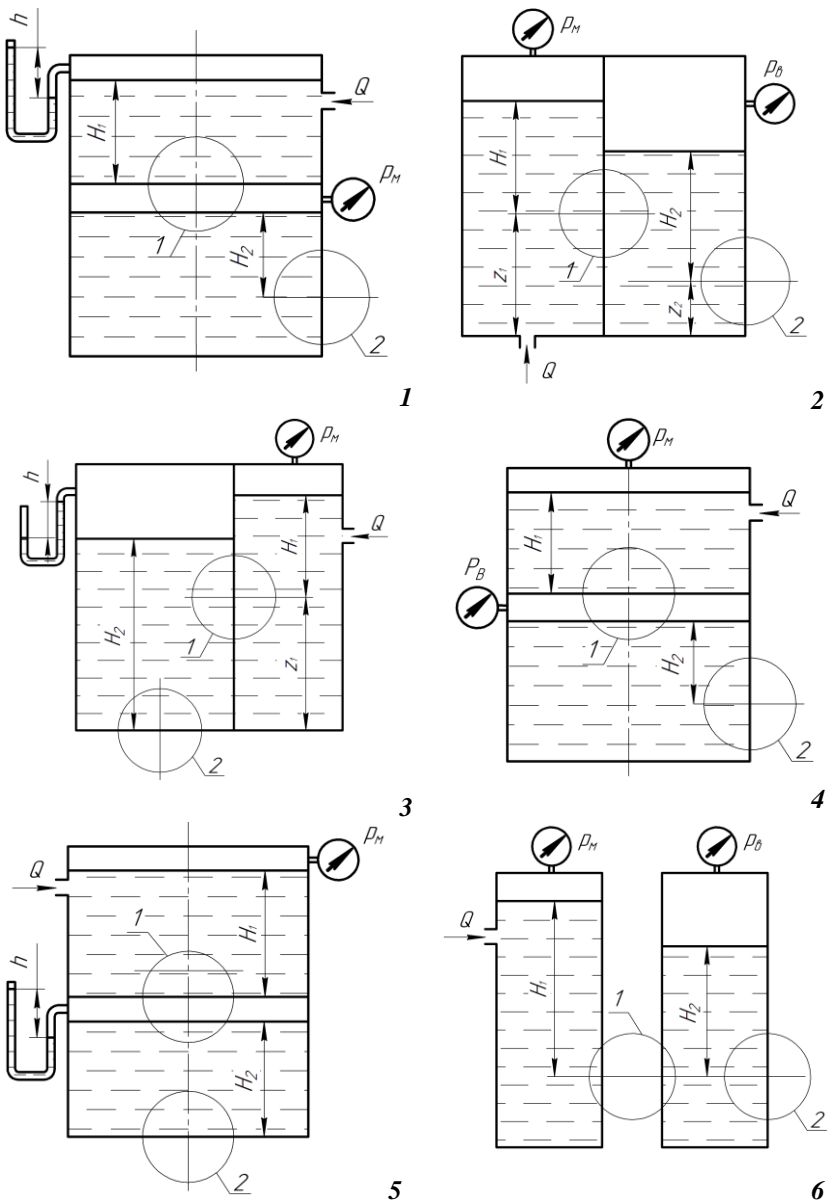
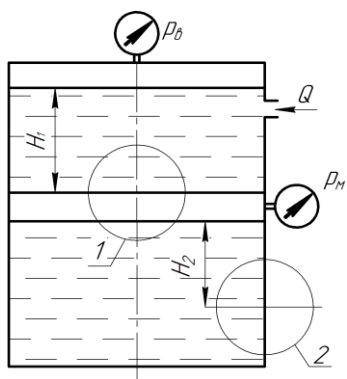
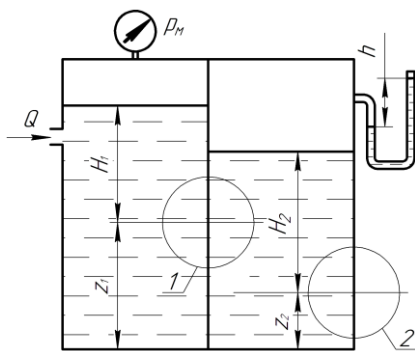


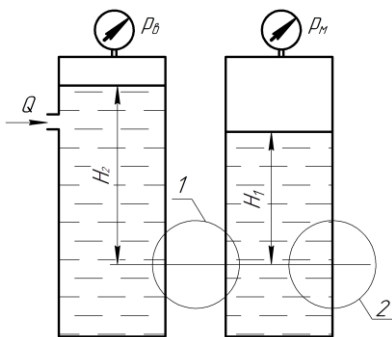
Рисунок 3.1 – Ємності з отворами та насадками



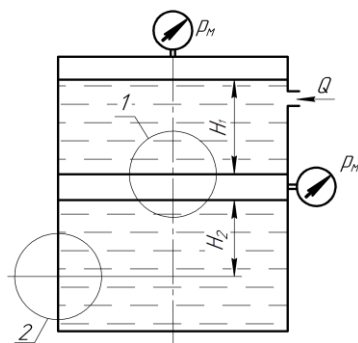
7



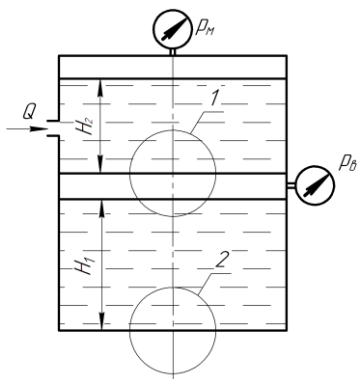
8



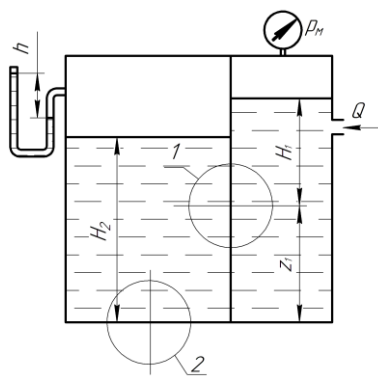
9



10

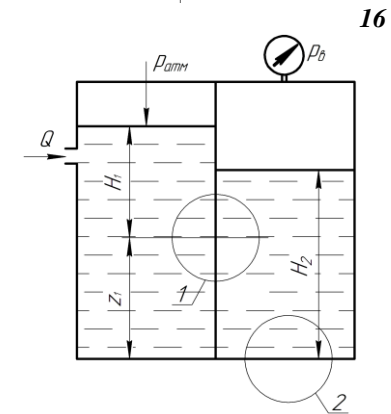
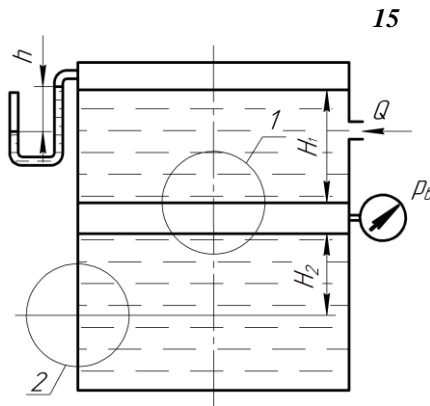
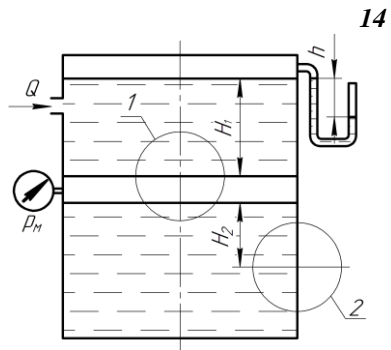
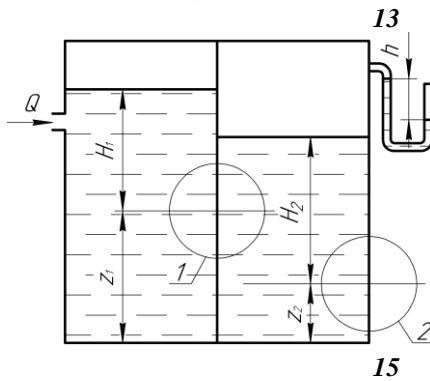
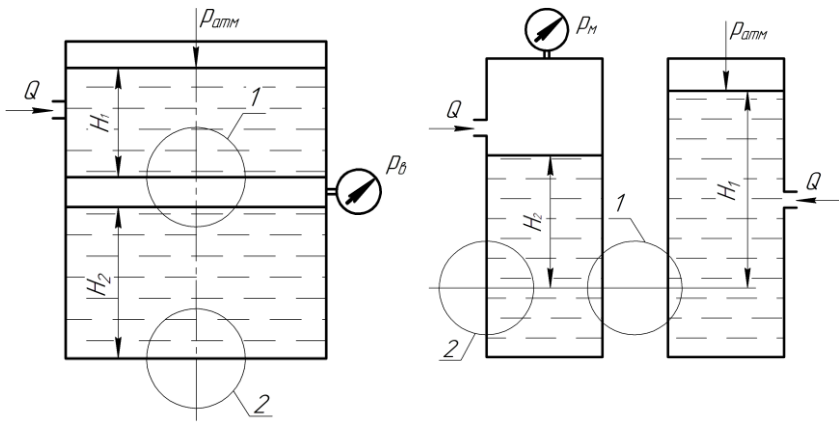


11



12

Продовження рисунка 3.1



17

18

Закінчення рисунка 3.1

### 3.3 Рекомендації щодо виконання завдання

Перед виконанням завдання необхідно засвоїти теоретичний матеріал відповідного розділу дисципліни, користуючись літературою [1–12]. Слід приділити особливу увагу з'ясуванню фізичної суті процесу витікання рідини при сталому напорі та коефіцієнтів витікання.

Розрахунок починають із з'ясування геометрії гідросистеми, згідно з номером *схеми* (рис. 3.1). З таблиці 3.2, згідно з номером *варіанта* з'ясовують експлуатаційні параметри гідросистеми.

Таблиця 3.2

Дані щодо вибору експлуатаційних параметрів гідросистем

Варіант	Робоча рідина	Типи ел-тів		Параметри										
		1	2	$d_1$	$d_2$	$H_1$	$H_2$	$z_1$	$z_2$	$h$	$p_m$	$p_v$	$Q$	$t$
				мм		м				кПа		л/с	°C	
1	Вода	О	ЦЗ	40	65	–	1	0,5	0,3	0,5	1	1		
2	Гас	ЦЗ	ЦВ	45	60	2	–	0,4	0,2	0,4	2	1	–	20
3	Бензин	В	Р	50	55	–	–	0,3	0,2	0,3	3	2	6	10
4	Олива I-12А	З	Р	55	50	3	–	0,2	0,1	0,2	4	2	–	80
5	Бензин	Р	К	40	45	–	2	0,2	0,1	0,1	5	3	–	30
6	Гас	К	О	45	40	–		0,3	0,2	0,2	4	3	8	30
7	Вода	О	ЦВ	50	35	–	3	0,4	0,3	0,3	3	4	–	25
8	Олива I-30А	ЦЗ	К	60	70	1	–	0,5	0,4	0,4	2	4	–	75
9	Бензин	ЦВ	З	60	40	–	–	0,6	0,5	0,1	1	5	10	35
10	Гас	З	К	65	50	–	1	0,5	0,2	0,5	1	2	–	40
11	Вода	Р	З	60	60	2	–	0,4	0,3	0,2	2	3	–	30
12	Гас	К	ЦЗ	60	70	–	–	0,3	0,2	0,1	3	4	6	25
13	Бензин	О	З	50	50	–	2	0,2	0,1	0,1	4	5	–	15
14	Олива АУ	К	Р	45	55	3	–	0,5	0,4	0,2	5	1	–	70
15	Вода	ЦВ	К	40	60	–	–	0,2	0,1	0,4	1	2	11	35
16	Гас	З	О	55	65	–	1	0,3	0,2	0,3	2	4	–	45
17	Бензин	Р	ЦЗ	30	70	2	–	0,4	0,3	0,1	3	5	–	50
18	Олива ГМ-50	К	ЦВ	45	45	–	–	0,5	0,4	0,1	4	3	14	90
19	Вода	О	Р	50	60	1	–	0,6	0,4	0,2	5	2	–	50
20	Бензин	ЦЗ	О	55	55	–	2	0,5	0,3	0,1	4	1	–	55
21	Гас	ЦВ	О	50	40	–	–	0,4	0,3	0,3	3	1	12	55
22	Олива АМГ-10	З	ЦВ	55	45	3	–	0,3	0,2	0,4	2	2	–	85
23	Вода	Р	ЦВ	70	75	–	1	0,2	0,1	0,2	1	3	–	45
24	Гас	К	Р	65	55	–	–	0,2	0,1	0,1	1	4	10	60
25	Бензин	О	К	50	60	–	1	0,3	0,2	0,3	2	2	–	75

У таблиці 3.2 варіанти типів конструктивних елементів, через які відбувається процес витікання (перетікання), умовно позначеною літерою (див. табл. 3.1).

У цій же таблиці для параметрів, які необхідно визначити, числові дані не подано (риски), а з решти вибирають лише ті, що необхідні для розрахунку відповідно до схеми.

В залежності від варіанта завдання визначають напори або витрату рідини. Крім цього, для підтвердження правильності вибору значень коефіцієнтів витікання визначають числа Рейнольдса у струменях на виході з пристроїв.

Для ілюстрації розв'язку задачі необхідно накреслити схему посудини та пристроїв (у масштабі), проставити літерні позначення параметрів, показати граничні лінії течії усередині насадку та на виході з нього, а також вектори швидкостей у відповідних перерізах.

### 3.4 Приклад розрахунку

**Завдання.** Визначити витрату води  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) та напір  $H_1$  (м), якщо відомо величини:  $z_1 = 0,5$  м;  $H_2 = 1$  м;  $d_1 = d_2 = 50$  мм;  $p_m = 3$  кПа;  $p_e = 5$  кПа;  $t = 20$  °С за схемою, яку наведено на рис. 3.2.

У системі, що розглядається, застосовано круглий отвір з гострою кромкою («О», індекс 1) та зовнішній циліндричний насадок («ЦЗ», індекс 2). Для них на підставі таблиці 3.1 приймаємо такі значення коефіцієнтів витікання:  $\varphi_1 = 0,97$ ;  $\mu_1 = 0,62$ ;  $\varphi_2 = \mu_2 = 0,82$ .

Вихідною під час розв'язання задачі є умова усталеного руху, тобто витрата має бути сталою:  $Q_1 = Q_2 = Q$ .

Для води  $\rho = 1000$   $\text{кг}/\text{м}^3$  – вибираємо з таблиці А.1 (додаток А).

**Розв'язок.** За допомогою рівняння Бернуллі для перерізів II та III складають формулу, за якою визначають дійсну швидкість витікання на виході із зовнішнього циліндричного насадка:

$$\frac{p_{амм} - p_e}{\rho \cdot g} + H_2 + 3d_2 = \frac{p_{амм}}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \xi_2 \frac{v_2^2}{2 \cdot g},$$

звідки

$$v_2 = \varphi_2 \sqrt{2 \cdot g \cdot \left( H_2 + 3d_2 - \frac{p_e}{\rho \cdot g} \right)} = 0,82 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \left( 1 + 3 \cdot 0,05 - \frac{5 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9,81} \right)} = 2,91 \text{ м/с.}$$

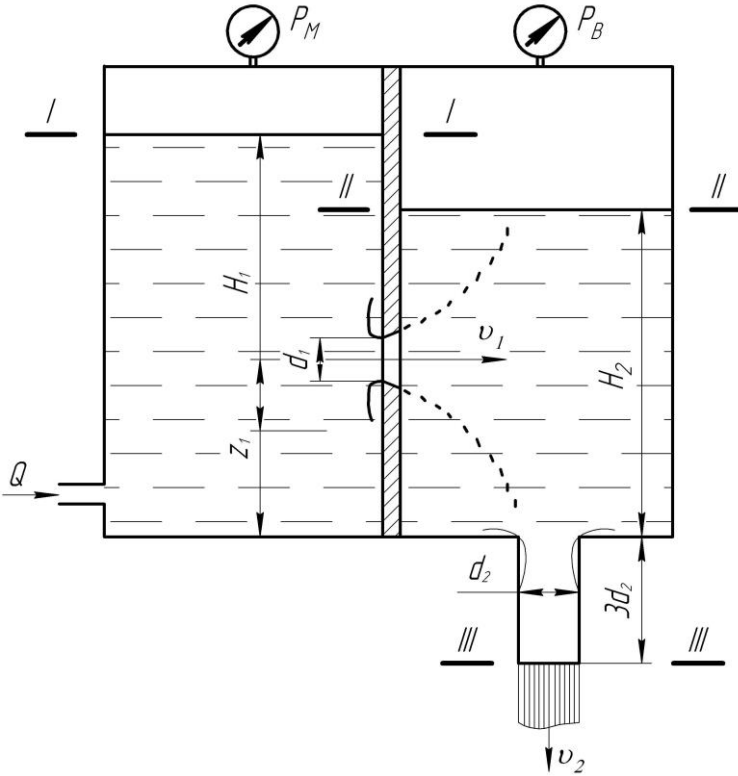


Рисунок 3.1 – Ємності з отворами та насадками

Визначають теоретичну швидкість витікання з насадка:

$$v_{2T} = \frac{v_2}{\varphi_2} = \frac{2,91}{0,82} = 3,55 \text{ м/с.}$$

Визначають витрату води за формулою (3.4)

$$\begin{aligned} Q_2 &= v_2 \cdot \omega_{c2} = \varphi_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega_2 \cdot v_{2T} = \mu_2 \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} \cdot v_{2T} = \\ &= 0,82 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} \cdot 3,54 = 5,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.} \end{aligned}$$

Визначають  $H_1$ . На підставі рівняння Бернуллі для перерізів I та II:

$$\frac{P_{амм} + P_M}{\rho \cdot g} + H_1 + z_1 = \frac{P_{амм} - P_e}{\rho \cdot g} + H_2 + (\alpha_1 + \xi) \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

визначають швидкість та витрату води:

$$v_1 = \varphi_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot \left( \frac{P_M + P_e}{\rho \cdot g} + H_1 + z_1 - H_2 \right)};$$

$$Q_1 = \mu_1 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{2 \cdot g \cdot \left( \frac{P_M + P_e}{\rho \cdot g} + H_1 + z_1 - H_2 \right)}.$$

Оскільки  $Q_1 = Q_2$ :

$$\begin{aligned} H_1 &= \frac{8 \cdot Q_2^2}{\mu^2 \cdot \pi^2 \cdot d_1^4 \cdot g} + H_2 - \frac{P_M + P_e}{\rho \cdot g} - z_1 = \\ &= \frac{8 \cdot (5,7 \cdot 10^{-3})^2}{0,62^2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,05^4 \cdot 9,81} + 1 - \frac{(3+5) \cdot 1000}{1000 \cdot 9,81} - 0,5 = 2,43 \text{ м.} \end{aligned}$$

Визначають дійсну та теоретичні швидкості витікання з отвору:

$$\begin{aligned} v_1 &= \varphi_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot \left( \frac{P_M + P_e}{\rho \cdot g} + H_1 + z_1 - H_2 \right)} = \\ &= 0,97 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{(3+5) \cdot 1000}{1000 \cdot 9,81} + 2,43 + 0,5 - 1 \right)} = 7,12 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Перевіряють правильність вибору коефіцієнтів витікання  $\varphi_1$ ,  $\mu_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\mu_2$ . Для цього за формулою (3.5) визначають числа Рейнольдса у струменях на виході з пристроїв, які порівнюють з  $Re = 10^5$ :

$$Re_1 = \frac{v_{1T} \cdot d_1}{\nu} = \frac{7,12 \cdot 0,05}{0,0101 \cdot 10^{-4}} = 3,52 \cdot 10^{-5};$$

$$Re_2 = \frac{v_{2T} \cdot d_2}{\nu} = \frac{3,55 \cdot 0,05}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 1,76 \cdot 10^{-5}.$$

Значення кінематичного коефіцієнта в'язкості наведено в таблиці А.1 (додаток А).

Для води, що має  $t = 20^\circ \text{C}$ , визначаємо  $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  (сСт).

Оскільки  $Re_{1,2} > 10^5$ , то коефіцієнти витікання вибрані вірно.

### 3.5 Контрольні запитання для самоперевірки

1. Якими є переваги та недоліки різних видів насадків?
2. Якими є області застосування різних типів насадків?
3. Як визначаються теоретична швидкість та витрата рідини під час її витікання через отвір (насадок)?
4. Як визначаються коефіцієнти швидкості, витрати та стиснення струменя під час витікання рідини через отвір (насадок)?
5. Які фактори впливають на величини коефіцієнтів витікання?
6. Чому спостерігаємо різницю значень коефіцієнтів витікання для отворів та насадків?
7. Як виглядають схеми витікання рідини через отвори та насадки різних конструкцій?
8. Як залежить тиск у вузькому перерізі струменя у насадку від напору витікання?
9. Як визначається критичний напір витікання рідини через насадок?
10. Якими є умови виникнення кавітації в насадку?

## 4 РОЗРАХУНОК ГІДРОСИСТЕМИ З НАСОСНОЮ ПОДАЧЕЮ

### 4.1 Загальні відомості про відцентрові насоси

Для передавання на відстань різноманітних рідин як носіїв енергії використовують гідравлічні машини, серед яких широке застосування набули відцентрові насоси.

*Гідромашини* являють собою сукупність механізмів, призначених для перетворення механічної енергії в гідравлічну (*насоси*), або гідравлічної енергії в механічну (*гідродвигуни*).

*Відцентрові насоси* – лопатеві гідравлічні машини, в яких внаслідок силової взаємодії лопатей робочого колеса з потоком, що їх обтікає, здійснюється перетворення механічної енергії на гідравлічну.

Роботу відцентрового насоса характеризують такі параметри.

*Подача* – об'ємна кількість рідини, що подається насосом за одиницю часу,  $Q$ , м<sup>3</sup>/с.

*Напір насоса* – приріст повного напору рідини внаслідок проходження її через насос,  $H$ , м.

*Потужність* – робота насоса за одиницю часу, Вт. Розрізняють *споживну* потужність ( $N$ ) – механічну потужність, яка підводиться до валу насоса; та *корисну* потужність ( $N_0$ ) – гідравлічну потужність потоку рідини, що виходить з насосу:

$$N = M_{кр} \cdot \Omega, \quad (4.1)$$

де  $M_{кр}$  – крутильний момент на валу насоса, Н·м;

$\Omega$  – кутова швидкість обертання вала насоса, с<sup>-1</sup>,

та *корисну* потужність ( $N_0$ ) – гідравлічну потужність потоку рідини, що виходить з насосу:

$$N_0 = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \quad (4.2)$$

*Коефіцієнт корисної дії насоса* (повний ККД,  $\eta$ ) оцінює ефективність перетворювання потужності, що споживається насосом, на корисну, тобто він враховує усі види втрат в насосі (об'ємні, гідравлічні, механічні).

