



Міністерство освіти і науки України
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет енергетики, роботехніки та комп'ютерних технологій
Кафедра інтегрованих електротехнологій та енергетичного
машинобудування

ГІДРОГАЗОДИНАМІКА

Частина 2
Методичні вказівки
до виконання практичних робіт

для здобувачів денної та заочної форм навчання
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальності
142 Енергетичне машинобудування

Харків 2024

Міністерство освіти і науки України
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет енергетики, роботехніки та комп'ютерних технологій
Кафедра інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування

ГІДРОГАЗОДИНАМІКА

Частина 2

Методичні вказівки
до виконання практичних робіт

для здобувачів денної та заочної форм навчання
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальності
142 Енергетичне машинобудування

Затверджено рішенням
Науково-методичної ради факультету енергетики,
роботехніки та комп'ютерних технологій
Протокол № 1 від 22.10.2024 р.

Харків 2024

Схвалено на засіданні кафедри
інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування
Протокол № 9 від 14 листопада 2024 р.

Рецензенти:

А. О. Пак – доктор технічних наук, проф. Державного біотехнологічного університету

Т-23 Гідрогазодинаміка: частина 1, метод. вказівки до виконання практич. робіт, для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заоч. форм навч. спец. 142 Енергетичне машинобудування ; Держ. біотехнол. ун-т; уклад.: В.О. Потапов, Д.В. Білий – Харків : [б. в.], 2024.– 40 с.

Методичні вказівки включають 7 практичних робіт та список літератури до них . Практичні заняття є важливою ланкою в підготовці студентів до самостійної інженерної діяльності. Для того, щоб практичні заняття досягли мети, студенти повинні завчасно і систематично готуватися до занять; проявляти самостійність при рішенні задач; розуміти результати їх рішення.

Видання призначене здобувачам першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

УДК 533(072)

Відповідальний за випуск: В.О. Потапов, д-р техн. наук
Д. В. Білий, асистент

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

Методичні вказівки і контрольні завдання призначені для проведення практичних занять з курсу «Гідрогазодинаміка».

Практичні заняття є важливою ланкою в підготовці студентів до самостійної Інженерної діяльності. Для того, щоб практичні заняття досягли мети, студенти повинні завчасно і систематично готуватися до занять; проявляти самостійність при рішенні задач; розуміти результати їх рішення.

При підготовці до практичних занять кожен студент повинен вивчити теоретичний матеріал за вказаною темою. При цьому необхідно не тільки усвідомити і зрозуміти матеріал, але й самостійно довести всі положення теорії. Крім того, потрібно виділити прикладні питання теорії, які можуть бути потрібні при рішенні задач. Самостійні доведення і висновки є гарним тренуванням і першим кроком до самостійного рішення задач.

Важливо також провести порівняльний аналіз різних методик рішення або різних формул, що використовуються для визначення деяких величин, і чітко з'ясувати області їх застосування.

При вивченні нового матеріалу доцільно записувати всі питання, які залишаються незрозумілими. Постановлення і запис питань сприяє розвитку мислення і формування навичок грамотного викладення своїх думок.

При розв'язанні будь-якої задачі з гідрогазодинаміки можна виділити наступні основні етапи:

- розуміння задачі; - розв'язання задачі в загальному вигляді;
- одержання числового результату;
- аналіз рішення.

Прочитавши задачу, необхідно її зрозуміти, тобто проаналізувати. Для цього потрібно:

- зобразити гідравлічну схему або пристрій, який потрібно обчислити. Якщо схема задана, то її потрібно накреслити, позначивши усі параметри, які входять в умову задачі;
- розібратися у призначенні і взаємодії усіх елементів накресленої схеми;
- дати визначення усіх величин, що входять в умови задачі і в першу чергу тієї величини, котру потрібно знайти;
- якщо у вказані визначення входять нові величини, котрі не задані в умові задачі, їх потрібно позначити на схемі. Кожній новій величині дати визначення;
- для цього потрібно установити, яким теоретичним законам або правилам підкорюються величини, які розглянути в аналізі задачі. При цьому велику допомогу може надати перелік формул, котрі були записані в зошит при самостійному опануванні теоретичного матеріалу;
- використовуючи вказані визначення і закони, корисно записати рід величин, починаючи з невідомої і закінчуючи заданими. Між ними повинні бути в логічній послідовності розташовані усі величини, котрі забезпечують логічний перехід від невідомих к заданим величинам;
- закінчуючи аналіз задачі, необхідно виявити в ній ті чи інші обмеження, котрі пред'являються як до величин, що задані в тексті, так до нових величин, що одержані при попередньому аналізі задачі. Кожні обмеження потрібно записати у вигляді відповідного математичного співвідношення;