Ефективність роботи (перетворювання та передавання енергій) насоса оцінюють повним ККД ( $\eta$ ), який враховує всі види втрат в насосі (об'ємні, гідравлічні, механічні):

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_{мех}, \quad (4.3)$$

Таким чином, усі параметри відцентрового насосу зв'язані формулою:

$$\eta = N_0 / N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / N \quad (4.4)$$

Напір насосу може розраховуватися трьома способами:

– у залежності від величини значення параметрів потоку перед входом в насос та на виході з нього (*манометричний напір насосу*)

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{\alpha \cdot v_2^2 - \alpha \cdot v_1^2}{2 \cdot g} \quad (4.5)$$

– у залежності від конструктивних параметрів насосу та заданого режиму роботи (формула *Л. Ейлера*):

$$H = \frac{\sigma_s}{g} \cdot \eta_s \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}). \quad (4.6)$$

– у залежності від заданих параметрів на вході та на виході з гідросистеми, в яку включено насос (*потрібний* напір гідросистеми)

$$H = \frac{p_k - p_o}{\rho \cdot g} + (h_n - h_g) + h_{\text{вт.г}} + h_{\text{вт.н}}, \quad (4.7)$$

де  $p_n$  та  $p_o$  – відповідні значення тисків на поверхнях напірного та приймального резервуарів,  $P_a$ ;

$h_n$  та  $h_g$  – геометричні висоти нагнітання та всмоктування відповідно,  $m$ ;

$h_{\text{вт.г}}$  та  $h_{\text{вт.н}}$  – втрати напору у всмоктуючому та напірному трубопроводах відповідно,  $m$ .

Роботу насоса визначають його *робочими характеристиками* – залежностями напору, споживної потужності та ККД від подачі насоса при незмінній частоті обертання його вала ( $n = \text{const}$ ):

$$H = f(Q), \quad N = f(Q), \quad \eta = f(Q).$$

Якщо змінюється частота обертання вала насоса  $n_i$ , то основні параметри мають бути перераховані з умов подібності режимів на деяку постійну частоту обертання  $n$ :

$$Q = Q_i \cdot (n/n_i); \quad H = H_i \cdot (n/n_i)^2; \quad N = N_i \cdot (n/n_i)^3. \quad (4.8)$$

Подібність режимів також зберігається і при незначному підрізанні (обточуванні) робочого колеса при незмінній частоті його обертання, тоді формули (3.6) можуть бути записані у такому вигляді:

$$Q = Q_i \cdot (D/D_i); \quad H = H_i \cdot (D/D_i)^2; \quad N = N_i \cdot (D/D_i)^3. \quad (4.9)$$

Якщо режим роботи насосної установки є усталеним, то напір насоса дорівнює потрібному напору гідросистеми і визначається точкою перетину характеристики насоса  $H = f(Q)$  з характеристикою системи  $H = z_{cm} + S_c \cdot Q^2$  (режимна точка).

Якщо розраховані параметри режимної точки менші відповідних параметрів насоса, що визначаються його характеристикою  $H = f(Q)$ , то слід провести узгодження параметрів насоса з характеристикою гідросистеми (зменшенням частоти обертання вала, або обточуванням робочого колеса). Підвищення частоти обертання вала насоса за межі номінального значення не допускається, оскільки це може призвести до втрати міцності насоса.

Якщо розраховані параметри режимної точки більші відповідних параметрів насоса, що визначаються його характеристикою, то слід застосувати спільну роботу декількох насосів, з'єднаних послідовно або паралельно (у залежності від того, який з параметрів треба забезпечити).

#### 4.2 Завдання до розрахунку

Здійснити гідравлічний розрахунок заданої гідравлічної системи з насосною подачею рідини. В результаті розрахунків необхідно:

- визначити потрібний напір установки  $H_H$ ;
- вибрати відцентровий насос (визначити його марку,  $D_2, n$ );
- провести узгодження параметрів насоса з характеристикою гідросистеми (якщо це є необхідним);
- розрахувати споживну потужність, підібрати електродвигун.

Загальний вигляд типової гідравлічної системи з насосною подачею робочої рідини (перелік схем) показано на рис. 4.1.

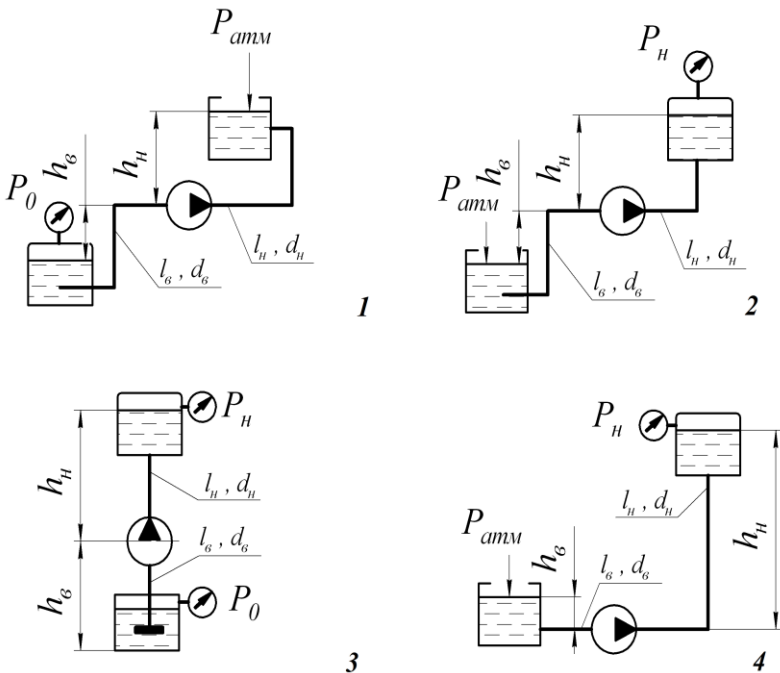
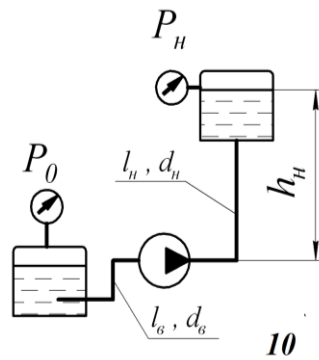
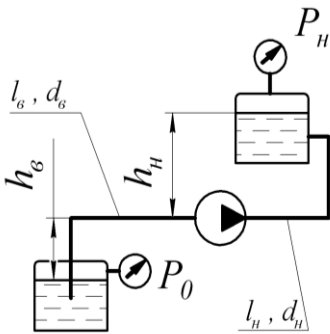
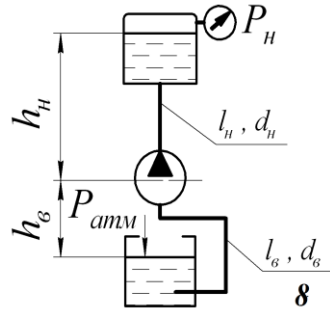
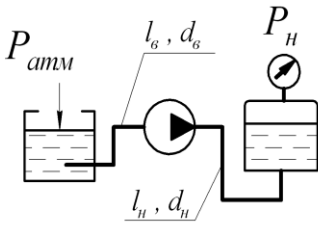
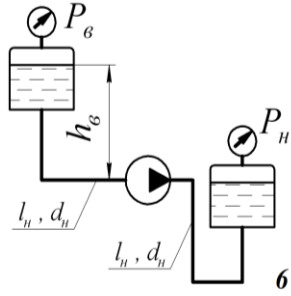
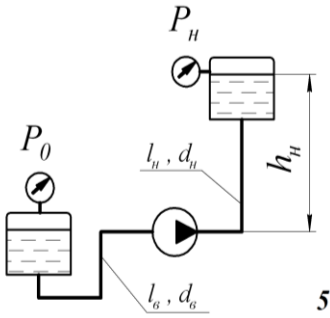
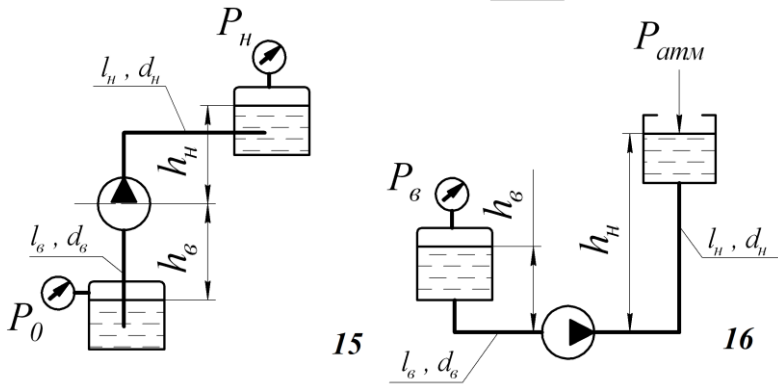
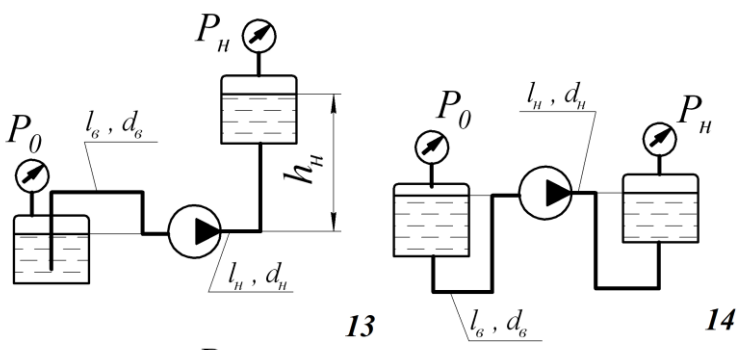
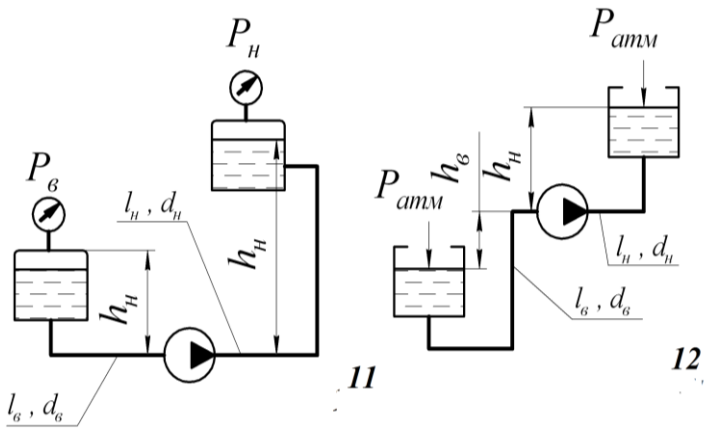


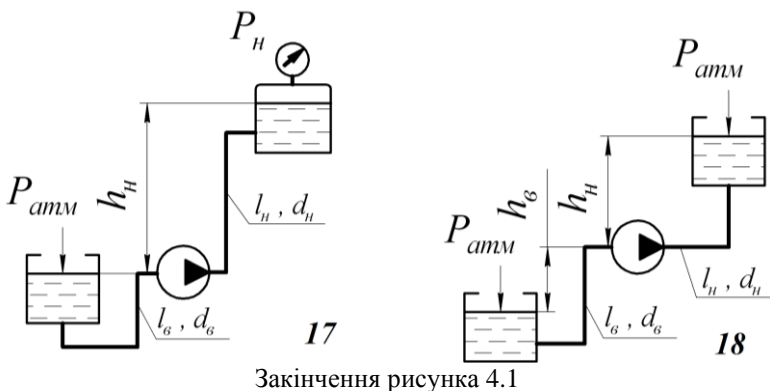
Рисунок 4.1 – Схеми гідросистем



Продовження рисунка 4.1



Продовження рисунка 4.1



Закінчення рисунка 4.1

### 4.3 Рекомендації щодо виконання завдання

Перед виконанням завдання необхідно засвоїти теоретичний матеріал за темою «Гідромашини» курсу дисципліни, користуючись літературою [1–12]. Слід приділити особливу увагу з'ясуванню призначення гідромашин, яке зумовлює марку насоса. Необхідно мати чітке уявлення про методику розрахунку, а також принципи регулювання насоса.

Розрахунок починають із зображення схеми гідросистеми (відповідно до заданих номерів схем) та зазначення відповідно до заданих номерів варіантів, всіх параметрів, що задаються таблицею 4.1.

#### 4.3.1 Визначення потрібного напору гідросистеми

Потрібний напір установки визначають за формулою (4.7), в якій невідомими величинами є втрати напору у всмоктуючому та напірному трубопроводах ( $h_{втв}$  та  $h_{вtn}$ ). Їх визначають як сумарні втрати (місцеві та поздовжні) в кожному з трубопроводів. Для цього визначають дійсні значення середніх швидкостей потоку в кожній трубі  $v_v$  та  $v_n$ , за формулою  $v = 4Q / (\pi \cdot d^2)$ .

Далі розраховують числа Рейнольдса для кожної ділянки трубопроводу і визначають режими руху рідини в них, після чого у залежності від режиму руху рідини, значення числа Рейнольдса та відносної шорсткості розраховують значення коефіцієнтів гідравлічного тертя. Щодо визначення коефіцієнта Дарсі, то можна користуватися залежностями  $\lambda = f(Re, \Delta)$ , які наведено на рисунку 4.2. Абсолютну шорсткість слід приймати як для труб, що були у експлуатації, тобто  $\Delta = 0,15 \dots 0,30$  мм.

Таблиця 4.1

Вихідні дані щодо вибору технологічних параметрів гідросистеми

Варіант	Рідина	Параметри													
		$t$ , °C	$Q$ , л/с	$p_o$	$p_b$	$p_n$	$h_b$	$h_n$	$l_b$	$l_n$	$d_b$	$d_n$	$\sum \zeta \epsilon$	$\sum \zeta H$	
		кПа					м				мм		–		
1	олива	40	55	35	35	60	7	11	37	43	158	156	14	7	
2	вода	60	50	40	29	10	1	9	36	42	156	150	13	8	
3	гас	50	48	45	23	20	2	7	35	41	150	148	12	9	
4	бензин	10	45	50	15	30	3	6	34	40	148	142	11	10	
5	олива	50	42	55	7	40	4	8	33	39	142	137	10	11	
6	вода	80	40	60	3	50	7	11	32	38	137	131	9	12	
7	гас	15	35	75	8	40	1	12	31	37	131	125	8	13	
8	бензин	60	25	90	16	20	2	16	29	35	120	115	6	12	
9	олива	70	20	85	20	5	4	18	28	34	115	110	5	10	
10	вода	45	14	50	50	25	4	15	22	28	112	80	12	6	
11	гас	30	15	55	45	35	3	16	23	29	115	90	11	7	
12	бензин	80	16	60	38	45	2	17	24	30	117	95	13	8	
13	олива	15	50	10	5	70	1	7	14	20	50	45	10	8	
14	вода	60	50	40	29	10	1	9	36	42	156	150	13	8	
15	гас	50	48	45	23	20	2	7	35	41	150	148	12	9	
16	бензин	10	45	50	15	30	3	6	34	40	148	142	11	10	
17	олива	50	42	55	7	40	4	8	33	39	142	137	10	11	
18	вода	80	40	60	3	50	7	11	32	38	137	131	9	12	
19	гас	15	35	75	8	40	1	12	31	37	131	125	8	13	
20	бензин	60	25	90	16	20	2	16	29	35	120	115	6	12	
21	олива	70	20	85	20	5	4	18	28	34	115	110	5	10	
22	вода	45	14	50	50	25	4	15	22	28	112	80	12	6	
23	гас	30	15	55	45	35	3	16	23	29	115	90	11	7	
24	бензин	10	45	50	15	30	3	6	34	40	148	142	11	10	
25	олива	70	60	30	42	40	6	13	38	44	50	45	10	6	

Якщо режим роботи насосної установки є усталеним, то напір насоса дорівнює потрібному напору гідросистеми. У цьому випадку точка перетину характеристики насоса  $H = f(Q)$  та характеристики гідросистеми визначає режим роботи насоса (режимну точку).

Характеристикою гідросистеми є парабола, яка зсунута уздовж осі напорів на значення статичного напору установки, тобто:

$$H_n = z + S_c \cdot Q^2, \quad (4.10)$$

де  $z = (p_n - p_o) / (\rho \cdot g) + h$  – статичний напір установки, м;

$S_c$  – коефіцієнт характеристики гідросистеми,  $\text{с}^2/\text{м}^5$ .

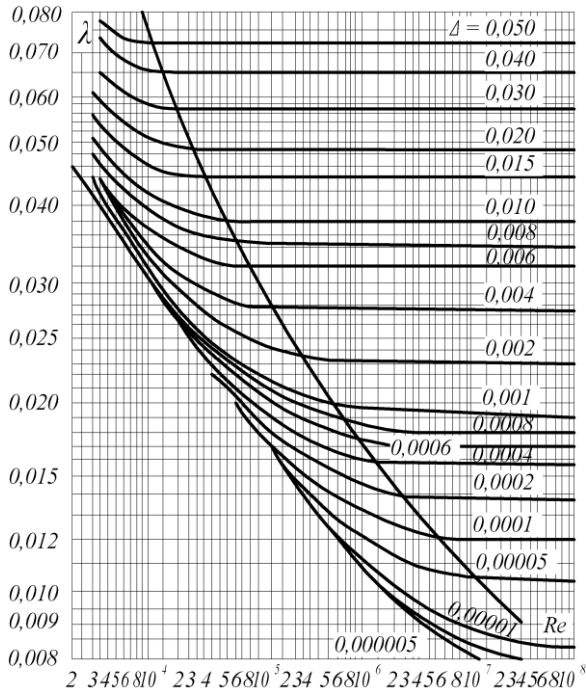


Рисунок 4.2 – Залежність  $\lambda = f(\text{Re}, \Delta)$

### 4.3.2 Вибір насоса

Одержане значення напору  $H_n$  та величина заданої подачі  $Q$  визначають необхідний режим роботи насоса. Вибір насоса та визначення його марки, здійснюють за графіками полів характеристик відцентрових насосів серії К (рисунок 4.3). У таблиці 4.2 наведено конструкторські параметри насосів цієї серії. Насос вибирають таким чином, щоб потенційно можливі робочі параметри, які може забезпечувати той чи інший насос, (базова характеристика такого насоса) були б не менші ніж розрахована режимна точка ( $Q; H$ ).

Вибір насоса ілюструють побудовою на одному рисунку базової характеристики (поля характеристик) насоса та характеристики заданої гідросистеми. На характеристиці гідросистеми зазначають режимну точку "А", координати якої ( $Q_A; H_A$ ) відповідають розрахованому значенню потрібного напору  $H_n$ , та заданій величині подачі насоса  $Q$ . На цьому ж рисунку ілюструють узгодження параметрів насоса з характеристикою гідросистеми, якщо в такому узгодженні є потреба.

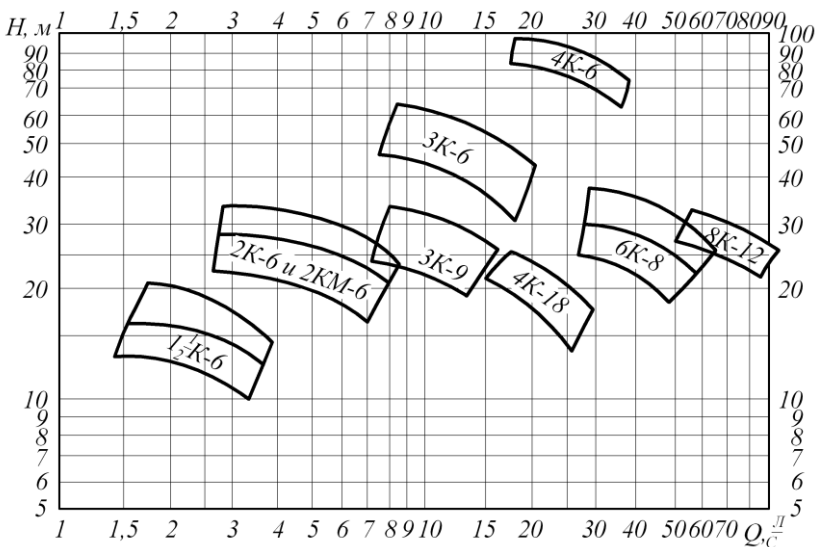


Рисунок 4.3 – Поля характеристик відцентрових насосів серії К [13]

Таблиця 4.2

Номінальний діаметр колеса, частота обертання колеса серії К [13]

Марка насоса	Номінальний діаметр колеса	Частота обертання колеса $n$ , $\text{хв}^{-1}$
1,5 К-6	128/115/105	2900
2 К-6	162/148/132	2900
3 К-6	218/192	2900
3 К-9	166/143	2900
4 К-6	272/250	2900
4 К-18	148/136	2900
6 К-8	328/300/275	1450
8 К-12	315/290	1450

### 4.3.3 Узгодження параметрів насоса з характеристикою гідросистеми

Якщо режимна точка не потрапляє на базову характеристику насоса, то необхідно провести узгодження параметрів насоса з характеристикою системи. Вибравши необхідний метод узгодження, будують параболу подібних режимів (параболу обточки)  $H = S_0 \cdot Q^2$ , коефіцієнт якої визначають за параметрів режимної точки  $Q_A$  та  $H_A$ .

Точка перетину параболи подібних режимів з базовою характеристикою насоса (точка "В") є подібною до режимної точки "А" в умовах подібності режимів роботи насоса. Координати точки "В" ( $Q_B$ ;  $H_B$ ) дають підставу для визначення або нової частоти обертання вала насоса  $n'$ , або нового значення зовнішнього діаметра робочого колеса насоса  $D'_2$  (формули (4.8) або (4.9)).

Після одержання нового значення  $n'$  (або  $D'_2$ ), що характеризує новий режим роботи насоса, будують робочу характеристику насоса на цьому режимі. Задля цього на базовій характеристиці насоса вибирають декілька довільних точок (не менше чотирьох) та з'ясовують для них відповідні значення подачі та напору ( $Q_i$ ;  $H_i$ ). За формулами (4.8) або (4.9) у залежності від способу узгодження розраховують координати ( $Q'_i$ ;  $H'_i$ ) точок, подібних до вибраних, через які проводять криву лінію, що і є робочою характеристикою насоса на новому режимі роботи.

#### 4.3.4 Визначення споживної потужності насоса та вибір привідного електродвигуна

Споживну потужність насоса  $N$  визначають з формули (4.4), попередньо з'ясувавши значення повного коефіцієнта корисної дії з рисунку 4.4. З багато численних дослідів було з'ясовано, що при дотриманні умов подібності режимів роботи відцентрового насосу (змінюванні подачі насосу пропорційно першій степені, а напору – другій) значення повного к.к.д. насосу майже не змінюється. Отже вихідним значенням подачі для визначення к.к.д. насоса є значення  $Q_B$ .

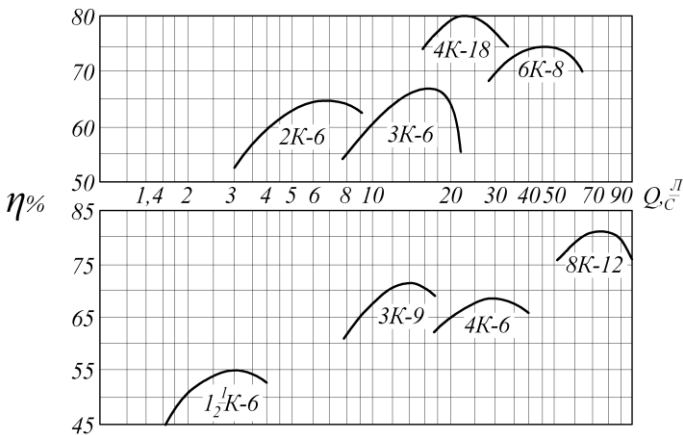


Рисунок 4.4 – Залежність  $\eta = f(Q)$  відцентрових насосів серії К [13]

Розраховане значення потужності  $N$ , що буде споживатися насосом на робочому режимі, дозволяє здійснити вибір привідного електродвигуна. Частіше за все механічна потужність на вал насоса передається від електродвигуна через муфтове з'єднання або через редуктор (ремінну передачу). Електродвигун вибирають з каталогу (див. табл. 4.3) на підставі значень  $N_n$  та  $n_{n \text{ ном}}$ , зазначають його марку, параметри  $N_e$  та  $n_e$ . Слід дотримуватися умов:  $N_e \geq N_n$  та  $n_e \approx n_{n \text{ ном}}$ .

Таблиця 4.3

Основні характеристики асинхронних вибухозахищених двигунів серії ВАО з короткозамкнутим ротором на 3000 хв<sup>-1</sup>, 1500 хв<sup>-1</sup>, 1000 хв<sup>-1</sup>, 750 хв<sup>-1</sup>, 600 хв<sup>-1</sup> (синхронна швидкість)

	3000 хв <sup>-1</sup>		1500 хв <sup>-1</sup>		1000 хв <sup>-1</sup>		750 хв <sup>-1</sup>		600 хв <sup>-1</sup>	
$N$	$n_{\text{ном}}$	$\eta, \%$	$n_{\text{ном}}$	$\eta, \%$	$n_{\text{ном}}$	$\eta, \%$	$n_{\text{ном}}$	$\eta, \%$	$n_{\text{ном}}$	$\eta, \%$
0,27	—	—	1380	64,0	—	—	—	—	—	—
0,4	2730	69	1380	66	910	63	—	—	—	—
0,6	2730	72	1380	69	910	64	—	—	—	—
0,8	2830	76	1380	72	930	71,5	—	—	—	—
1,1	2830	78	1420	76,5	930	73,5	—	—	—	—
1,5	2860	78,5	1420	79,5	950	78	—	—	—	—
2,2	2860	82	1430	80,5	960	80	720	78,5	—	—
3,0	2900	82,5	1430	82,5	960	82	720	80	—	—
4,0	2900	83,5	1450	84,5	970	83,5	730	81,5	—	—
5,5	2900	84,5	1450	87	970	85	730	83,5	—	—
7,5	2900	86,5	1460	88	970	86,5	735	84,5	—	—
10	2940	87	1460	88,5	970	86,5	735	85	—	—
13	2940	87	1460	88,5	970	87,5	735	87,5	—	—
17	2940	87,5	1460	89,5	980	89	735	88,5	585	87
22	2940	88	1460	90	980	90	735	88,5	585	88
30	2940	89	1460	90,5	980	90	735	90,5	585	88,5
40	2950	89	1470	90	980	91	735	89	585	89,5
55	2950	90	1470	92	980	90	735	90	—	—
75	2960	90	1470	91	980	91	—	—	—	—
100	2960	91	1470	91,5	—	—	—	—	—	—

**Примітка.**  $N$  – потужність, кВт;  $n_{\text{ном}}$  – номінальна швидкість обертання, хв<sup>-1</sup>;  $\eta$  – ККД, %.

#### 4.4 Приклад розрахунку

**Завдання.** Для гідросистеми, яку зображено на рисунку 4.5, підібрати відцентровий насос та розрахувати споживну потужність,

якщо: рідина – вода,  $t = 20^\circ \text{C}$ ,  $Q = 9 \text{ л/с}$ ,  $p_o = 20 \text{ кПа}$ ,  $p_n = 50 \text{ кПа}$ ,  $h_e = 5 \text{ м}$ ,  $h_n = 6 \text{ м}$ ,  $l_e = 20 \text{ м}$ ,  $l_n = 50 \text{ м}$ ,  $d_e = 80 \text{ мм}$ ,  $d_n = 70 \text{ мм}$ ,  $\sum_e \zeta_i = 10$ ,  $\sum_n \zeta_i = 8$ .

Відповідно до таблиці А.1 (додаток А) густина води  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ , при температурі  $t = 20^\circ \text{C}$  коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  (сСт).

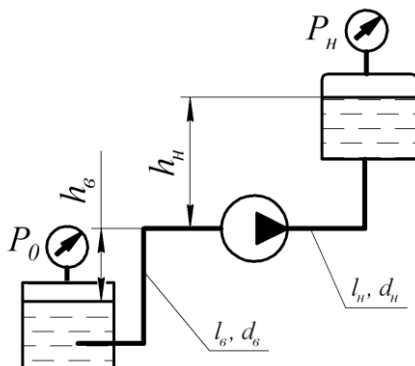


Рисунок 4.5 – Гідравлічна система з насосом

**Розв'язок.** Потрібний напір гідросистеми визначаємо за (4.7):

$$H_n = \frac{P_n - P_o}{\rho \cdot g} + h + h_{em\ e} + h_{em\ n},$$

де  $h = h_e + h_n$  – вертикальна відстань між вільними поверхнями у напірному та живильному резервуарах.

В цьому рівнянні невідомими є втрати напору у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах. Визначаємо їх за формулами:

$$h_{em\ e} = h_{em\ m}^e + h_{em\ n}^e = \left( \sum_e \zeta_i + \lambda_e \frac{l_e}{d_e} \right) \frac{v_e^2}{2g};$$

$$h_{em\ n} = h_{em\ m}^n + h_{em\ n}^n = \left( \sum_n \zeta_i + \lambda_n \frac{l_n}{d_n} \right) \frac{v_n^2}{2g}.$$

Для їх розрахунку необхідно визначити середні швидкості  $v_e$  та  $v_n$  у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах, а також визначити в них коефіцієнти повздовжніх втрат  $\lambda_e$  та  $\lambda_n$ .

На підставі рівняння нерозривності потоку:

$$v_e = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_e^2} = \frac{4 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,08^2} = 1,79 \text{ м/с};$$

$$v_n = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,07^2} = 2,34 \text{ м/с.}$$

Щоб визначити коефіцієнти  $\lambda_b$  та  $\lambda_n$  (рисунок 4.2), знаходимо числа Рейнольдса та відносні шорсткості трубопроводів.

Числа Рейнольдса:

$$Re_e = \frac{v_e \cdot d_e}{\nu} = \frac{1,79 \cdot 0,08}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 1,42 \cdot 10^5;$$

$$Re_n = \frac{v_n \cdot d_n}{\nu} = \frac{2,34 \cdot 0,07}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 1,62 \cdot 10^5.$$

Відносні шорсткості:

$$\bar{\Delta}_e = \frac{\Delta_e}{d_e} = \frac{0,2}{80} = 2,5 \cdot 10^{-3};$$

$$\bar{\Delta}_n = \frac{\Delta_n}{d_n} = \frac{0,2}{70} = 2,85 \cdot 10^{-3},$$

де  $\Delta_e = \Delta_n = 0,2$  мм – абсолютна шорсткість для ненових труб.

За графіком  $\lambda = f(Re, \bar{\Delta})$  (рисунок 4.2)  $\lambda_e = 0,025$  та  $\lambda_n = 0,029$ .

Тоді втрати напору в трубопроводах:

$$h_{em e} = \left( \sum_e \xi_i + \lambda_e \frac{l_e}{d_e} \right) \frac{v_e^2}{2g} = \left( 10 + 0,025 \frac{20}{0,08} \right) \frac{1,79^2}{2 \cdot 9,81} = 2,65 \text{ м;}$$

$$h_{em n} = \left( \sum_n \xi_i + \lambda_n \frac{l_n}{d_n} \right) \frac{v_n^2}{2g} = \left( 8 + 0,029 \frac{50}{0,07} \right) \frac{2,34^2}{2 \cdot 9,81} = 8,01 \text{ м,}$$

Отже, потрібний напір відцентрового насосу

$$\begin{aligned} H_n &= \frac{P_H - P_O}{\rho \cdot g} + h_e + h_n + h_{em e} + h_{em n} = \\ &= \frac{(50 - 20) \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + 5 + 6 + 2,65 + 8,01 = 24,72 \text{ м} \approx 25 \text{ м.} \end{aligned}$$

Визначаємо марку відцентрового насосу. Для цього на графіки полів характеристик (рисунок 4.3) за заданою подачею та знайденому потрібному напору наносимо режимну точку «А».

Якщо  $Q = 9$  л/с та  $H = 25$  м, то режимна точка потрапляє у поле характеристик насоса 3К-9, у якого частота обертання валу  $n = 2900$  хв<sup>-1</sup> (таблиця 4.2). Щоб узгодити параметри цього насоса та гідросистеми, необхідно обточити робоче колесо насоса, діаметр якого після обточування визначимо за формулою (4.9). Номінальне його значення у насоса 3К-9 –  $D_2 = 168$  мм (таблиця 4.2).

На підставі даних поля характеристик (рисунок 4.3) насоса 3К-9 для визначення  $H$  будемо базову характеристику цього насоса, що має  $D_2 = 168$  мм, та параболу обточки  $H = S_o Q^2$ , у якій коефіцієнт параболі:

$$S_o = \frac{H_n}{Q^2} = \frac{25}{9^2} = 0,309 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2.$$

Точка перетину двох вище вказаних кривих (точка «В») визначає  $H = 31$  м (рисунок 4.6).

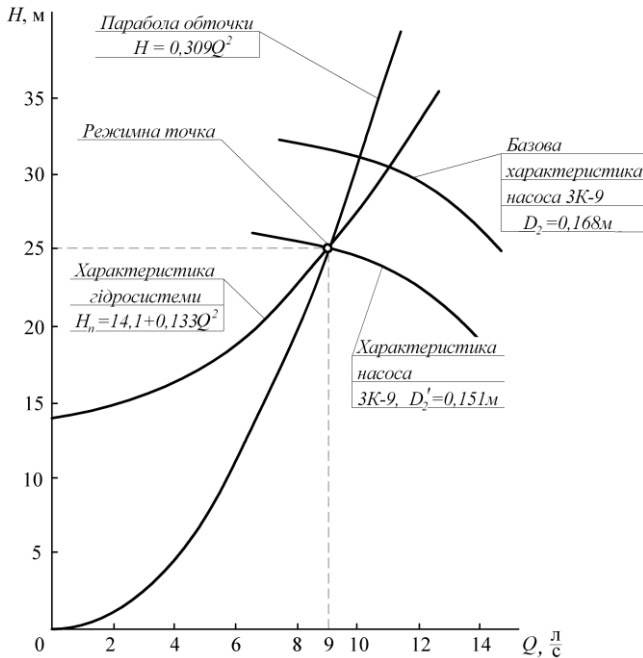


Рисунок 4.6 – Приклад узгодження параметрів гідросистеми та насоса

Користуючись значеннями  $D_2$ ,  $H_n$  та  $H$  визначаємо діаметр обточки робочого колеса (формула 4.9):

$$D_2' = D_2 \sqrt{\frac{H_n}{H}} = 0,168 \sqrt{\frac{25}{31}} = 0,151 \text{ м}.$$

Отже, для заданої гідросистеми слід вибрати насос 3К-9 ( $n = 2900$  хв<sup>-1</sup>), у якого робоче колесо повинно мати зовнішній діаметр  $D_2' = 151$  мм. Правильність узгодження параметрів насоса та системи ілюструємо побудовою у однаковому масштабі характеристик гідросистеми та насоса 3К-9, який має  $D_2' = 151$  мм.

Відповідно до рівняння (4.10) характеристика гідросистеми

$$H_n = z + S_c \cdot Q^2,$$
$$\text{де } z = \frac{P_H - P_O}{\rho \cdot g} + h_g + h_n = \frac{(50 - 20) \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + 5 + 6 = 14,1 \text{ м.}$$

Оскільки  $S_c \cdot Q^2 = h_{\text{вт в}} + h_{\text{вт н}}$ , то коефіцієнт характеристики гідросистеми:

$$S_c = \frac{h_{\text{вт в}} + h_{\text{вт н}}}{Q^2} = \frac{2,65 + 8,01}{9^2} = 0,132 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2.$$

Щоб побудувати характеристику насоса 3К-9, що має обточене колесо, вибираємо на базовій характеристиці насоса чотири точки (окрім режимної), визначаємо для цих точок напір, подачу та за формулами (4.9) перераховуємо параметри.

За формулою (4.4) визначаємо споживну потужність насоса. У даному випадку ККД насоса 3К-9, що має  $D'_2 = 151$  мм, визначається з графіка (рисунок 4.4) для  $Q = 10,5$  л/с (це є подача, яка відповідає точці перетину параболи обточки із базовою характеристикою насоса) та складає  $\eta = 0,68$ . Тоді потужність

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 9 \cdot 10^{-3} \cdot 25}{0,68} = 3,25 \text{ кВт.}$$

З таблиці 4.3, за умовами  $N_e \geq N$  та  $n_e \approx n$  ( $N = 3,25$  кВт,  $n = 2900$  хв<sup>-1</sup>) вибираємо електродвигун серії ВАО, у якого  $N_e = 4,0$  кВт та  $n_e = 2900$  хв<sup>-1</sup>.

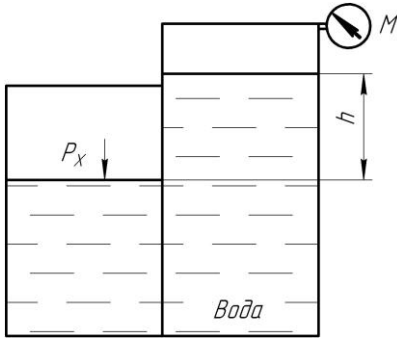
#### 4.5 Контрольні запитання для самоперевірки

1. Яким є принцип дії відцентрового насоса ?
2. Що називають подачею відцентрового насоса ?
3. Що таке напір насоса ?
4. Як визначається манометричний напір насоса ?
5. Як визначається потрібний напір гідросистеми ?
6. Як оцінюють ефективність перетворення енергії у насосі ?
7. Якою є структура повного к.к.д. насоса ?
8. Який вигляд мають теоретичні та робочі характеристики відцентрових насосів ?
9. Як визначається режим роботи насоса в гідросистемі ?
10. Які існують способи узгодження параметрів насоса з характеристикою гідросистеми ?

**5 ЗАВДАННЯ ДЛІ ПРОВЕДЕННЯ КОНТРОЛЬНИХ ЗАХОДІВ**  
**5.1 Завдання за темою «Гідростатика»**

**Білет № 1**

Задача № 1

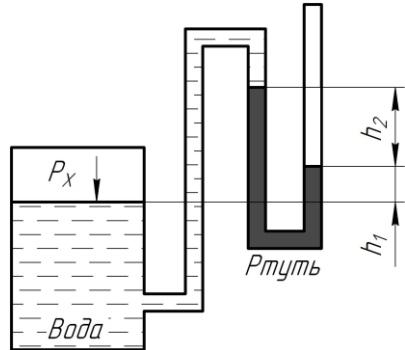


$$p_m = 0,15 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = 0,5 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

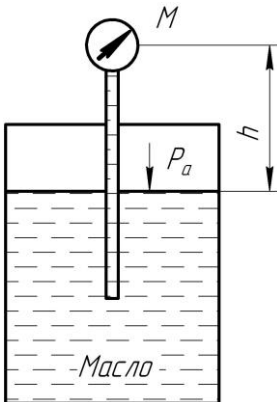
Задача № 2



$$h_1 = h_2 = 500 \text{ мм}$$

$$p_x = ?$$

Задача № 3

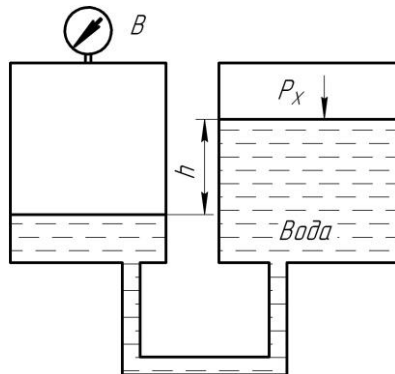


$$p_o \text{ (абс)} = 1,57 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$p_m = 0,5 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = ?$$

Задача № 4



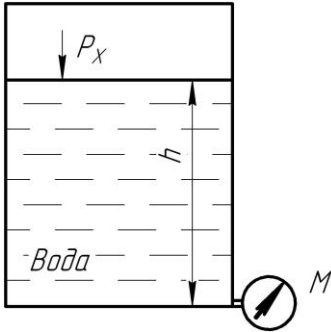
$$p_в = 400 \text{ мм рт. ст.}$$

$$h = 0,56 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

## Білет № 2

### Задача № 1

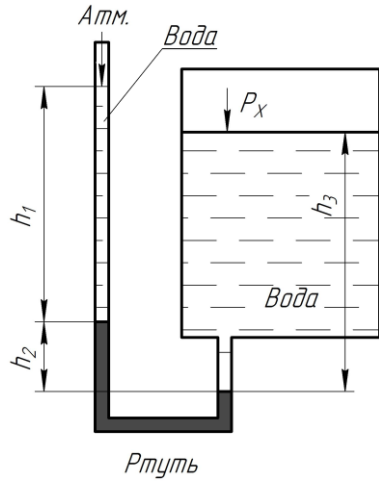


$$p_M = 0,1 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = 0,5 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

### Задача № 2



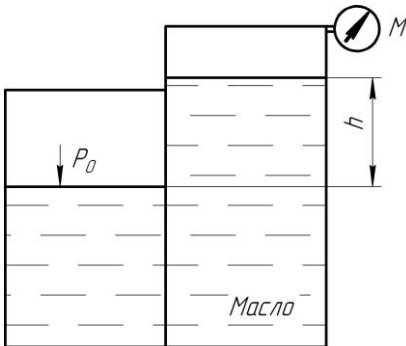
$$h_1 = 5 \text{ м}$$

$$h_2 = 0,1 \text{ м}$$

$$h_3 = 4 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

### Задача № 3

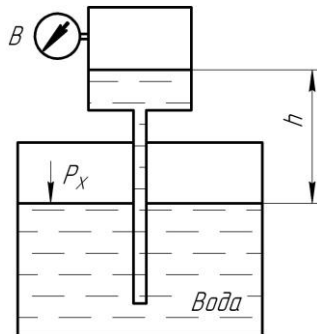


$$p_0 (\text{абс}) = 1,47 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$p_M = 0,05 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = ?$$

### Задача № 4



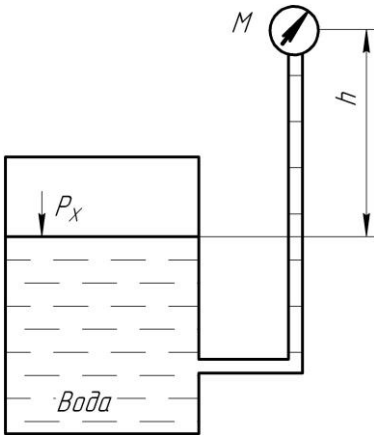
$$p_0 = 147 \text{ мм рт. ст.}$$

$$h = 1 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

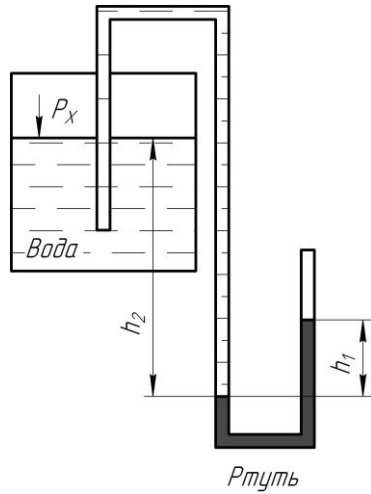
Білет № 3

Задача № 1



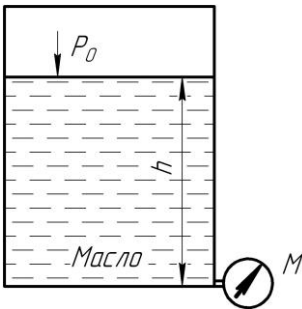
$$\begin{aligned} \rho_m &= 0,3 \text{ кг/см}^2 \\ h &= 2 \text{ м} \\ p_x &= ? \end{aligned}$$

Задача № 2



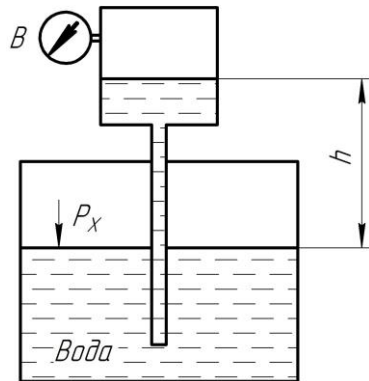
$$\begin{aligned} h_1 &= 400 \text{ мм} \\ h_2 &= 6,44 \text{ м} \\ p_x &= ? \end{aligned}$$

Задача № 3



$$\begin{aligned} p_0 \text{ (абс)} &= 1,765 \cdot 10^5 \text{ Па} \\ \rho_m &= 0,9 \text{ кг/см}^2 \\ h &= ? \end{aligned}$$

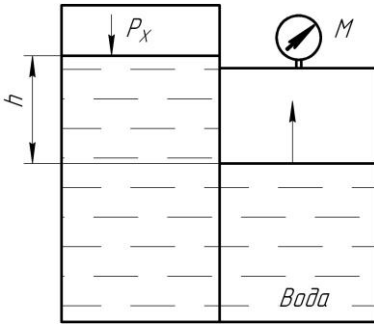
Задача № 4



$$\begin{aligned} p_0 &= 100 \text{ мм рт. ст.} \\ h &= 3,36 \text{ м} \\ p_x &= ? \end{aligned}$$

Білет № 4

Задача № 1

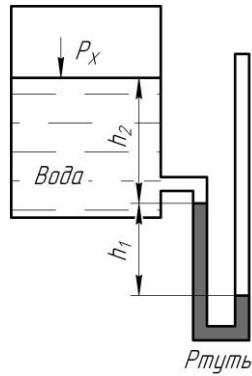


$$\rho_m = 1,35 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = 2,5 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

Задача № 2

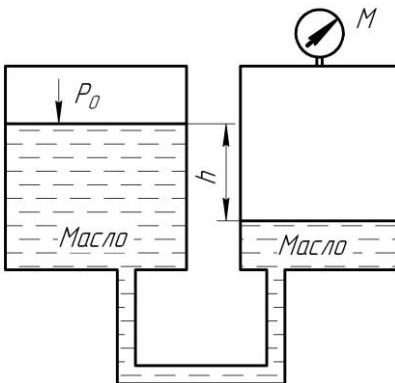


$$h_1 = 200 \text{ мм}$$

$$h_2 = 2,28 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

Задача № 3

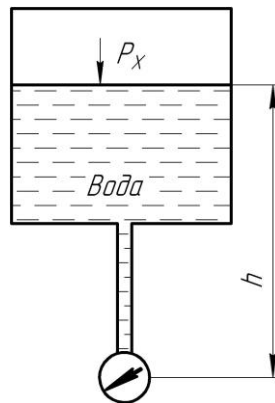


$$p_0 (\text{абс}) = 1,375 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$\rho_m = 0,5 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = ?$$