- закінчивши аналіз задачі, переходять до пошуку алгоритму розв'язання задачі. Цей пошук зводиться до складання ланцюга розрахункових співвідношень, який дозволить визначити невідомі величини через послідовний ряд заданих і додаткових величин, або до складання системи рівнянь, в яку входять вказані величини.

На рис 1. показана структура процесу розв'язання задач

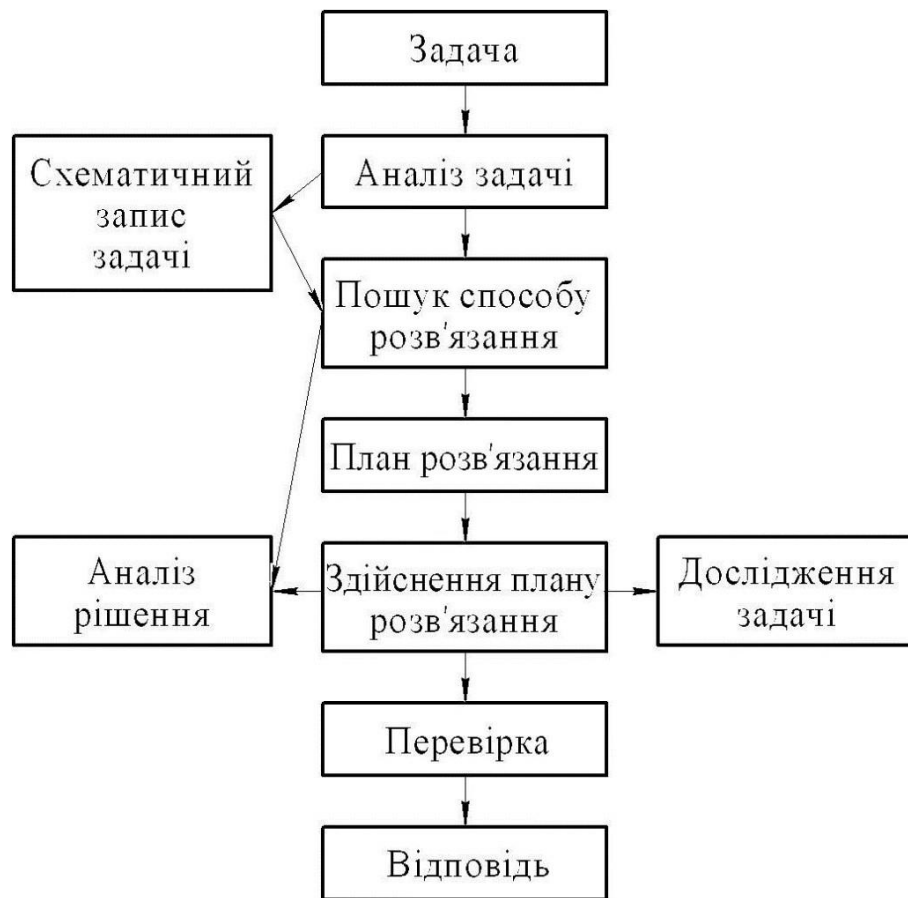


Рисунок 1. Схема структури процесу розв'язання задачі

В обох випадках потрібно оцінити раціональність рішення в загальному у вигляді шляхом знаходження невідомих величин у вигляді розрахункових формул. Іноді вигідніше без виводу розрахункових формул одразу перейти к чисельному розв'язанню одержаної системи рівнянь або к поетапному чисельному визначенню усіх величин, котрі входять в послідовний ряд розрахункових співвідношень.

При розв'язанні задачі в загальному вигляді можна здійснити частинну перевірку правильності рішення. Рішення неправильне, якщо не співпадають розмірності окремих складових. При одержанні чисельної відповіді потрібно звернути увагу на вибір одиниць вимірювання і потрібну точність розрахунку тієї чи іншої величини. Не має сенсу, наприклад, обчислювати опір трубопроводу з вісьма значущими цифрами, якщо розміри самої труби визначені з точністю $\pm 0,5\%$, коефіцієнт гідравлічного тертя – з точністю 3...5%, прискорення вільного падіння – з точністю 0,5%.