Задача № 4



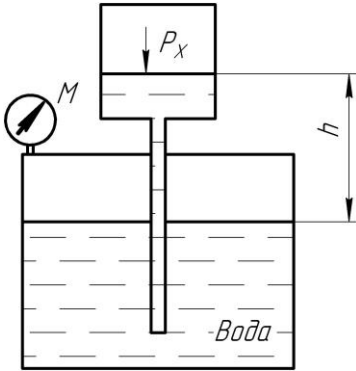
$$p_0 = 500 \text{ мм рт. ст.}$$

$$h = 1,2 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

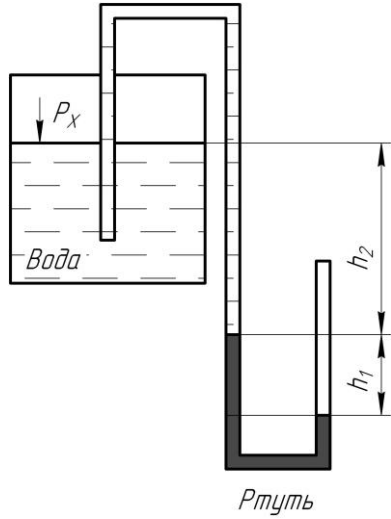
Білет № 5

Задача № 1



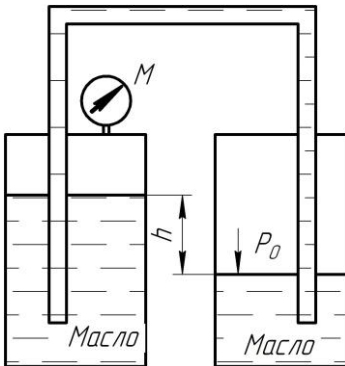
$$\begin{aligned} \rho_m &= 1,6 \text{ кгс/см}^2 \\ h &= 4 \text{ м} \\ p_x &= ? \end{aligned}$$

Задача № 2



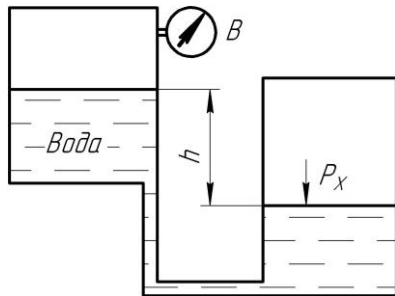
$$\begin{aligned} h_1 &= 100 \text{ мм} \\ h_2 &= 0,64 \text{ м} \\ p_x &= ? \end{aligned}$$

Задача № 3



$$\begin{aligned} p_0 \text{ (абс)} &= 1,47 \cdot 10^5 \text{ Па} \\ \rho_m &= 0,4 \text{ кгс/см}^2 \\ h &= ? \end{aligned}$$

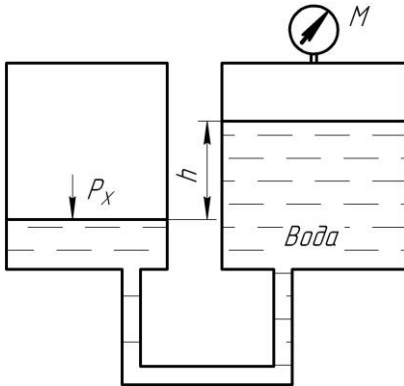
Задача № 4



$$\begin{aligned} p_x &= 400 \text{ мм рт. ст.} \\ h &= 6,44 \text{ м} \\ p_x &= ? \end{aligned}$$

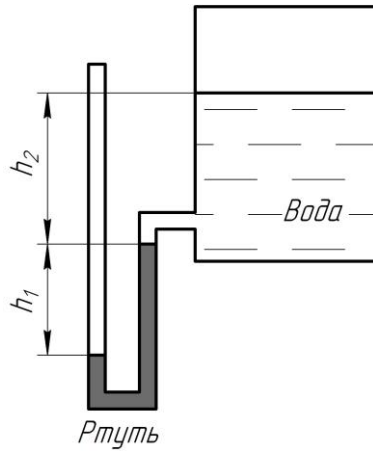
Білет № 6

Задача № 1



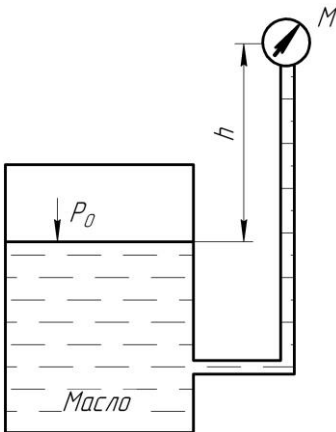
$\rho_m = 0,8 \text{ кг/см}^2$   
 $h = 2 \text{ м}$   
 $p_x = ?$

Задача № 2



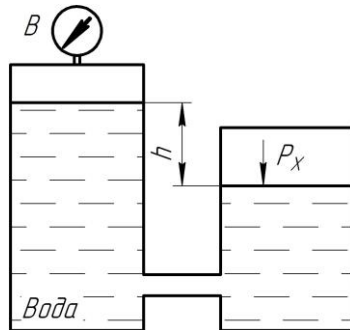
*Ртуть*  
 $h_1 = 200 \text{ мм}$   
 $h_2 = 1,28 \text{ м}$   
 $p_x = ?$

Задача № 3



$p_0 \text{ (абс)} = 2,26 \cdot 10^6 \text{ Па}$   
 $\rho_m = 1,1 \text{ кг/см}^2$   
 $h = ?$

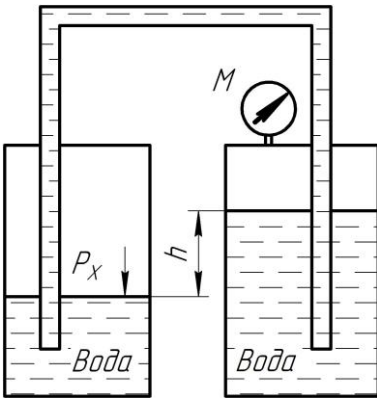
Задача № 4



$p_0 = 500 \text{ мм рт. ст.}$   
 $h = 8,8 \text{ м}$   
 $p_x = ?$

## Білет № 7

### Задача № 1

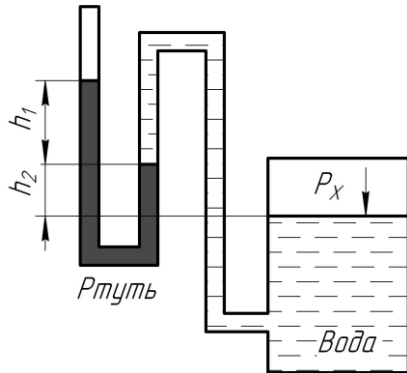


$$p_M = 0,35 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = 1,5 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

### Задача № 2

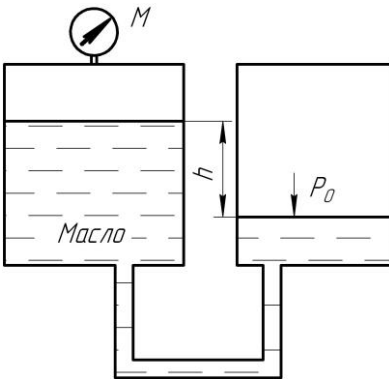


$$h_1 = 500 \text{ мм}$$

$$h_2 = 300 \text{ мм}$$

$$p_x = ?$$

### Задача № 3

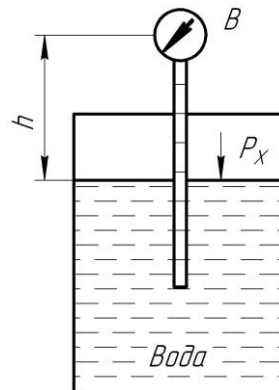


$$p_{0 \text{ (абс)}} = 1,57 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$p_M = 0,1 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = ?$$

### Задача № 4



$$p_0 = 200 \text{ мм рт. ст.}$$

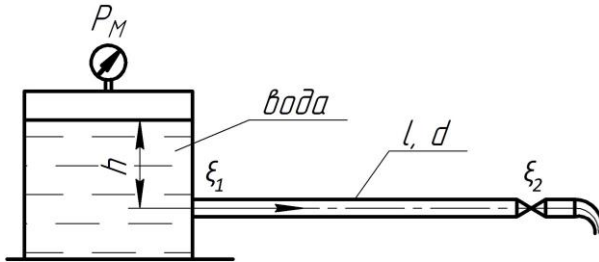
$$h = 3,72 \text{ м}$$

$$p_x = ?$$

5.2 Завдання за темою «Гідравлічний розрахунок короткого трубопроводу»

Білет № 1

Задача № 1



$$\rho_M = 0,1 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = 1 \text{ м}$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$l = 30 \text{ м}$$

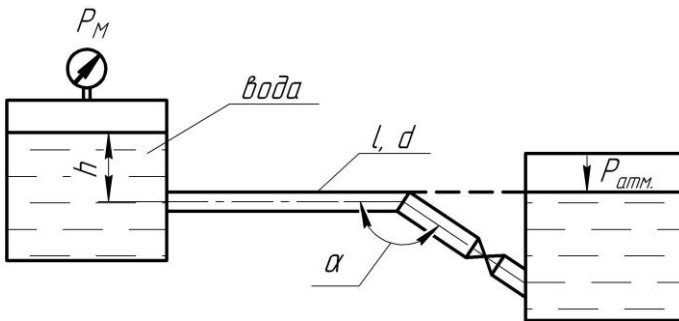
$$\xi_1 = 0,5$$

$$\xi_2 = 2,0$$

$$\lambda = 0,03$$

$$Q = ? \text{ м}^3/\text{с}$$

Задача № 2



$$Q = 5 \text{ л/с}$$

$$h = 1 \text{ м}$$

$$d = 100 \text{ мм}$$

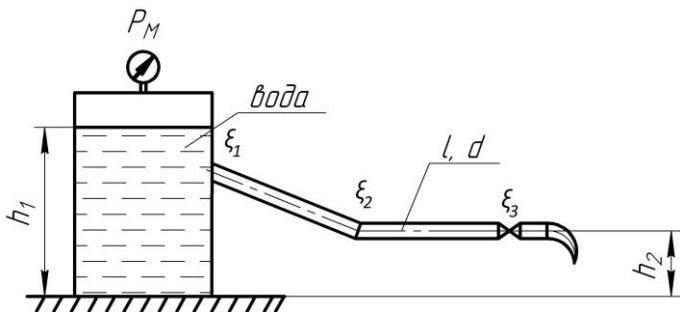
$$l = 30 \text{ м}$$

$$\alpha = 120^\circ$$

$$p_M = ? \text{ кгс/см}^2$$

## Білет № 2

### Задача № 1



$$p_M = 0,1 \text{ кгс/см}^2$$

$$h_1 = 1 \text{ м}$$

$$h_2 = 500 \text{ мм}$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$l = 4 \text{ м}$$

$$\lambda = 0,025$$

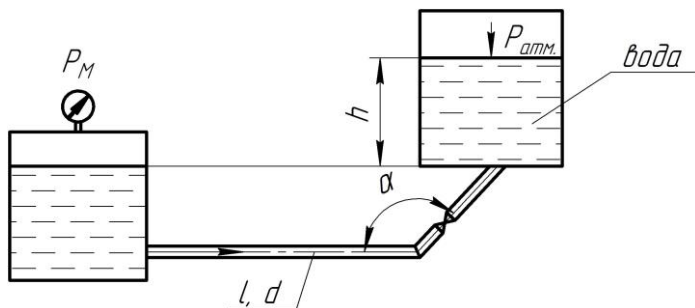
$$\xi_1 = 0,75$$

$$\xi_2 = 0,15$$

$$\xi_3 = 2,0$$

$$Q = ? \text{ м}^3/\text{с}$$

### Задача № 2



$$Q = 10 \text{ л/с}$$

$$h = 1,5 \text{ м}$$

$$d = 100 \text{ мм}$$

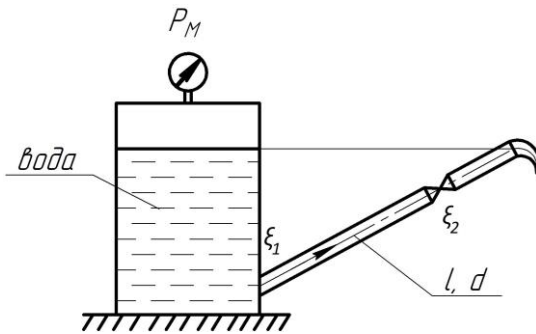
$$l = 10 \text{ м}$$

$$\alpha = 120^\circ$$

$$p_M = ? \text{ кгс/см}^2$$

### Білет № 3

#### Задача № 1



$$p_M = 0,1 \text{ кгс/см}^2$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$l = 3 \text{ м}$$

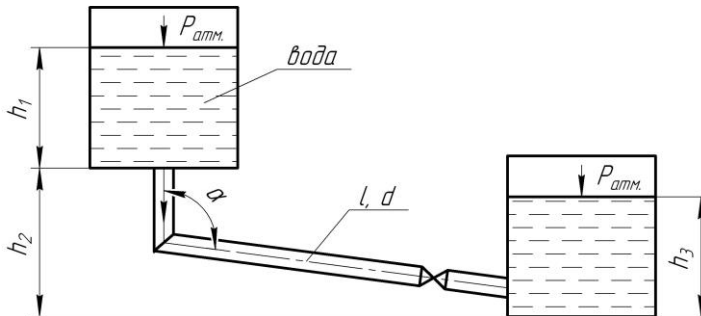
$$\lambda = 0,03$$

$$\xi_1 = 2,0$$

$$\xi_2 = 0,03$$

$$Q = ? \text{ м}^3/\text{с}$$

#### Задача № 2



$$Q = 3 \text{ л/с}$$

$$h_1 = h_3$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$l = 50 \text{ м}$$

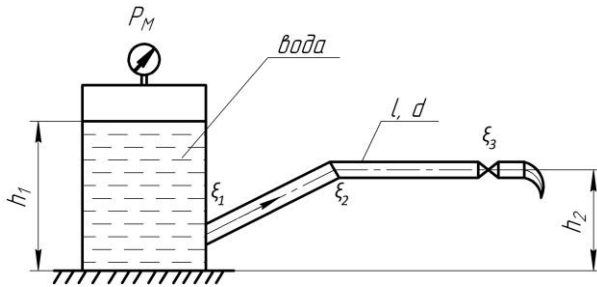
$$\alpha = 110^\circ$$

$$\Delta = 0,05 \text{ мм}$$

$$h_2 = ? \text{ м}$$

Білет № 4

Задача № 1



$$p_M = 0,1 \text{ кгс/см}^2$$

$$h_1 = 1 \text{ м}$$

$$h_2 = 0,5 \text{ м}$$

$$d = 75 \text{ мм}$$

$$l = 5 \text{ м}$$

$$\lambda = 0,028$$

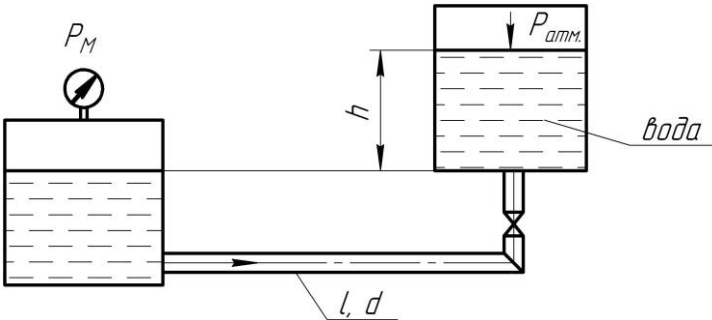
$$\xi_1 = 0,65$$

$$\xi_2 = 0,15$$

$$\xi_3 = 2,0$$

$$Q = ? \text{ м}^3/\text{с}$$

Задача № 2



$$Q = 6 \text{ л/с}$$

$$h = 1 \text{ м}$$

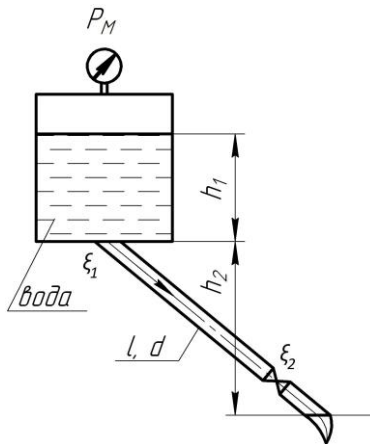
$$d = 125 \text{ мм}$$

$$l = 5 \text{ м}$$

$$p_M = ? \text{ кгс/см}^2$$

Білет № 5

Задача № 1

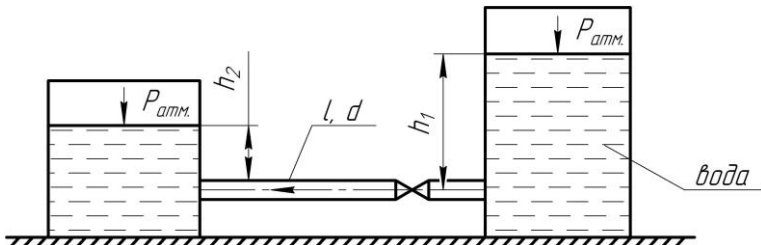


$p_M = 0,05 \text{ кгс/см}^2$   
 $h_1 = 1 \text{ м}$   
 $h_2 = 2 \text{ м}$   
 $d = 50 \text{ мм}$

$l = 3 \text{ м}$   
 $\lambda = 0,03$   
 $\xi_1 = 0,65$   
 $\xi_2 = 2,0$

$Q = ? \text{ м}^3/\text{с}$

Задача № 2



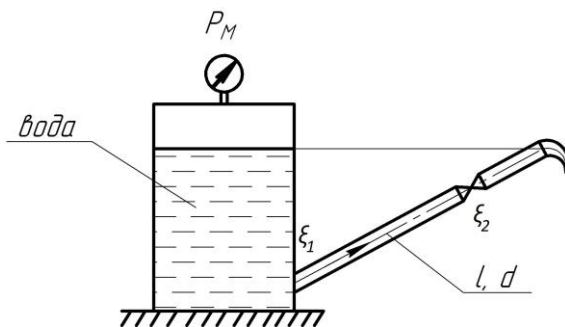
$Q = 6 \text{ л/с}$   
 $h_2 = 1 \text{ м}$   
 $d = 100 \text{ мм}$

$l = 10 \text{ м}$   
 $\Delta = 0,1 \text{ мм}$

$h_1 = ? \text{ м}$

## Білет № 6

### Задача № 1



$$p_M = 0,1 \text{ кгс/см}^2$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$l = 3 \text{ м}$$

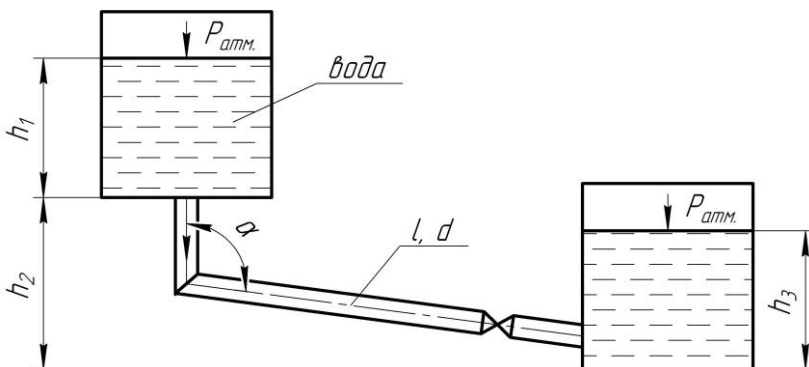
$$\xi_1 = 0,7$$

$$\xi_2 = 2,0$$

$$\lambda = 0,03$$

$$Q = ? \text{ м}^3/\text{с}$$

### Задача № 2



$$\nu = 0,01 \text{ см}^2/\text{с}$$

$$d = 0,1 \text{ мм}$$

вентиль

$$h_1 = h_3$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$l = 50 \text{ м}$$

$$Q = 3 \text{ л/с}$$

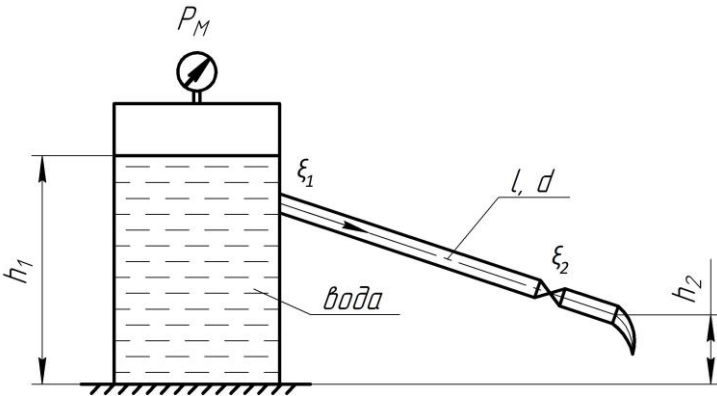
$$\lambda = 0,025$$

$$\alpha = 110^\circ$$

$$h_2 = ? \text{ м}$$

Білет № 7

Задача № 1

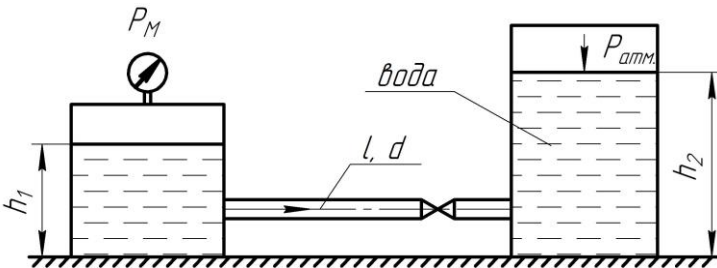


$p_M = 0,05 \text{ кгс/см}^2$   
 $h_1 = 1 \text{ м}$   
 $h_2 = 500 \text{ мм}$   
 $d = 75 \text{ мм}$

$l = 20 \text{ м}$   
 $\lambda = 0,025$   
 $\zeta_1 = 0,7$   
 $\zeta_2 = 2,0$

$Q = ? \text{ м}^3/\text{с}$

Задача № 2



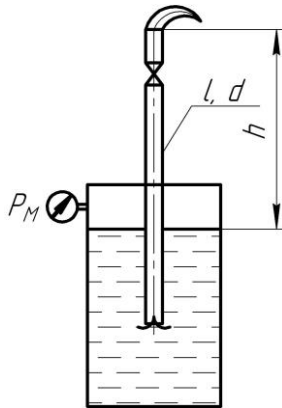
$Q = 5 \text{ л/с}$   
 $h_1 = 1 \text{ м}$   
 $h_2 = 2 \text{ м}$   
 $d = 100 \text{ мм}$   
 $l = 10 \text{ м}$

$\Delta = 0,1 \text{ мм}$   
 вентиль  
 $v = 0,01 \text{ см}^2/\text{с}$

$p_M = ? \text{ кгс/см}^2$

## Білет № 8

### Задача № 1



$$Q = 2 \text{ л/с}$$

$$l = 5 \text{ м}$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$h = 3 \text{ м}$$