Розв'язання задачі потрібно закінчити аналізом одержаного рішення. Такий аналіз включає в себе перевірку правильності рішення, відповідність одержаного рішення теоретичним положенням. Корисно встановити - чи є інший, більш раціональний спосіб розв'язання і т. і.

Необхідно звернути увагу на порядок одержаних величин, оцінити точність рішення.

Тема 8. Розрахунок коротких трубопроводів.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Поняття про короткі трубопроводи.
2. Основні розрахункові залежності коротких трубопроводів.
3. Типи задач при розрахунках коротких трубопроводів.

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

8. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОРОТКИХ ТРУБОПРОВОДІВ

З гідравлічної точки зору всі трубопроводи прийнято ділити на короткі та довгі, прості та складні. До коротких відносять трубопроводи, для яких втрати за довжиною на тертя одного порядку із втратами на місцеві опори, тобто $h_{mp} \approx h_m$. З іншого боку, довгими називають трубопроводи, для яких $h_{mp} \gg h_m$. Простими є трубопроводи без будь-яких відгалужених, складені з послідовно з'єднаних труб.

Розглянемо рух рідини, що встановився, в напірних трубопроводах при постійному натиску.

Під час руху реальних рідин у трубопроводах відбуваються втрати напору (питомої енергії), які відповідно до закону накладення опорів визначаються між двома розрахунковими перерізами 1-1 та 2-2 як сума:

$$\sum h_m = \sum h_m + \sum h_{mp},$$

де $\sum h_m$ – сума втрат напору на подолання місцевих опорів;

h_{mp} - сума втрат напору за довжиною (на тертя).

При розрахунку будь-яких трубопроводів використовуються такі рівняння:

- Рівняння Бернуллі;
- Рівняння постійної витрати (рівняння нерозривності).

Короткі трубопроводи - трубопроводи, в яких місцеві втрати напору та втрати за довжиною можна порівняти за значенням, тому при гідравлічному розрахунку коротких трубопроводів враховуються всі втрати напору як місцеві, так і за довжиною.

Розрахунок короткого трубопроводу з послідовним з'єднанням труб розглянемо з наступного прикладу. Відбувається перетікання води з одного бака до іншого.

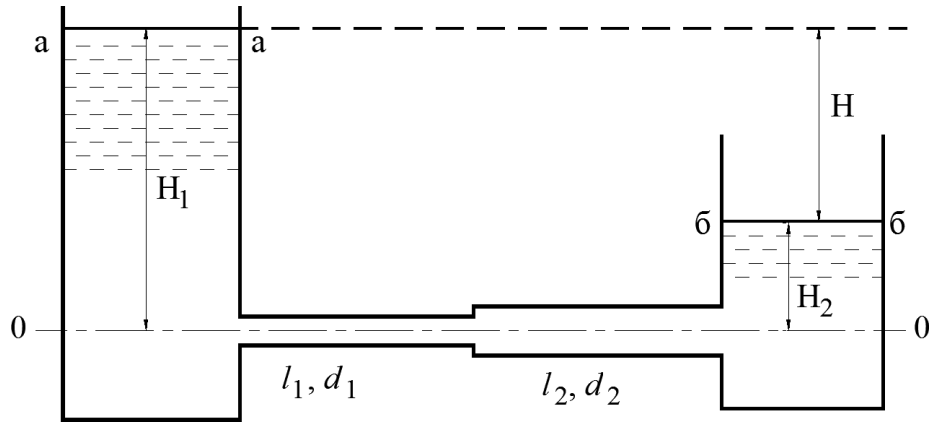


Рисунок 8.1. Схема короткого трубопроводу

У цьому випадку ставляться, як правило, такі завдання:

- визначити напір H , якщо відома витрата Q ;
- визначити витрату Q_x при відомому натиску, при цьому повинні бути відомі розміри трубопроводу та коефіцієнти опору.