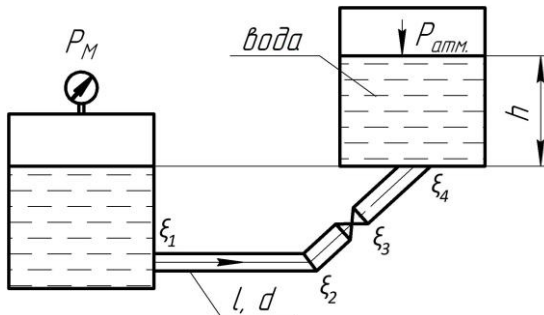
$$\zeta_1 = 1,0$$

$$\zeta_2 = 2,4$$

$$\lambda = 0,04$$

$$p_M = ? \text{ кгс/см}^2$$

### Задача № 2



$$p_M = 0,3 \text{ кгс/см}^2$$

$$h = 1 \text{ м}$$

$$l = 5 \text{ м}$$

$$d = 75 \text{ мм}$$

$$\lambda = 0,025$$

$$\zeta_1 = 0,5$$

$$\zeta_2 = 0,15$$

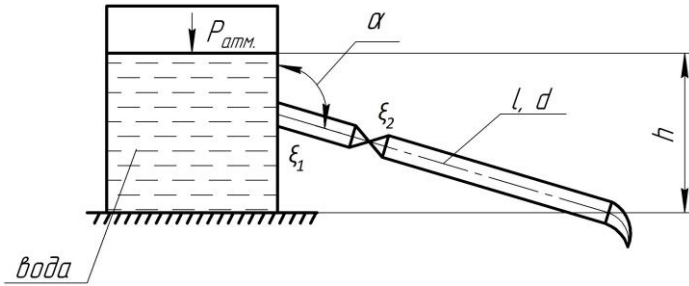
$$\zeta_3 = 2,0$$

$$\zeta_4 = 1,0$$

$$Q = ? \text{ м}^3/\text{с}$$

## Білет № 9

### Задача № 1



$$l = 3 \text{ м}$$

$$d = 100 \text{ мм}$$

$$h = 1,5 \text{ м}$$

$$\alpha = 110^\circ$$

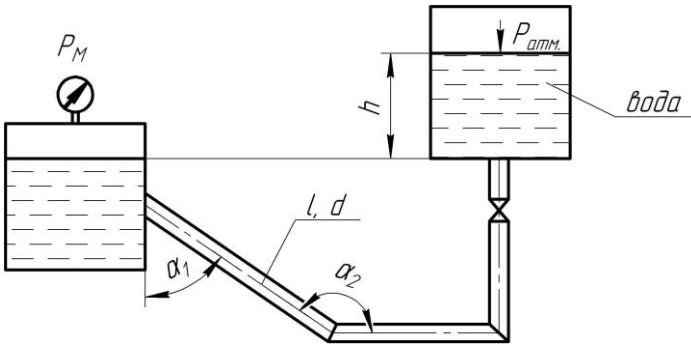
$$\lambda = 0,03$$

$$\xi_1 = 0,65$$

$$\xi_2 = 2,0$$

$$Q = ? \text{ л/с}$$

### Задача № 2



$$Q = 5 \text{ л/с}$$

$$h = 1 \text{ м}$$

$$l = 10 \text{ м}$$

$$d = 100 \text{ мм}$$

$$\alpha_1 = 40^\circ$$

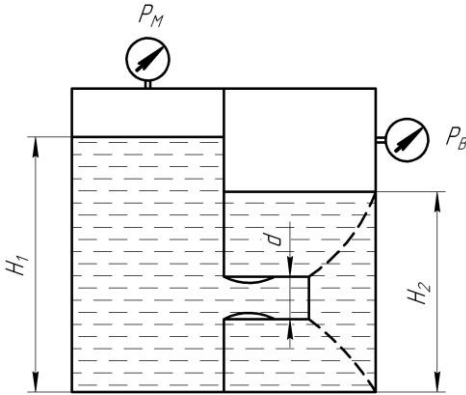
$$\alpha_2 = 120^\circ$$

$$p_M = ? \text{ кгс/см}^2$$

### 5.3 Завдання за темою «Витікання рідини через отвори та насадки»

#### Білет № 1

#### Задача № 1



$$v = ? \text{ м/с}$$

$$Q = ? \text{ л/с}$$

$$H_1 = 1,5 \text{ м}$$

$$H_2 = 1,0 \text{ м}$$

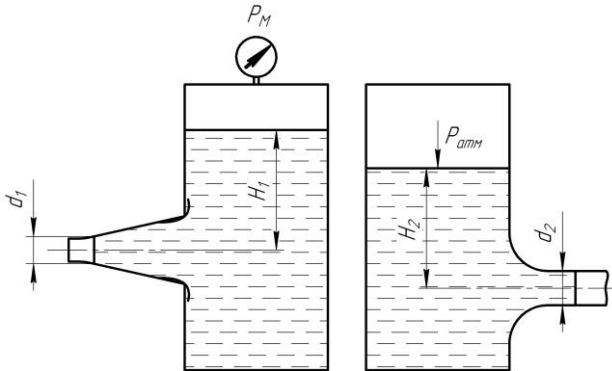
$$d = 100 \text{ мм}$$

$$\rho_m = 0,03 \text{ кг/см}^3$$

$$\rho_6 = 0,02 \text{ кг/см}^3$$

$$\mu = 0,82$$

#### Задача № 2



$$d_2 = ?$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$H_1 = H_2 = 2 \text{ м}$$

$$d_1 = 50 \text{ мм}$$

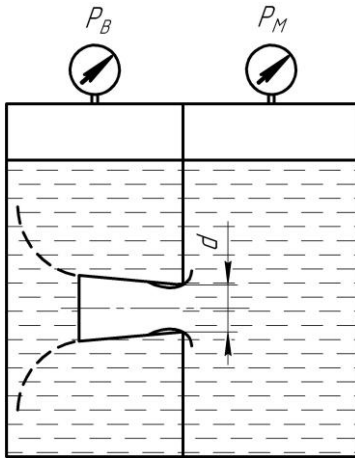
$$\mu_1 = 0,94$$

$$\mu_2 = 0,97$$

$$\rho_m = 0,02 \text{ кг/см}^3$$

## Білет № 2

### Задача № 1



$$v = ? \text{ м/с}$$

$$Q = ? \text{ л/с}$$

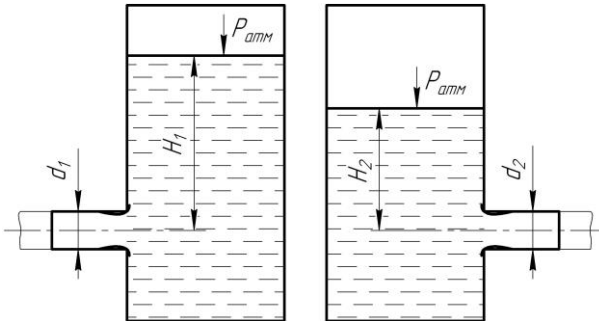
$$d = 80 \text{ мм}$$

$$\rho_M = 0,02 \text{ кг/см}^2$$

$$\rho_в = 0,03 \text{ кг/см}^2$$

$$\mu = 0,87$$

### Задача № 2



$$d_2 = ? \text{ мм}$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$H_1 = 2,0 \text{ м}$$

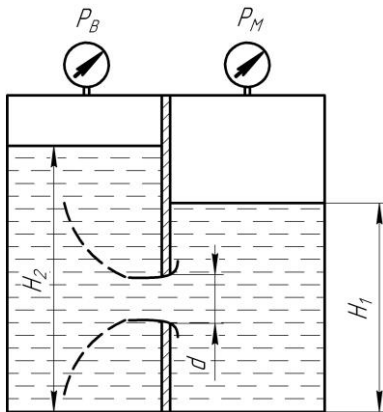
$$H_2 = 1,5 \text{ м}$$

$$d_1 = 50 \text{ мм}$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0,82$$

### Білет № 3

#### Задача № 1



$$v = ? \text{ м/с}$$

$$Q = ? \text{ л/с}$$

$$H_1 = 1,0 \text{ м}$$

$$H_2 = 1,5 \text{ м}$$

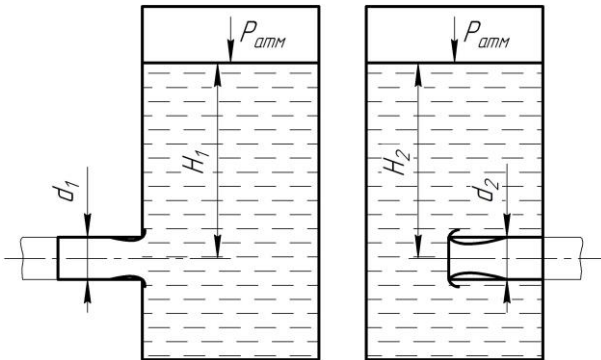
$$d = 50 \text{ мм}$$

$$\rho_m = 0,08 \text{ кг/см}^3$$

$$\rho_e = 0,02 \text{ кг/см}^3$$

$$\mu = 0,62$$

#### Задача № 2



$$d_2 = ? \text{ мм}$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$H_1 = H_2 = 2 \text{ м}$$

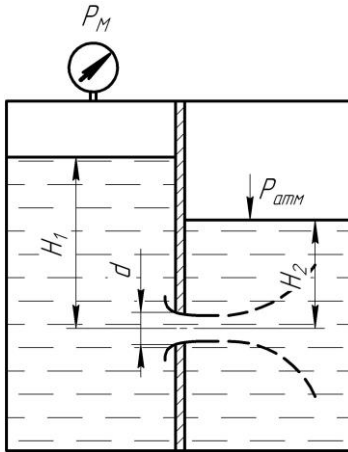
$$\mu_1 = 0,82$$

$$\mu_2 = 0,71$$

$$d_1 = 80 \text{ мм}$$

### Білет № 4

#### Задача № 1



$$v = ? \text{ м/с}$$

$$Q = ? \text{ л/с}$$

$$H_1 = 1,5 \text{ м}$$

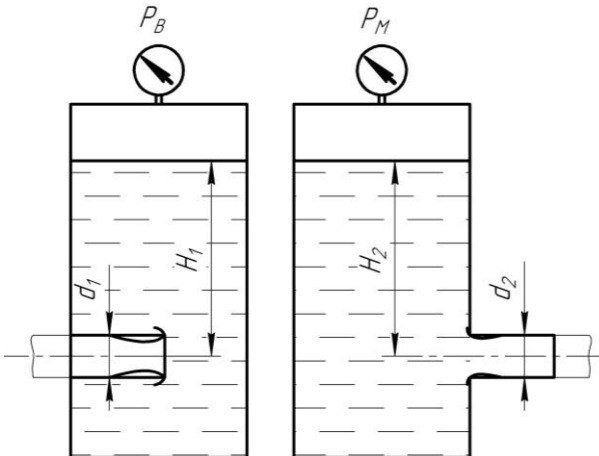
$$H_2 = 1,0 \text{ м}$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$p_M = 0,05 \text{ кгс/см}^2$$

$$\mu = 0,62$$

#### Задача № 2



$$d_2 = ? \text{ мм}$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$H_1 = H_2 = 2 \text{ м}$$

$$p_M = 0,02 \text{ кгс/см}^2$$

$$p_6 = 0,02 \text{ кгс/см}^2$$

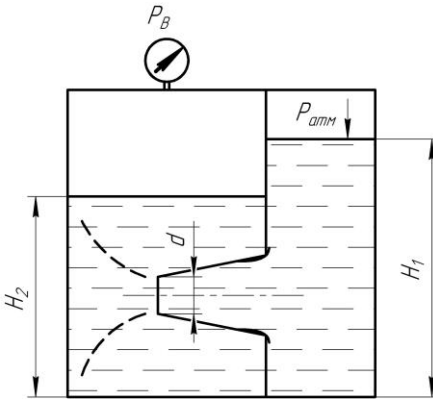
$$\mu_1 = 0,71$$

$$\mu_2 = 0,82$$

$$d_1 = 50 \text{ мм}$$

## Білет № 5

### Задача № 1



$$v = ? \text{ м/с}$$

$$Q = ? \text{ л/с}$$

$$H_1 = 2,5 \text{ м}$$

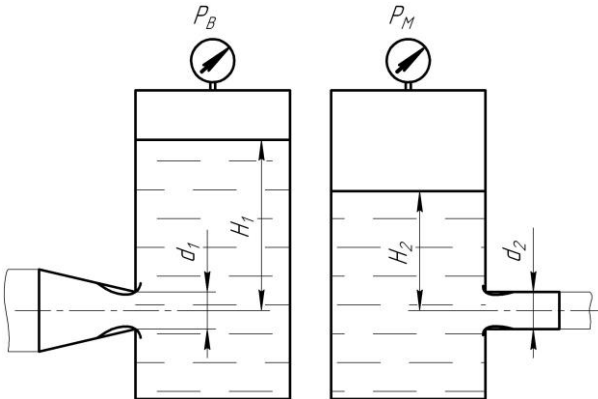
$$H_2 = 1 \text{ м}$$

$$\rho_6 = 0,05 \text{ кг/см}^2$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$\mu = 0,94$$

### Задача № 2



$$d_2 = ? \text{ мм}$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$H_1 = 2 \text{ м}$$

$$H_2 = 1,5 \text{ м}$$

$$\rho_6 = 0,03 \text{ кг/см}^2$$

$$\rho_M = 0,02 \text{ кг/см}^2$$

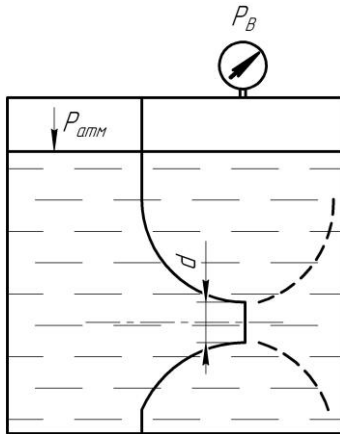
$$\mu_1 = 0,87$$

$$\mu_2 = 0,82$$

$$d_1 = 50 \text{ мм}$$

## Білет № 6

### Задача № 1



$$v = ? \text{ м/с}$$

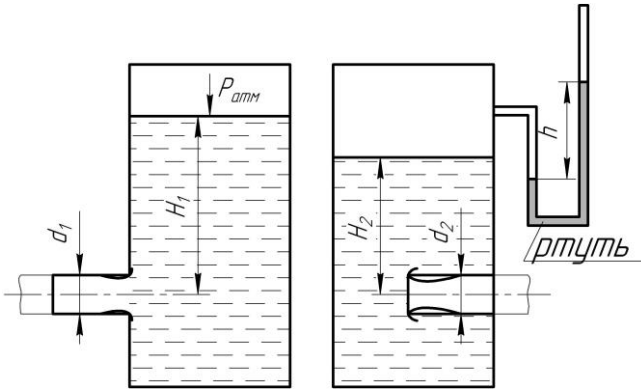
$$Q = ? \text{ л/с}$$

$$p_6 = 0,05 \text{ кгс/см}^2$$

$$d = 100 \text{ мм}$$

$$\mu = 0,97$$

### Задача № 2



$$d_2 = ? \text{ мм}$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$H_1 = 2 \text{ м}$$

$$H_2 = 1,5 \text{ м}$$

$$h = 50 \text{ мм}$$

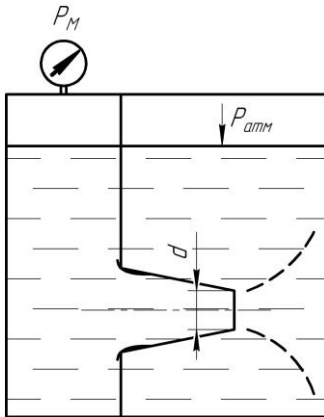
$$\mu_1 = 0,82$$

$$\mu_2 = 0,71$$

$$d_1 = 100 \text{ мм}$$

## Білет № 7

### Задача № 1



$$v = ? \text{ м/с}$$

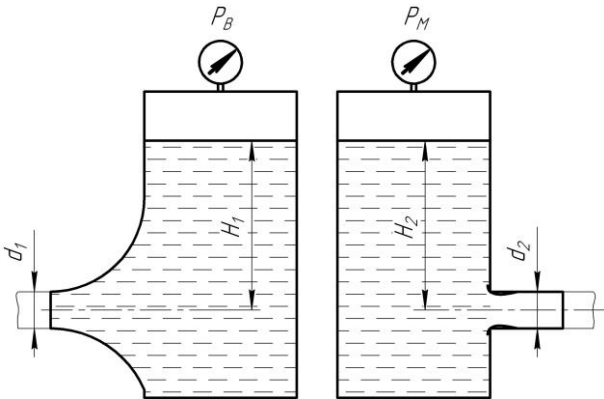
$$Q = ? \text{ л/с}$$

$$p_M = 0,05 \text{ кгс/см}^2$$

$$d = 80 \text{ мм}$$

$$\mu = 0,94$$

### Задача № 2



$$d_2 = ? \text{ мм}$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$p_B = 0,03 \text{ кгс/см}^2$$

$$p_M = 0,02 \text{ кгс/см}^2$$

$$H_1 = H_2 = 2 \text{ м}$$

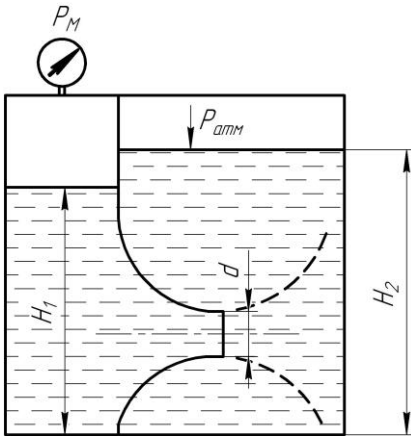
$$\mu_1 = 0,97$$

$$\mu_2 = 0,82$$

$$d_1 = 80 \text{ мм}$$

## Білет № 8

### Задача № 1



$$v = ? \text{ м/с}$$

$$Q = ? \text{ л/с}$$

$$H_1 = 1 \text{ м}$$

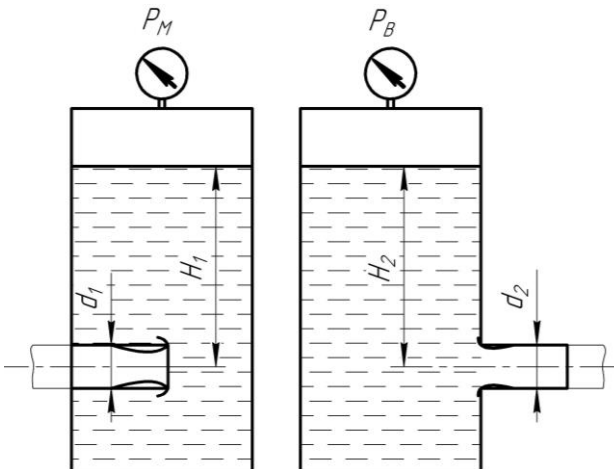
$$H_2 = 1,5 \text{ м}$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$p_M = 0,1 \text{ кгс/см}^2$$

$$\mu = 0,97$$

### Задача № 2



$$d_2 = ? \text{ мм}$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$H_1 = H_2 = 2 \text{ м}$$

$$p_M = 0,02 \text{ кгс/см}^2$$

$$p_B = 0,02 \text{ кгс/см}^2$$

$$\mu_1 = 0,71$$

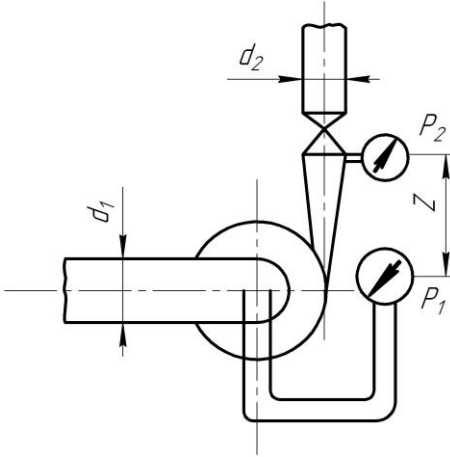
$$\mu_2 = 0,82$$

$$d_1 = 80 \text{ мм}$$

## 5.4 Завдання за темою «Гідромашини»

### Білет № 1

#### Задача № 1



$$\begin{aligned}
 Q &= 8 \text{ л/с} \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\
 p_1 &= -0,45 \text{ кгс/см}^2 \\
 p_{\text{вих1}} &= 2 \text{ кгс/см}^2 \\
 z &= 0,3 \text{ м} \\
 \eta &= 0,8 \\
 d_1 &= 50 \text{ мм} \\
 d_2 &= 40 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

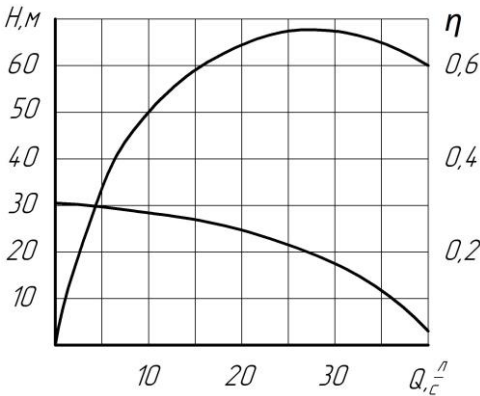
$$N = ?$$

#### Задача № 2

$$\begin{aligned}
 D_2 &= 350 \text{ мм} & n &= 1450 \text{ хв}^{-1} \\
 D_1 &= 175 \text{ мм} & w_2 &= 10 \text{ м/с} \\
 z &= 6 & \sigma_z &= 0,715 \\
 \alpha_1 &= 90^\circ & \eta_2 &= 0,65 \\
 \beta_2 &= 150^\circ
 \end{aligned}$$

$$H = ?$$

#### Задача № 3

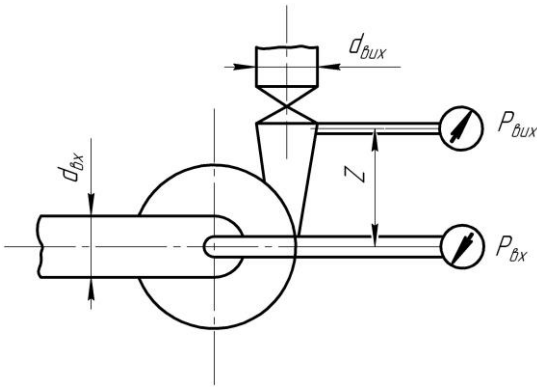


$$\begin{aligned}
 H &= z + S \cdot Q^2 \\
 z &= 15 \text{ м} \\
 S &= 0,02 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2 \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\
 \text{Число насосів} &= 2
 \end{aligned}$$

$$N_{\Sigma \text{останнього}} = ?$$

## Білет № 2

### Задача № 1



$$\begin{aligned}
 N_2 &= 3,8 \text{ кВт} \\
 \eta_2 &= 0,76 \\
 n_1 &= 1000 \text{ хв}^{-1} \\
 p_{\text{вх}1} &= -0,4 \text{ кгс/см}^2 \\
 p_{\text{вых}1} &= 3,58 \text{ кгс/см}^2 \\
 z &= 0,2 \text{ м} \\
 Q_1 &= 6 \text{ л/с} \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\
 \eta_1 &= 0,78 \\
 d_{\text{вх}} &= d_{\text{вых}}
 \end{aligned}$$

$$n_2 = ?$$

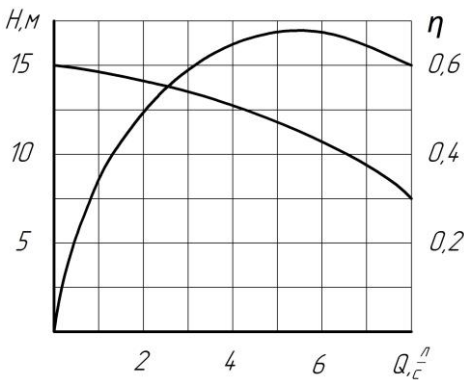
### Задача № 2

$$\begin{aligned}
 D_2 &= 450 \text{ мм} \\
 D_1 &= 225 \text{ мм} \\
 z &= 6 \\
 \alpha_1 &= 90^\circ \\
 \beta_2 &= 120^\circ
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 n &= 1450 \text{ хв}^{-1} \\
 w_z &= 12 \text{ м/с} \\
 \sigma_z &= 0,6 \\
 \eta_2 &= 0,7
 \end{aligned}$$

$$H = ?$$

### Задача № 3

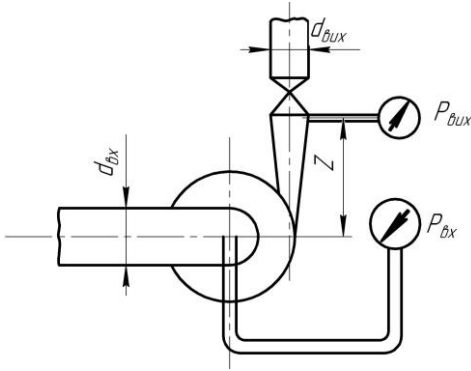


$$\begin{aligned}
 H &= S \cdot Q^2 \\
 S &= 0,25 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2 \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3
 \end{aligned}$$

$$N = ?$$

### Білет № 3

#### Задача № 1



$$\begin{aligned}
 n_1 &= 1000 \text{ хв}^{-1} \\
 n_2 &= 1200 \text{ хв}^{-1} \\
 Q_1 &= 20 \text{ л/с} \\
 p_{\text{вх}1} &= -0,6 \text{ кгс/см}^2 \\
 p_{\text{вх}2} &= 5 \text{ кгс/см}^2 \\
 d_{\text{вх}} &= 100 \text{ мм} \\
 d_{\text{вух}} &= 80 \text{ мм} \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\
 z &= 0,5 \text{ м}
 \end{aligned}$$

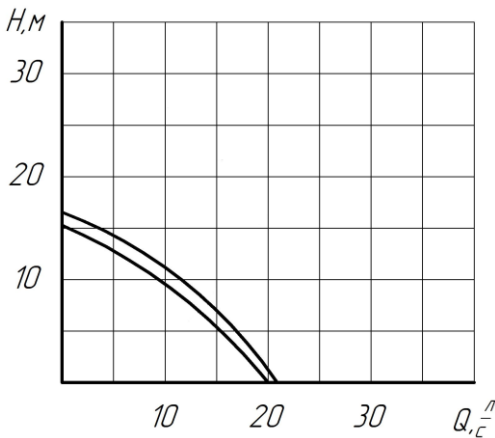
$$\Delta H = H_2 - H_1 = ?$$

#### Задача № 2

$$\begin{aligned}
 D_2 &= 400 \text{ мм} & \beta_2 &= 90^\circ \\
 D_1 &= 250 \text{ мм} & n &= 1450 \text{ хв}^{-1} \\
 z &= 6 & \sigma_z &= 0,555 \\
 \alpha_1 &= 90^\circ & \eta_2 &= 0,72
 \end{aligned}$$

$$H = ?$$

#### Задача № 3

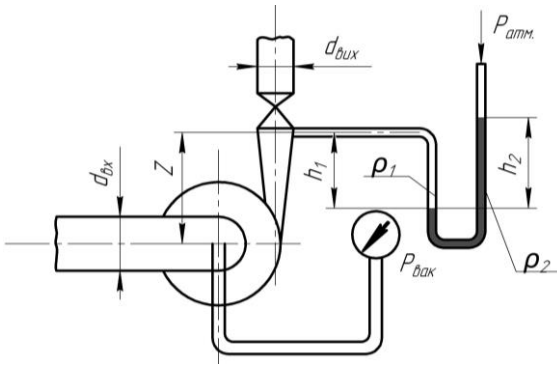


$$\begin{aligned}
 H &= S \cdot Q^2 \\
 S &= 0,075 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{max}} &\text{ при} \\
 Q_z &\text{ паралел.} = ? \\
 Q_z &\text{ послідов.} = ?
 \end{aligned}$$

## Білет № 4

### Задача № 1



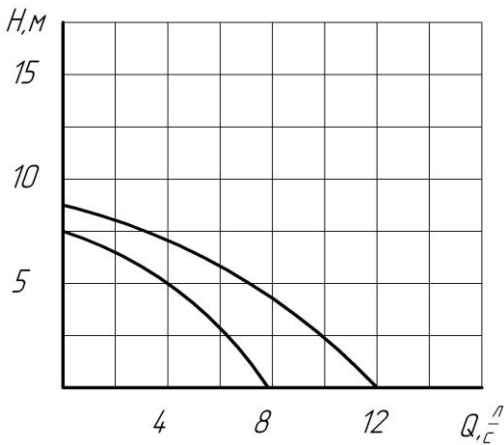
$$\begin{aligned} \rho_1 &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\ \rho_2 &= 13600 \text{ кг/м}^3 \\ p_{\text{вак}} &= 0,2 \text{ кгс/см}^2 \\ h_1 &= 0,7 \text{ м} \\ h_2 &= 0,8 \text{ м} \\ z &= 1 \text{ м} \\ Q &= 72 \text{ м}^3/\text{ГОД} \\ d_{\text{ex}} &= 100 \text{ мм} \\ d_{\text{вх}} &= 80 \text{ мм} \\ H &= ? \end{aligned}$$

### Задача № 2

$$\begin{aligned} D_2 &= 350 \text{ мм} & \beta_2 &= 90^\circ \\ D_1 &= 175 \text{ мм} & n &= 2900 \text{ хВ}^{-1} \\ z &= 6 & \sigma_z &= 0,555 \\ \alpha_1 &= 90^\circ & \eta_2 &= 0,72 \end{aligned}$$

$$H = ?$$

### Задача № 3

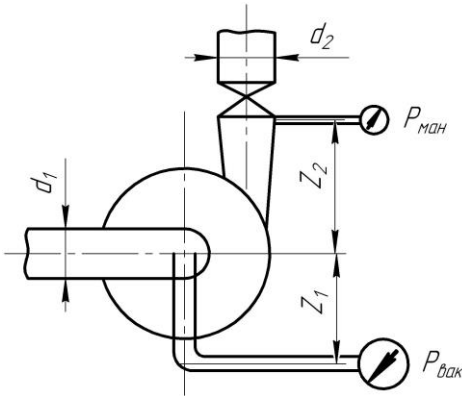


$$\begin{aligned} H &= z + S \cdot Q^2 \\ z &= 2 \text{ м} \\ S &= 0,05 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{л}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{max}} &\text{ при} \\ Q_z \text{ паралел.} &= ? \\ Q_z \text{ послідов.} &= ? \end{aligned}$$

## Білет № 5

### Задача № 1



$$\begin{aligned} \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\ Q &= 50 \text{ м}^3/\text{год} \\ p_{\text{ман}} &= 4 \text{ кгс/см}^2 \\ p_{\text{вак}} &= 0,4 \text{ кгс/см}^2 \\ z_1 &= z_2 = 0,5 \text{ м} \\ \eta &= 0,8 \\ d_1 &= d_2 \end{aligned}$$

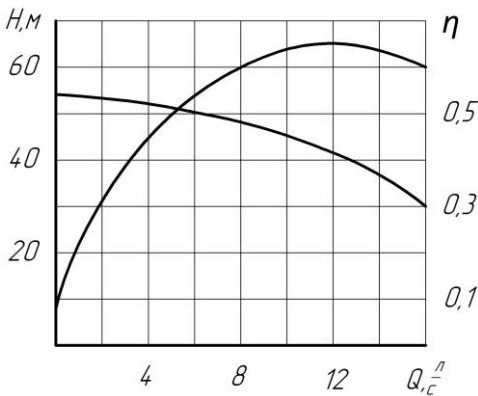
$$N = ?$$

### Задача № 2

$$\begin{aligned} D_2 &= 200 \text{ мм} & n &= 2900 \text{ хв}^{-1} \\ D_1 &= 100 \text{ мм} & w_2 &= 10 \text{ м/с} \\ z &= 6 & \sigma_z &= 0,715 \\ \alpha_1 &= 90^\circ & \eta_2 &= 0,85 \\ \beta_2 &= 30^\circ \end{aligned}$$

$$H = ?$$

### Задача № 3

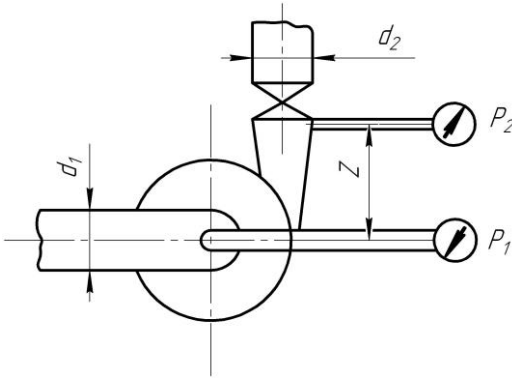


$$\begin{aligned} H &= S \cdot Q^2 \\ S &= 0,5 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{л}^2 \\ \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \end{aligned}$$

$$N = ?$$

## Білет № 6

### Задача № 1

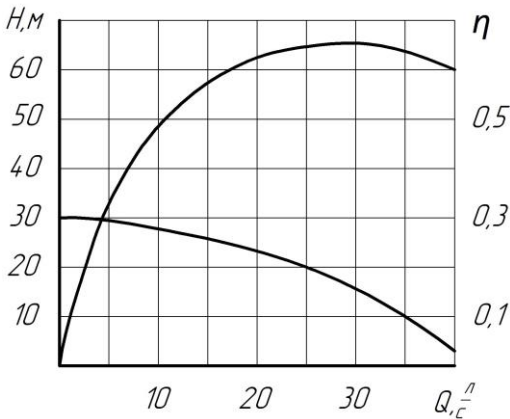


$$\begin{aligned}
 p_2 &= 3,5 \text{ кгс/см}^2 \\
 p_1 &= -353 \text{ мм рт. ст.} \\
 z &= 0,2 \text{ м} \\
 Q &= 6,5 \text{ л/с} \\
 n &= 960 \text{ хв}^{-1} \\
 M_{кр} &= 3,45 \text{ кгс}\cdot\text{м} \\
 d_1 &= d_2 \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\
 \eta &= ?
 \end{aligned}$$

### Задача № 2

$$\begin{aligned}
 D_2 &= 400 \text{ мм} & n &= 1450 \text{ хв}^{-1} \\
 D_1 &= 200 \text{ мм} & \sigma_z &= 0,555 \\
 z &= 6 & w_z &= 12 \text{ м/с} \\
 \alpha_1 &= 90^\circ & \sigma_z &= 0,715 \\
 \beta_2 &= 30^\circ & \eta_2 &= 0,85 \\
 H &= ?
 \end{aligned}$$

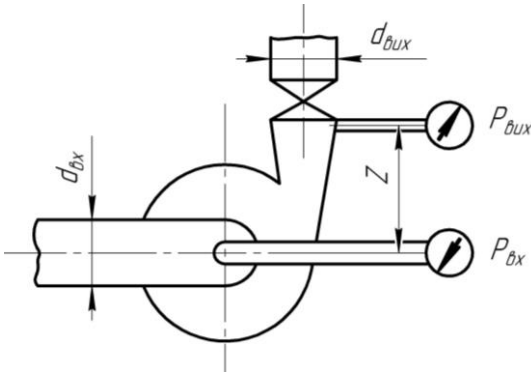
### Задача № 3



$$\begin{aligned}
 H &= z + S \cdot Q^2 \\
 z &= 15 \text{ м} \\
 S &= 0,002 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{л}^2 \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\
 \text{Число насосів} &= 2 \\
 N_{\Sigma \text{ останнього}} &= ?
 \end{aligned}$$

## Білет № 7

### Задача № 1

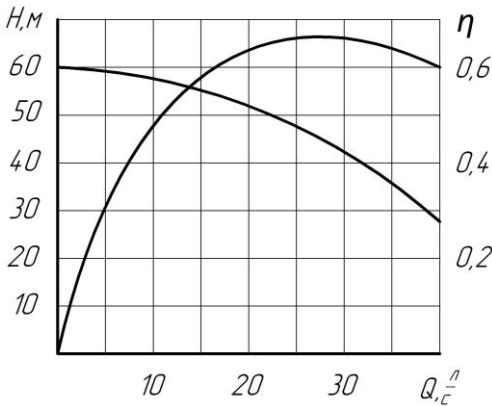


$$\begin{aligned}
 N_2 &= 5 \text{ кВт} \\
 \eta_2 &= 0,80 \\
 n_1 &= 1000 \text{ хв}^{-1} \\
 p_{ex1} &= -0,4 \text{ кгс/см}^2 \\
 p_{вих1} &= 4,58 \text{ кгс/см}^2 \\
 z &= 0,2 \text{ м} \\
 Q_1 &= 6 \text{ л/с} \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\
 \eta_1 &= 0,82 \\
 d_{ex} &= d_{вих} \\
 n_2 &= ?
 \end{aligned}$$

### Задача № 2

$$\begin{aligned}
 D_2 &= 400 \text{ мм} & \alpha_1 &= 120^\circ \\
 D_1 &= 200 \text{ мм} & \beta_2 &= 90^\circ \\
 z &= 6 & n &= 2900 \text{ хв}^{-1} \\
 h &= 1 \text{ м} & \sigma_z &= 0,555 \\
 d &= 50 \text{ мм} & \eta_2 &= 0,72 \\
 l &= 30 \text{ м} & H &= ?
 \end{aligned}$$

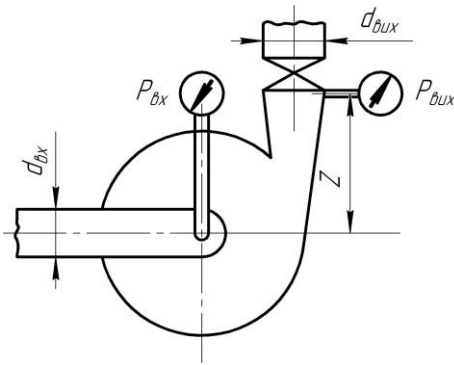
### Задача № 3



$$\begin{aligned}
 H &= z + S \cdot Q^2 \\
 z &= 15 \text{ м} \\
 S &= 0,05 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2 \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\
 N &= ?
 \end{aligned}$$

## Білет № 8

### Задача № 1



$$\begin{aligned}
 n_1 &= 1000 \text{ хв}^{-1} \\
 n_2 &= 1100 \text{ хв}^{-1} \\
 Q_1 &= 10 \text{ л/с} \\
 p_{\text{ex1}} &= -0,4 \text{ кгс/см}^2 \\
 p_{\text{вух1}} &= 4,6 \text{ кгс/см}^2 \\
 z &= 0,5 \text{ м} \\
 d_{\text{вх}} &= 100 \text{ мм} \\
 d_{\text{вух}} &= 80 \text{ мм} \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3
 \end{aligned}$$

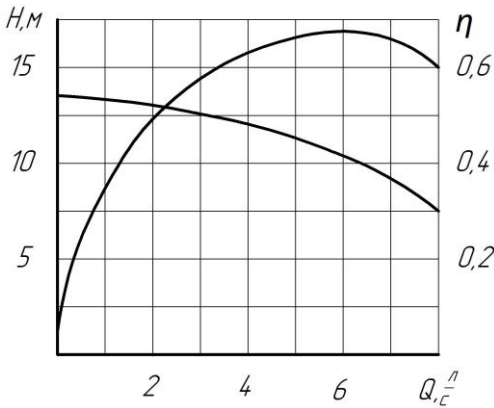
$$\Delta H = H_2 - H_1 = ?$$

### Задача № 2

$$\begin{aligned}
 D_2 &= 500 \text{ мм} \\
 D_1 &= 250 \text{ мм} \\
 z &= 6 \\
 \alpha_1 &= 90^\circ \\
 \beta_2 &= 30^\circ \\
 n &= 960 \text{ хв}^{-1} \\
 w_z &= 10 \text{ м/с} \\
 \sigma_z &= 0,715 \\
 \eta_2 &= 0,85
 \end{aligned}$$

$$H = ?$$

### Задача № 3

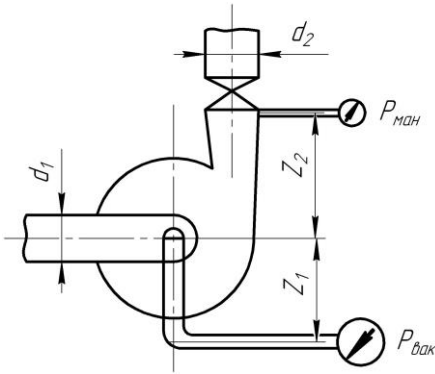


$$\begin{aligned}
 H &= S \cdot Q^2 \\
 z &= 15 \text{ м} \\
 S &= 0,2 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2 \\
 \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3
 \end{aligned}$$

$$N = ?$$

## Білет № 9

### Задача № 1



$$\begin{aligned} \rho &= 1000 \text{ кг/м}^3 \\ Q_1 &= 12 \text{ л/с} \\ p_{\text{ман}} &= 7,5 \text{ кгс/см}^2 \\ p_{\text{вак}} &= 0,4 \text{ кгс/см}^2 \\ z_1 = z_2 &= 0,5 \text{ м} \\ \eta &= 0,8 \\ d_1 &= d_2 \end{aligned}$$

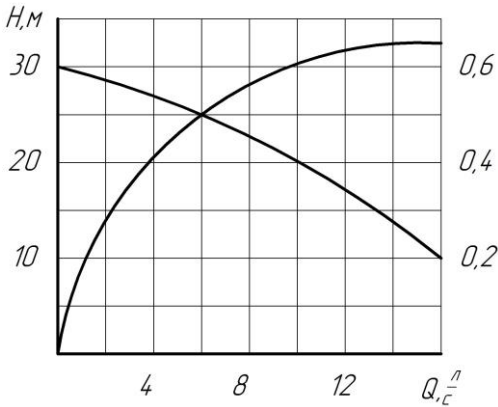
$$N = ?$$

### Задача № 2

$$\begin{aligned} D_2 &= 250 \text{ мм} \\ D_1 &= 125 \text{ мм} \\ z &= 6 \\ \alpha_1 &= 90^\circ \\ \beta_2 &= 150^\circ \\ n &= 2900 \text{ хв}^{-1} \\ w_z &= 12 \text{ м/с} \\ \sigma_z &= 0,715 \\ \eta_2 &= 0,85 \end{aligned}$$

$$H = ?$$

### Задача № 3



$$\begin{aligned} H &= z + S \cdot Q^2 \\ z &= 5 \text{ м} \\ S &= 0,2 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{л}^2 \end{aligned}$$

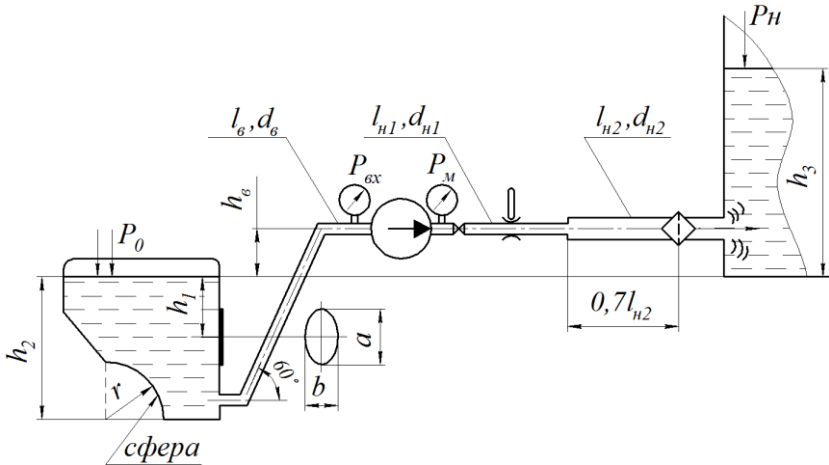
$$\eta = ?$$

## 5.5 Завдання за темою «Визначення параметрів гідросистеми»

Розрахувати:

1. Гідростатичний тиск по контуру резервуару.
2. Силу тиску на пласку та криволінійну поверхні.
3. Внутрішній діаметр труб нагнітаючого та всмоктуючого трубопроводу (з додатку обрати).
4. Тиск  $P_M$ .
5. Визначити напір насоса, обрати тип та параметри насоса.

### Білет № 1



Рідина – вода

Температура  $t = 40^\circ \text{C}$

Витратомір – вентурі, відношення діаметрів  $d_o / d_{n1} = 0,70$

Запірні пристрої – засувки

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$r = 0,5 \text{ м}$

$a = 0,2 \text{ м}$

$b = 1,2 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 10 \text{ кПа}$

$P_H = 20 \text{ кПа}$

$P_{ox} = -50 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,065 \text{ м}$

$l_6 = 15 \text{ м}$

$l_{n1} = 20 \text{ м}$

$l_{n2} = 30 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 1,2$

Висота:

$h_1 = 1,0 \text{ м}$

$h_2 = 2,2 \text{ м}$

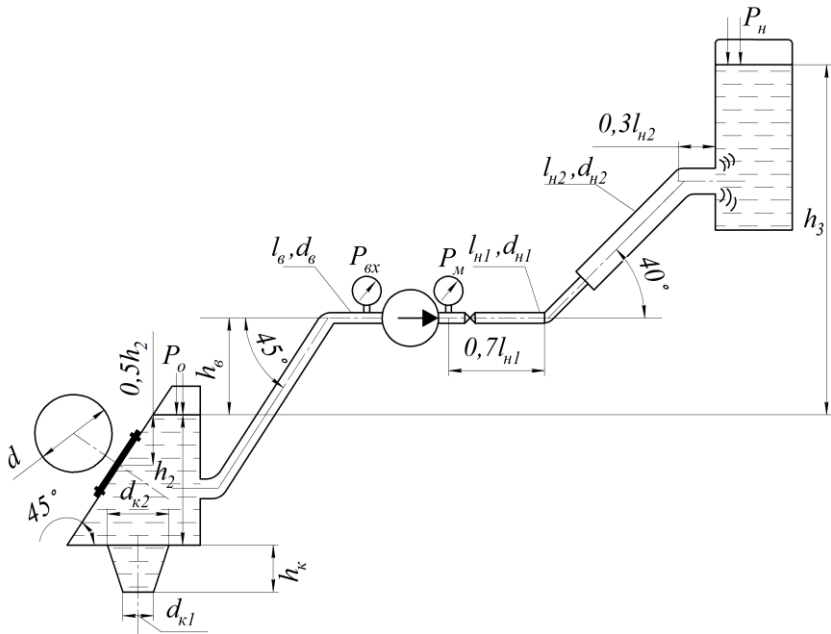
$h_3 = 14 \text{ м}$

$h_6 = 5 \text{ м}$

Витрата  $Q = 12 \text{ л/с}$



Білет № 3



Рідина – газ

Температура  $t = 30^{\circ} \text{C}$

Витратомір – діафрагма, відношення діаметрів  $d_o / t_{н1} = 0,70$

Запірні пристрої – крани

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$d = 0,7 \text{ м}$

$d_{к1} = 0,4 \text{ м}$

$d_{к2} = 0,7 \text{ м}$

$h_{к} = 0,3 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 15 \text{ кПа}$

$P_{н} = 40 \text{ кПа}$

$P_{ex} = -40 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_e = 0,055 \text{ м}$

$l_e = 17 \text{ м}$

$l_{н1} = 22 \text{ м}$

$l_{н2} = 28 \text{ м}$

Відношення

$d_{н2} / d_{н1} = 1,4$

Висота:

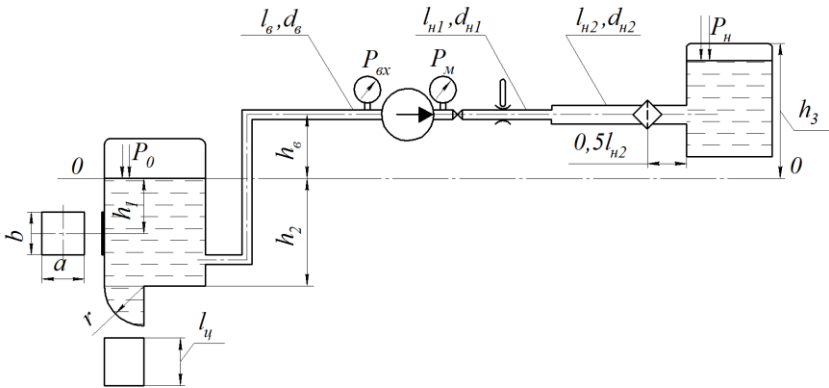
$h_2 = 4,0 \text{ м}$

$h_3 = 16 \text{ м}$

$h_e = 6 \text{ м}$

Витрата  $Q = 15 \text{ л/с}$

### Білет № 4



Рідина – олива

Температура  $t = 25^\circ \text{C}$

Витратомір – вентурі, відношення діаметрів  $d_o / d_{H1} = 0,65$

Запірні пристрої – вентиля

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$r = 0,8 \text{ м}$

$a = 0,8 \text{ м}$

$b = 0,9 \text{ м}$

$l_y = 0,7 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 17 \text{ кПа}$

$P_H = 35 \text{ кПа}$

$P_{vx} = -35 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,08 \text{ м}$

$l_6 = 18 \text{ м}$

$l_{H1} = 23 \text{ м}$

$l_{H2} = 27 \text{ м}$

Відношення

$d_{H2} / d_{H1} = 1,5$

Висота:

$h_1 = 1,03 \text{ м}$

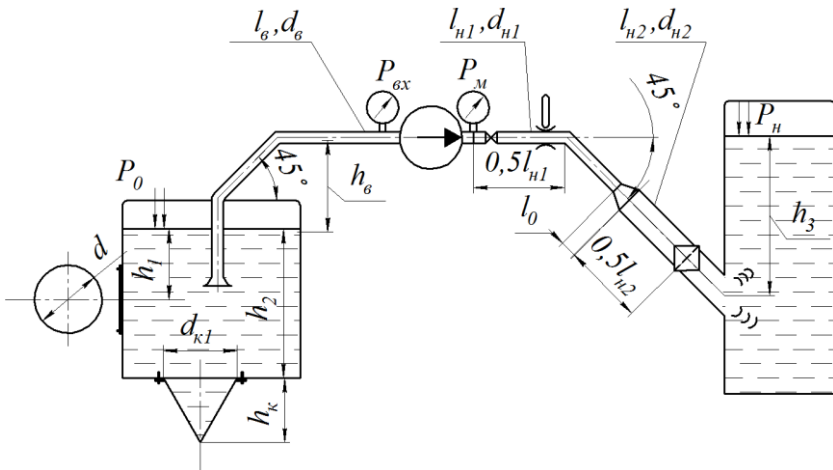
$h_2 = 3,0 \text{ м}$

$h_3 = 17 \text{ м}$

$h_6 = 5 \text{ м}$

Витрата  $Q = 18 \text{ л/с}$

Білет № 5



Рідина – вода

Температура  $t = 20^\circ \text{C}$

Витратомір – сопло, відношення діаметрів  $d_o / t_{h1} = 0,65$

Запірний пристрій – крани

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$d = 0,9 \text{ м}$

$d_{к1} = 0,3 \text{ м}$

$h_{к} = 0,5 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 20 \text{ кПа}$

$P_n = 60 \text{ кПа}$

$P_{ox} = -25 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_g = 0,061 \text{ м}$

$l_g = 19 \text{ м}$

$l_{h1} = 24 \text{ м}$

$l_{h2} = 26 \text{ м}$

$l_o = 0,2 \text{ м}$

Відношення

$d_{h2} / d_{h1} = 1,6$

Висота:

$h_1 = 1,4 \text{ м}$

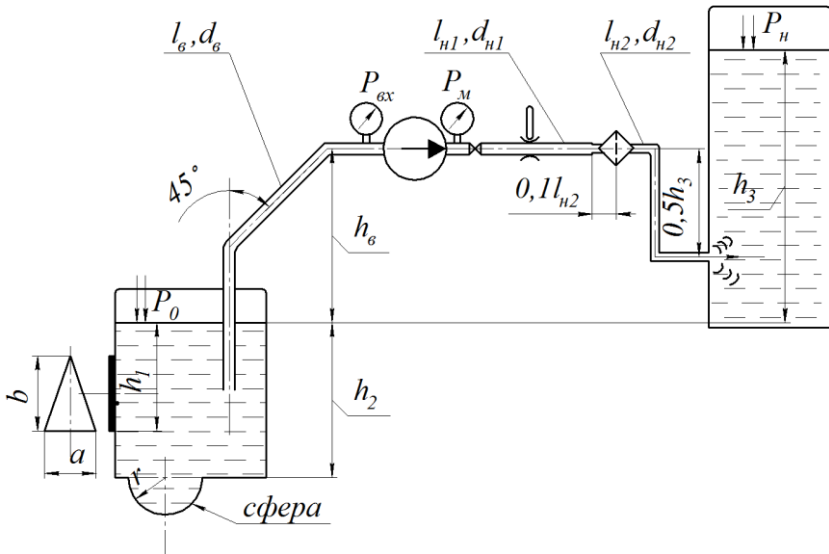
$h_2 = 2,6 \text{ м}$

$h_3 = 12 \text{ м}$

$h_g = 8 \text{ м}$

Витрата  $Q = 12 \text{ л/с}$

Білет № 6



Рідина – бензин

Температура  $t = 15^\circ \text{C}$

Витратомір – діафрагма, відношення діаметрів  $d_o / t_{н1} = 0,65$

Запірні пристрої – затвори

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$r = 1,0 \text{ м}$

$a = 1,2 \text{ м}$

$b = 0,7 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 22 \text{ кПа}$

$P_n = 20 \text{ кПа}$

$P_{ax} = -20 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,056 \text{ м}$

$l_6 = 20 \text{ м}$

$l_{н1} = 25 \text{ м}$

$l_{н2} = 25 \text{ м}$

Відношення

$d_{н2} / d_{н1} = 1,5$

Висота:

$h_1 = 1,5 \text{ м}$

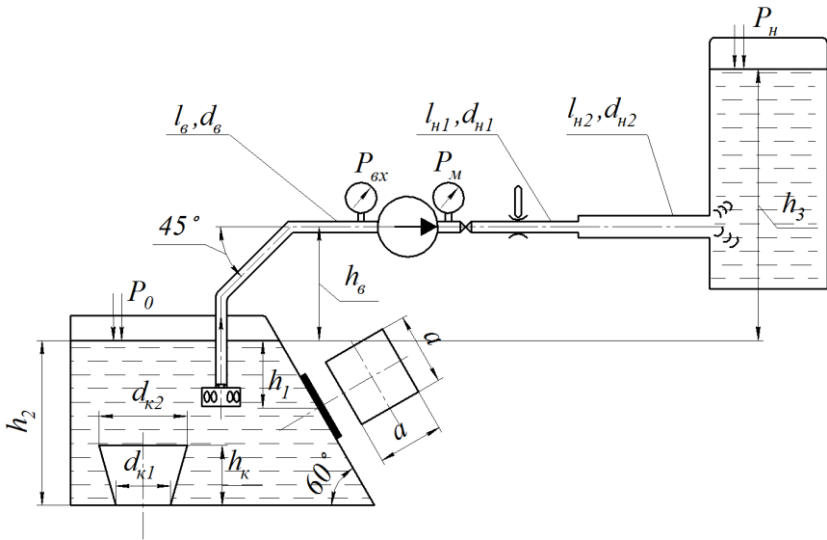
$h_2 = 3,0 \text{ м}$

$h_3 = 16$

$h_6 = 9 \text{ м}$

Витрата  $Q = 18 \text{ л/с}$

Білет № 7



Рідина – гас

Температура  $t = 10^\circ \text{C}$

Витратомір – вентури, відношення діаметрів  $d_o / t_{n1} = 0,60$

Запірні пристрої – засувки

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$a = 1,0 \text{ м}$

$b = 0,6 \text{ м}$

$d_{к1} = 0,1 \text{ м}$

$d_{к2} = 0,7 \text{ м}$

$h_{к} = 0,5 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 25 \text{ кПа}$

$P_H = 30 \text{ кПа}$

$P_{ox} = -22 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_g = 0,075 \text{ м}$

$l_g = 21 \text{ м}$

$l_{n1} = 26 \text{ м}$

$l_{n2} = 24 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 1,4$

Висота:

$h_1 = 1,6 \text{ м}$

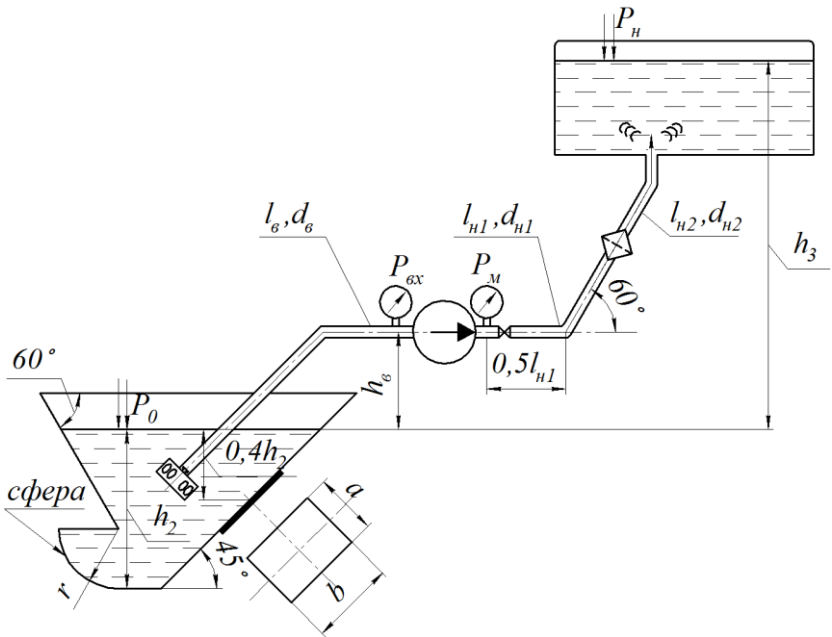
$h_2 = 4,0 \text{ м}$

$h_3 = 15 \text{ м}$

$h_g = 7 \text{ м}$

Витрата  $Q = 30 \text{ л/с}$

Білет № 8



Рідина – олива

Температура  $t = 40^\circ \text{C}$

Витратомір – сопло, відношення діаметрів  $d_o / t_{H1} = 0,60$

Запірні пристрої – затвори

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$r = 1,2 \text{ м}$

$a = 0,8 \text{ м}$

$b = 0,5 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 27 \text{ кПа}$

$P_H = 40 \text{ кПа}$

$P_{ex} = -32 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,07 \text{ м}$

$l_6 = 22 \text{ м}$

$l_{H1} = 27 \text{ м}$

$l_{H2} = 23 \text{ м}$

Відношення

$d_{H2} / d_{H1} = 1,3$

Висота:

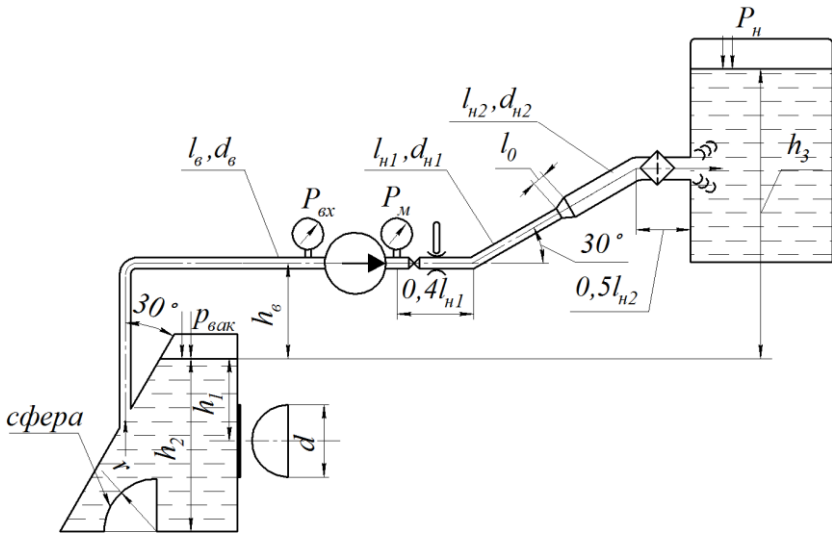
$h_2 = 3,0 \text{ м}$

$h_3 = 16 \text{ м}$

$h_6 = 8 \text{ м}$

Витрата  $Q = 45 \text{ л/с}$

Білет № 9



Рідина – вода

Температура  $t = 35^\circ \text{C}$

Витратомір – діафрагма, відношення діаметрів  $d_o / t_{n1} = 0,60$

Запірні пристрої – крани

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$r = 1,3 \text{ м}$

$d = 1,1 \text{ м}$

Тиск:

$P_n = 50 \text{ кПа}$

$P_{\text{вак}} = 10 \text{ кПа}$

$P_{\text{ex}} = -45 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,043 \text{ м}$

$l_6 = 23 \text{ м}$

$l_{n1} = 28 \text{ м}$

$l_{n2} = 22 \text{ м}$

$l_o = 0,2 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 1,2$

Висота:

$h_1 = 1,8 \text{ м}$

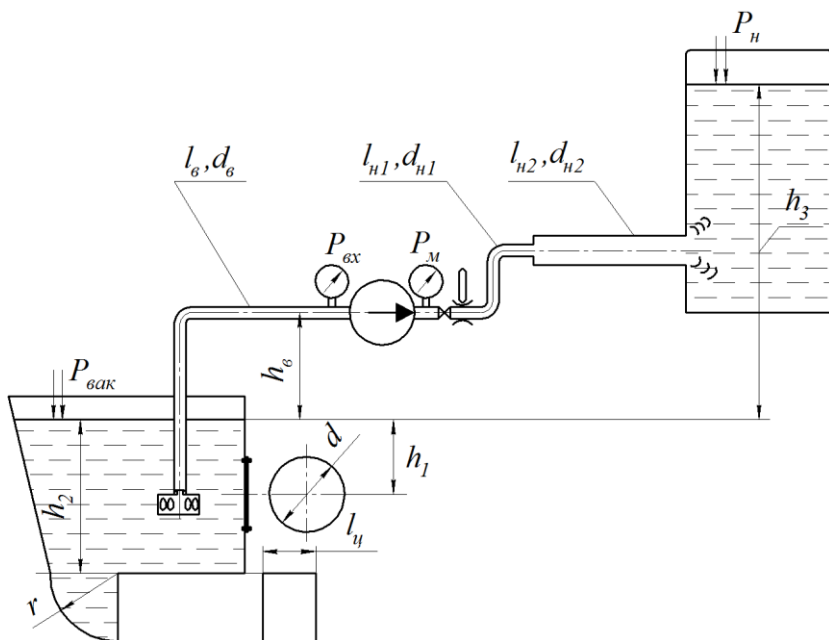
$h_2 = 2,6 \text{ м}$

$h_3 = 14 \text{ м}$

$h_6 = 5 \text{ м}$

Витрата  $Q = 35 \text{ л/с}$

Білет № 10



Рідина – бензин

Температура  $t = 30^\circ \text{C}$

Витратомір – вентури, відношення діаметрів  $d_o / t_{н1} = 0,55$

Запірні пристрої – вентиля

Фільтр – ФМ

Розміри поверхнь:

$r = 1,4 \text{ м}$

$d = 1,2 \text{ м}$

$l_{ц} = 0,9 \text{ м}$

Тиск:

$P_{н} = 60 \text{ кПа}$

$P_{вак} = 5 \text{ кПа}$

$P_{ex} = -35 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,065 \text{ м}$

$l_6 = 24 \text{ м}$

$l_{н1} = 29 \text{ м}$

$l_{н2} = 21 \text{ м}$

Відношення

$d_{н2} / d_{н1} = 1,4$

Висота:

$h_1 = 1,9 \text{ м}$

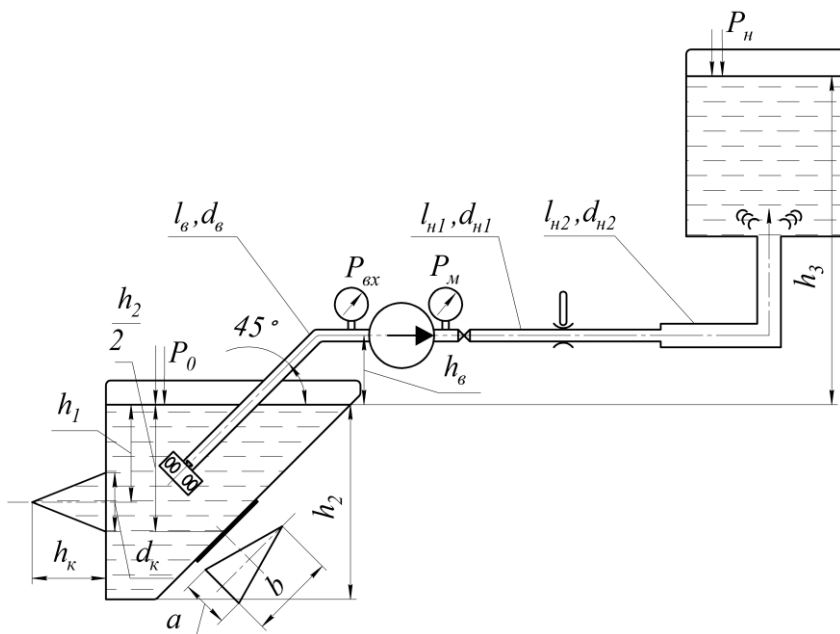
$h_2 = 3,6 \text{ м}$

$h_3 = 15 \text{ м}$

$h_6 = 9 \text{ м}$

Витрата  $Q = 18 \text{ л/с}$

Білет № 11



Рідина – гас

Температура  $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Витратомір – сопло, відношення діаметрів  $d_o / t_{n1} = 0,55$

Запірні пристрої – крани

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$a = 0,3 \text{ м}$

$b = 0,4 \text{ м}$

$d_k = 0,1 \text{ м}$

$h_k = 0,9 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 37 \text{ кПа}$

$P_n = 70 \text{ кПа}$

$P_{ox} = -37 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_g = 0,054 \text{ м}$

$l_g = 25 \text{ м}$

$l_{n1} = 30 \text{ м}$

$l_{n2} = 40 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 1,7$

Висота:

$h_1 = 1,5 \text{ м}$

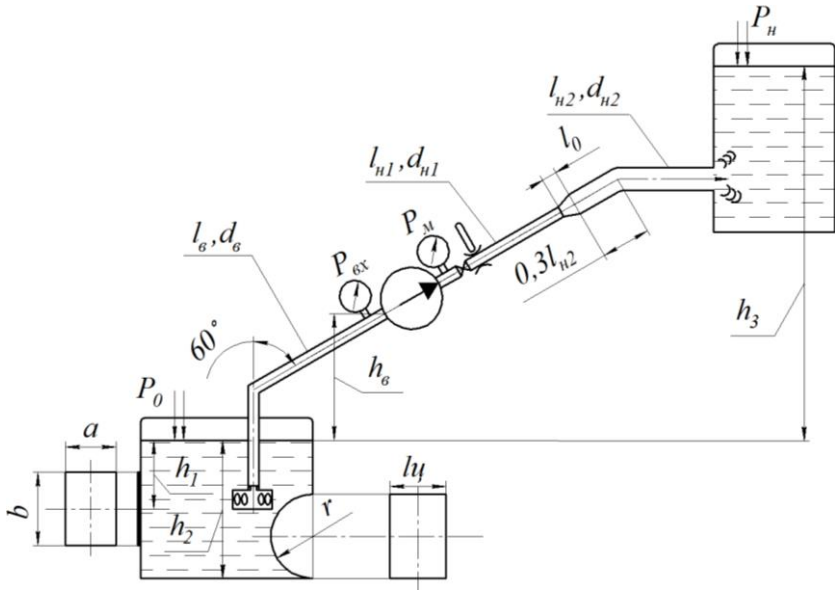
$h_2 = 4,0 \text{ м}$

$h_3 = 10 \text{ м}$

$h_g = 4 \text{ м}$

Витрата  $Q = 6 \text{ л/с}$

Білет № 12



Рідина – олива

Температура  $t = 20^\circ \text{C}$

Витратомір – діафрагма, відношення діаметрів  $d_0 / d_{n1} = 0,55$

Запірні пристрої – затвори

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$r = 1,2 \text{ м}$

$a = 0,5 \text{ м}$

$b = 0,6 \text{ м}$

$l_{\text{ц}} = 0,7 \text{ м}$

Тиск:

$P_0 = 37 \text{ кПа}$

$P_H = 75 \text{ кПа}$

$P_{\text{ex}} = -55 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_0 = 0,065 \text{ м}$

$l_0 = 26 \text{ м}$

$l_{n1} = 31 \text{ м}$

$l_{n2} = 39 \text{ м}$

$l_o = 0,1 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 1,8$

Висота:

$h_1 = 1,6 \text{ м}$

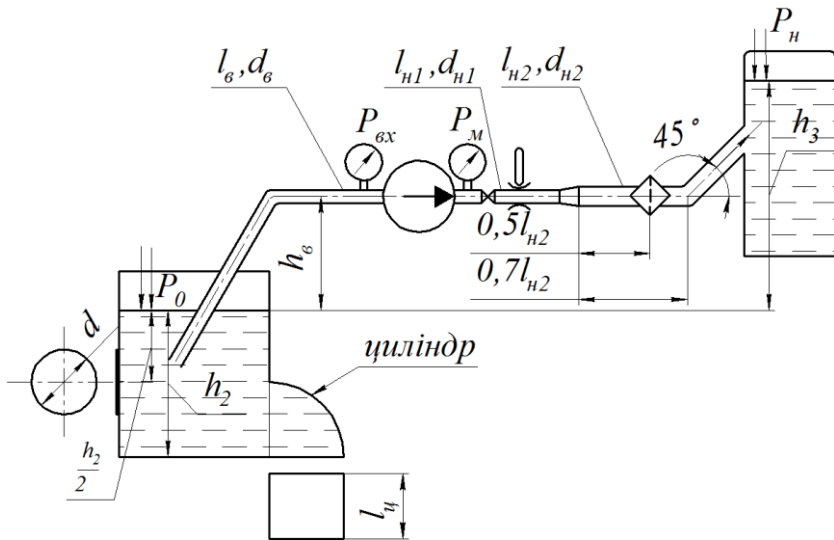
$h_2 = 3,0 \text{ м}$

$h_3 = 11 \text{ м}$

$h_6 = 5 \text{ м}$

Витрата  $Q = 12 \text{ л/с}$

Білет № 13



Рідина – вода

Температура  $t = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$

Витратомір – вентурі, відношення діаметрів  $d_o / t_{н1} = 0,50$

Запірні пристрої – засувки

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$d = 1,1 \text{ м}$

$l_{\text{ц}} = 0,6 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 40 \text{ кПа}$

$P_{\text{н}} = 80 \text{ кПа}$

$P_{6x} = -50 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,055 \text{ м}$

$l_6 = 27 \text{ м}$

$l_{\text{н1}} = 32 \text{ м}$

$l_{\text{н2}} = 38 \text{ м}$

Відношення

$d_{\text{н2}} / d_{\text{н1}} = 1,9$

Висота:

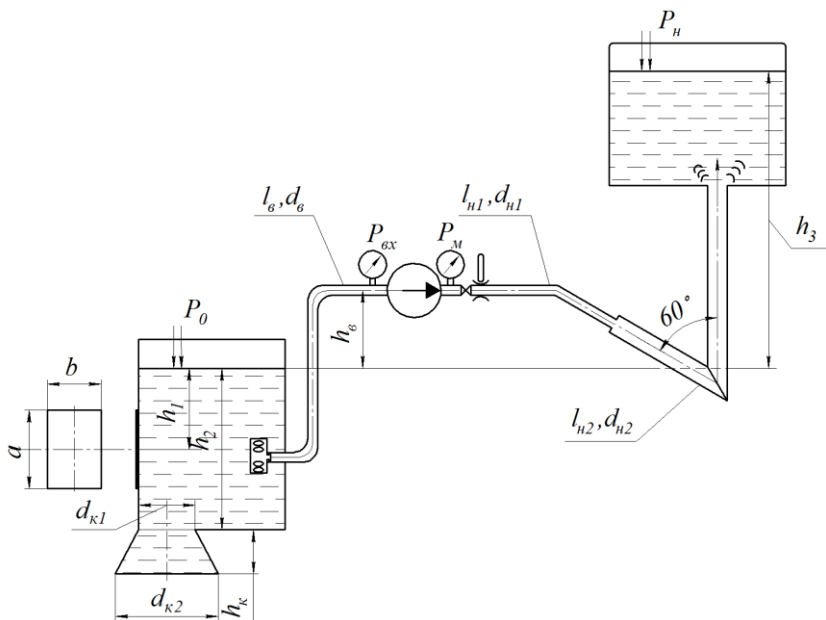
$h_2 = 4,0 \text{ м}$

$h_3 = 12 \text{ м}$

$h_6 = 4 \text{ м}$

Витрата  $Q = 4 \text{ л/с}$

Білет № 14



Рідина – бензин

Температура  $t = 10^\circ \text{C}$

Витратомір – сопло, відношення діаметрів  $d_o / t_{n1} = 0,50$

Запірні пристрої – затвори

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$a = 0,9 \text{ м}$

$b = 1,1 \text{ м}$

$d_{к1} = 0,4 \text{ м}$

$d_{к2} = 0,7 \text{ м}$

$h_{к} = 1,0 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 45 \text{ кПа}$

$P_n = 85 \text{ кПа}$

$P_{ax} = -60 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,045 \text{ м}$

$l_6 = 28 \text{ м}$

$l_{n1} = 33 \text{ м}$

$l_{n2} = 37 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 2,0$

Висота:

$h_1 = 1,8 \text{ м}$

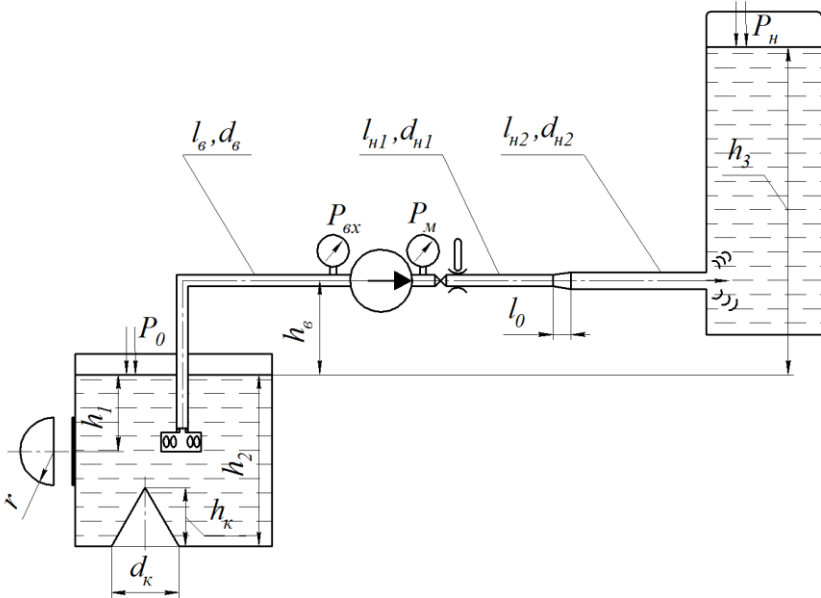
$h_2 = 3,0 \text{ м}$

$h_3 = 13 \text{ м}$

$h_6 = 6 \text{ м}$

Витрата  $Q = 6 \text{ л/с}$

Білет № 15



Рідина – гас

Температура  $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Витратомір – діафрагма, відношення діаметрів  $d_o / d_{n1} = 0,50$

Запірні пристрої – крани

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$r = 0,9 \text{ м}$

$d_k = 0,5 \text{ м}$

$h_k = 0,9 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 50 \text{ кПа}$

$P_n = 90 \text{ кПа}$

$P_{6x} = -70 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,067 \text{ м}$

$l_6 = 29 \text{ м}$

$l_{n1} = 34 \text{ м}$

$l_{n2} = 36 \text{ м}$

$l_o = 0,3 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 2,1$

Висота:

$h_1 = 1,9 \text{ м}$

$h_2 = 4,0 \text{ м}$

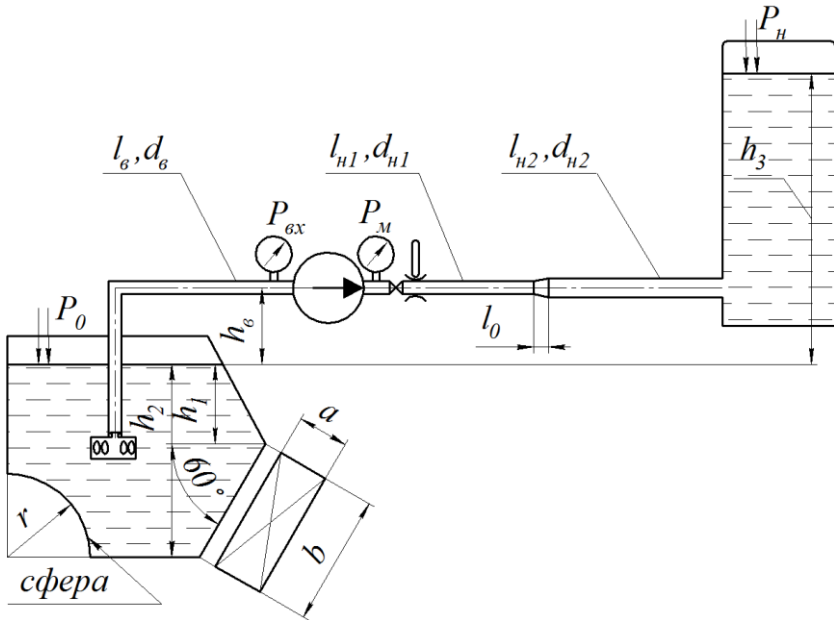
$h_3 = 14 \text{ м}$

$h_g = 5 \text{ м}$

Витрата  $Q = 10 \text{ л/с}$



Білет № 17



Рідина – вода

Температура  $t = 30^\circ \text{C}$

Витратомір – сопло, відношення діаметрів  $d_o / t_{н1} = 0,45$

Запірні пристрої – крани

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$r = 0,7 \text{ м}$

$a = 0,9 \text{ м}$

$b = 1,0 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 55 \text{ кПа}$

$P_n = 80 \text{ кПа}$

$P_{ex} = -30 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,064 \text{ м}$

$l_6 = 31 \text{ м}$

$l_{н1} = 36 \text{ м}$

$l_{н2} = 34 \text{ м}$

$l_o = 0,2 \text{ м}$

Відношення

$d_{н2} / d_{н1} = 1,9$

Висота:

$h_1 = 1,1 \text{ м}$

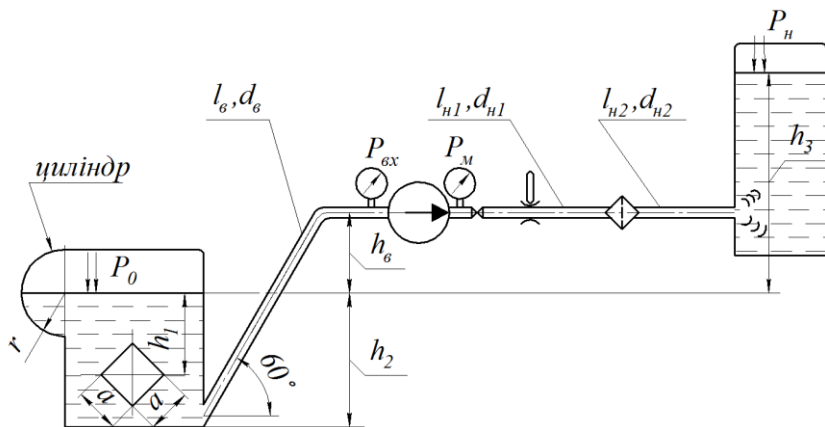
$h_2 = 3,0 \text{ м}$

$h_3 = 14 \text{ м}$

$h_6 = 4 \text{ м}$

Витрата  $Q = 25 \text{ л/с}$

Білет № 18



Рідина – бензин

Температура  $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Витратомір – діафрагма, відношення діаметрів  $d_o / t_{n1} = 0,45$

Запірні пристрої – затвори

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$r = 0,6 \text{ м}$

$a = 0,7 \text{ м}$

$b = 0,8 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 57 \text{ кПа}$

$P_n = 70 \text{ кПа}$

$P_{6x} = -45 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,045 \text{ м}$

$l_6 = 32 \text{ м}$

$l_{n1} = 37 \text{ м}$

$l_{n2} = 33 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 1,8$

Висота:

$h_1 = 1,2 \text{ м}$

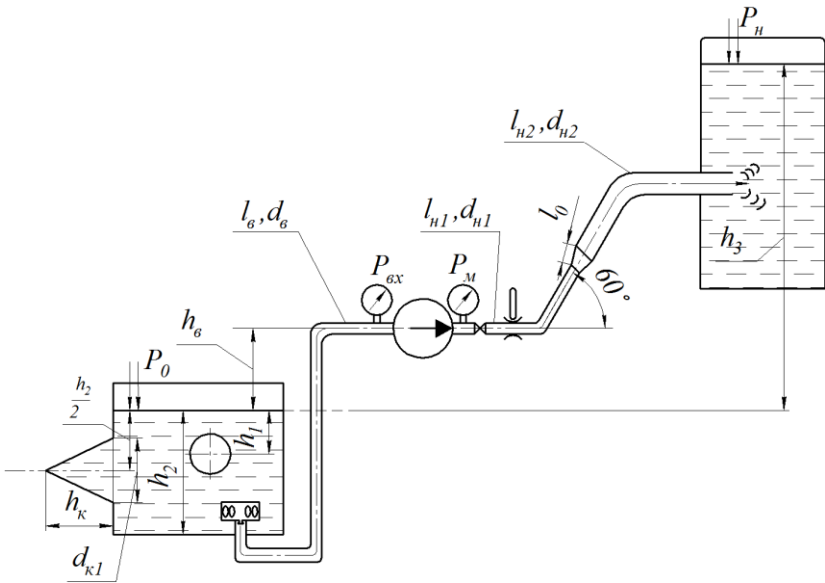
$h_2 = 2,4 \text{ м}$

$h_3 = 10 \text{ м}$

$h_6 = 3 \text{ м}$

Витрата  $Q = 40 \text{ л/с}$

Білет № 19



Рідина – гас

Температура  $t = 20^\circ \text{C}$

Витратомір – вентури, відношення діаметрів  $d_o / t_{n1} = 0,40$

Запірні пристрої – засувки

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$d_{k1} = 0,3 \text{ м}$

$h_k = 1,1 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 60 \text{ кПа}$

$P_n = 60 \text{ кПа}$

$P_{вх} = -25 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,078 \text{ м}$

$l_6 = 33 \text{ м}$

$l_{n1} = 38 \text{ м}$

$l_{n2} = 32 \text{ м}$

$l_o = 0,1 \text{ м}$

Відношення

$d_{n2} / d_{n1} = 1,7$

Висота:

$h_1 = 1,3 \text{ м}$

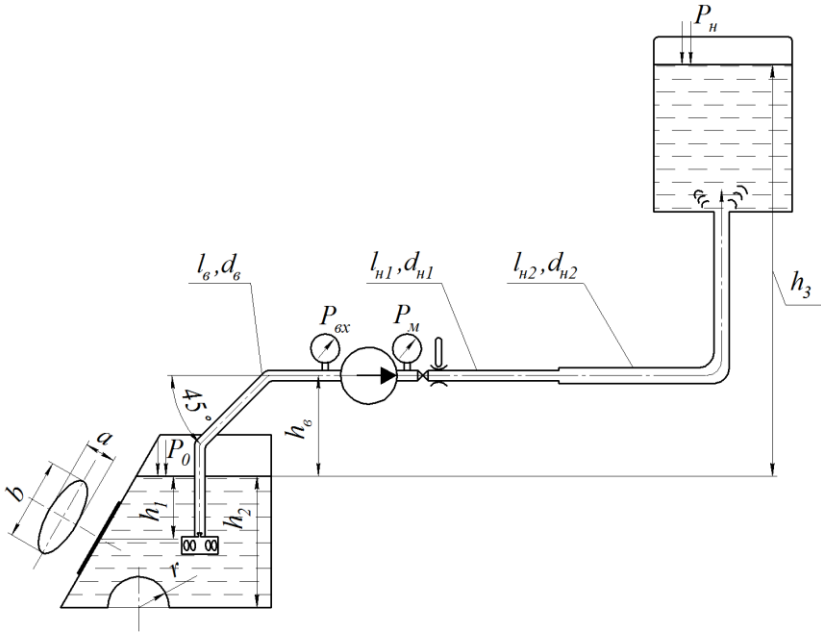
$h_2 = 2,6 \text{ м}$

$h_3 = 18 \text{ м}$

$h_6 = 7 \text{ м}$

Витрата  $Q = 16 \text{ л/с}$

Білет № 20



Рідина – олива

Температура  $t = 15^\circ \text{C}$

Витратомір – сопло, відношення діаметрів  $d_o / t_{н1} = 0,40$

Запірні пристрої – затвори

Фільтр – ФМ

Розміри поверхонь:

$r = 0,4 \text{ м}$

$a = 0,3 \text{ м}$

$b = 0,4 \text{ м}$

Тиск:

$P_o = 65 \text{ кПа}$

$P_n = 50 \text{ кПа}$

$P_{6x} = -24 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_6 = 0,07 \text{ м}$

$l_6 = 34 \text{ м}$

$l_{н1} = 39 \text{ м}$

$l_{н2} = 31 \text{ м}$

Відношення

$d_{н2} / d_{н1} = 1,6$

Висота:

$h_1 = 1,4 \text{ м}$

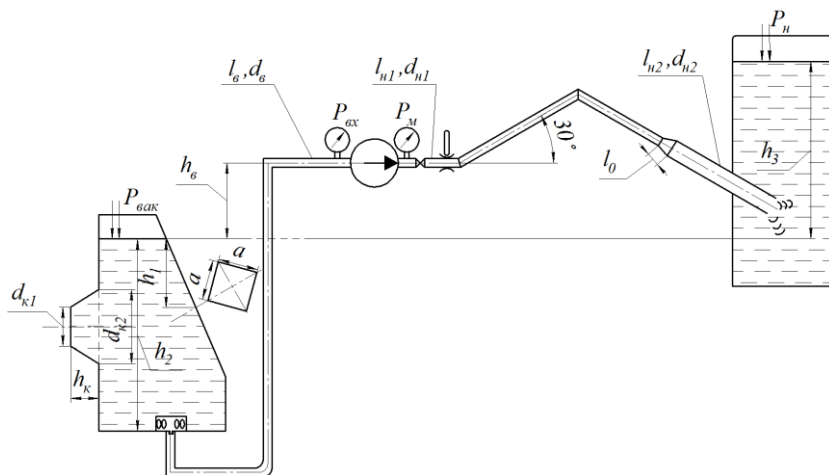
$h_2 = 2,8 \text{ м}$

$h_3 = 16 \text{ м}$

$h_6 = 7 \text{ м}$

Витрата  $Q = 25 \text{ л/с}$

## Білет № 21



Рідина – вода

Температура  $t = 10^\circ \text{C}$

Витратомір – діафрагма, відношення діаметрів  $d_o / t_{н1} = 0,40$

Запірні пристрої – крани

Фільтр – ФМС

Розміри поверхонь:

$a = 0,8 \text{ м}$

$d_{к1} = 0,4 \text{ м}$

$d_{к2} = 0,6 \text{ м}$

$h_{к} = 0,8 \text{ м}$

Тиск:

$P_{н} = 68 \text{ кПа}$

$P_{вак} = 50 \text{ кПа}$

Довжина трубопроводів:

$P_{вх} = -30 \text{ кПа}$

Розмір трубопроводів:

$d_{г} = 0,045 \text{ м}$

$l_{г} = 35 \text{ м}$

$l_{н1} = 37 \text{ м}$

$l_{н2} = 33 \text{ м}$

$l_0 = 0,3 \text{ м}$

Відношення

$d_{н2} / d_{н1} = 1,5$

Висота:

$h_1 = 1,5 \text{ м}$

$h_2 = 3,1 \text{ м}$

$h_3 = 18 \text{ м}$

$h_{г} = 8 \text{ м}$

Витрата  $Q = 32 \text{ л/с}$

## ЛІТЕРАТУРА

1. Ковальов І. О., Ратушний О. В. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : Навчальний посібник. Суми: СумДУ, 2016. 250 с.
2. Соколов В. І., Кроль О. С., Єпіфанова О. В. Гідравліка : Навчальний посібник. Сєвєродонецьк : Видавництво СНУ ім. В. Даля, 2017. 160 с.
3. Бурєнніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : Навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2013. 273 с.
4. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід : Підручник. К. : «Інкос», Центр навчальної літератури, 2006. 616 с.
5. Возняк Л. В., Гімер П. Р., Паневник М. І., Мердух О. В. Гідравліка : Навчальний посібник. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. 327 с.
6. Гідравліка : Підручник / В. А. Дідур [та ін.]. Херсон : ОЛДІ-ПЛЮС, 2015. 624 с.
7. Омельченко О. В., Цвіркун Л. О. Гідравлічні машини : навчальний посібник. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2020. 100 с.
8. Лещій Н. П., Мандрус В. І., Звягін В. М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків: Навчальний посібник для вузів. Львів : Світ, 1995. 263 с.
9. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. К. : ЦНЛ, 2006. 616 с.
10. Скляревський О. М. Об'ємний гідропривід. Запоріжжя : ЗНТУ, 2002. – 354 с.
11. Гідроприводи та гідропневоавтоматика: Підручник / В. О. Федорець [та ін.]. К. : Вища шк., 1995. 463 с.
12. Опорний конспект лекцій з дисципліни «Гідравліки, гідро- та пневмоприводи» та розділу «Гідравліка» дисципліни «Основи теплотехніки і гідравліки» для студентів, що навчаються за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування», 131 «Прикладна механіка», усіх форм навчання / Укл. Н. О. Євсєєва. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. 62 с.
13. Товари / Сайт «Гідромаш». URL : <https://gidromash.ua/ua/tovari-ua.html>
14. Насоси : Каталог-довідник. Кропивницький : ПрАТ «Завод гідравлічних машин «ЦУКРОГІДРОМАШ», 2022. 60 с.
15. Підбір насоса / Сайт «ТОВ «Меліхрон». URL :

<https://ftg.com.ua>

16. Головний каталог насосів DAB / Сайт «DAB». URL : <https://www.promnasos.com.ua/ua/catalog.html>

17. Методичні вказівки до розрахунково-графічних завдань за розділами курсів «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» (для студентів спеціальностей: 7.090909, 7.090203, 7.090205, 7.090206, 7.090211, 7.090214); «Гідропневмоавтоматика» (для студентів спеціальності 7.092301); «Прикладна гідрогазодинаміка» (для студентів спеціальності 7.100103) / Укл. : О. І. Беженев, С. О. Беженев, А. В. Брильов, О. М. Складєвський. Запоріжжя : ЗДТУ, 1997. 86 с.

## Додаток А

Таблиця А.1

## Параметри робочих рідин

Робоча рідина	Коефіцієнти кінематичної в'язкості $\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$ (сСт) при температурі $t$ , °С										Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90		100
Вода	1,79	1,31	1,01	0,8	0,65	0,55	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29	1000
Газ	2,8	2,2	1,85	1,58	1,28	1,19	1,05	0,95	0,83	0,74	0,68	790...820
Бензин	0,9	0,79	0,7	0,65	0,61	0,57	0,53	0,48	0,43	0,41	0,39	680...780
Олива І-12	190	85	52	29	18,5	12,5	9	7	4,5	3	2	880
Олива І-30	1200	440	170	75	50	30	18,5	13,2	12	9,5	8	890
Олива АУ	170	85	45	28	18	13	9	7,5	6	5	–	890...900
Олива ГМ-50	52	28	20	14	10	7,5	8	5	4,5	3,7	–	900
Олива АМГ-10	42	34	18	15	11,5	10	8,7	7,5	6,9	6,3	–	850
Гліцерин	–	2200	1170	600	300	150	100	55	38	25	17	1270





*Навчальне видання*

**ЄВСЄЄВА Наталія Олексіївна  
БЕЖЕНОВ Сергій Олександрович  
СУХОНОС Роман Федорович**

## **ІНЖЕНЕРНІ ЗАДАЧІ З ГІДРАВЛІКИ**

Навчальний посібник

Дизайн обкладинки: *Сухонос Р. Ф.*  
Технічні редактори: *Беженов С. О.*  
Комп'ютерний набір: *Євсєєва Н. О.*  
Комп'ютерна верстка: *Сухонос Р. Ф.*

Підписано до друку 12.08.2025. Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 7,79  
Тираж 100 прим. Зам. № 708

Національний університет «Запорізька політехніка»  
Україна, 69063, м. Запоріжжя, вул. Університетська, 64  
Тел.: (061) 769–82–96, 220–12–14

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6952 від 22.10.2019.

Н. О. Євсєєва, С. О. Беженов, Р. Ф. Сухонос

# ІНЖЕНЕРНІ ЗАДАЧІ З ГІДРАВЛІКИ