У нашому випадку це: $\delta_{вх}$, $\delta 1$, $\delta_{зад}$, $\delta_{вр}$, $\delta 2$, $\delta_{вих}$.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів а-а б-б щодо площини порівняння, проведеної по осі труби.

$$z_a + \frac{a}{\rho g} + \frac{a}{2g} = z_b + \frac{b}{\rho g} + \frac{b}{2g} + h_{w_{a-b}}$$

Визначимо значення доданків рівняння з умов задачі.

$$Z_a = H_1, Z_b = H_2, P_a = P_b = P_{атм}, V_1 = V_2 = 0.$$

Звідси рівняння Бернуллі набуде вигляду:

$$\begin{aligned} H_1 &= H_{w_{a-b}} + h_{w_{a-b}} \text{ або } H = h_{w_{a-b}} \\ h_{w_{a-b}} &= h_{вх} + h_{мп1} + h_{зад} + h_{вр} + h_{мп2} + h_{вих} = \\ &= \delta_{вх} \frac{V^2}{2g} + \lambda_1 \frac{l}{d_1} \frac{V^2}{2g} + \delta_{зад} \frac{V^2}{2g} + \delta_{вр} \frac{V^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l}{d_2} \frac{V^2}{2g} + \delta_{вих} \frac{V^2}{2g} \end{aligned}$$

Далі розрахунок опорів зводимо до однієї швидкості. Для цього з рівняння витрати виражаємо

$$V_1 F_1 = V_2 F_2 \quad V_1 = V_2 \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

Підставивши в попередню рівність замість V_1 значення швидкості V_2 отримаємо

$$H = \delta_{сум} \frac{V_2^2}{2g},$$

$$\text{де } \delta_{\text{сум}} = \left(\begin{array}{cccc} \delta_{\text{вх}} \frac{d^2}{d_1^4} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \delta_{\text{вх}} \frac{d^2}{d_1^4} + \delta_{\text{вп}} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \delta_{\text{вих}} & & & \\ & d_1^4 & d_1^4 & d_2^4 \end{array} \right)$$

Останній вид рівняння Бернуллі і є розрахунковою залежністю визначення невідомих у наведених завданнях.

Приклад розв'язування завдання.

Приклад 8.1. Визначити висоту розміщення осі пожежного насоса над рівнем води в річці, якщо подача насоса $Q = 20$ л/с, довжина всмоктувальної лінії $l = 12$ м, діаметр $d = 200$ мм і допустима вакуумметрична висота всмоктування $h_{\text{вак}} = 6,5_{\text{м.вод.ст.}}$. Побудувати п'єзометричну і напірну лінії. Труби ненові сталеві.

Розв'язання

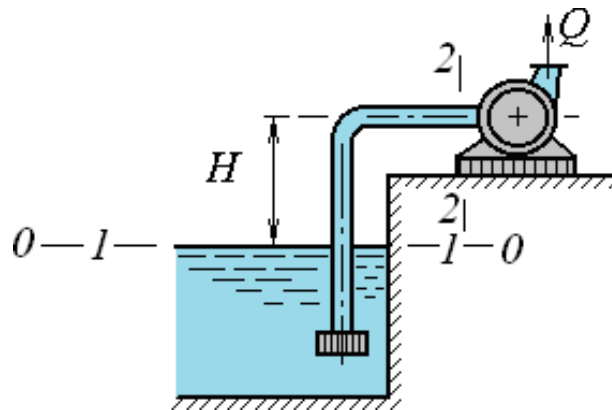


Рисунок 8.2. До прикладу 8

Дана система з коротким трубопроводом. Запишемо рівняння Д. Бернуллі для потоку реальної рідини для перерізів 1-1 і 2-2 відносно площини порівняння 0-0.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

де: $z_1 = 0$; $p_1 = p_{\text{атм}}$; $V_1 = 0$; $z_2 = 0$; $p_2 = p_{\text{абс}}$; $V_2 = V$.

$$0 + \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} + 0 = H + \frac{p_{\text{абс}}}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + h_w$$

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = H + \frac{p_{\text{абс}}}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + h_w$$

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{абс}}}{\rho g} = H + \frac{\alpha v^2}{2g} + h_w$$

Так, як $p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} - (p_{\text{атм}} + p_{\text{м}}) = p_{\text{атм}} - p_{\text{атм}} - p_{\text{м}} = -p_{\text{м}} = p_{\text{вак}}$, то $\frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} = h_{\text{вак}}$

$$h_{\text{BAK}} = H + \frac{\alpha v^2}{2g} + h_w, \text{ звідки } H = h_{\text{BAK}} - \frac{\alpha v^2}{2g} - h_w$$

де, h_w – втрати напору при русі води від перерізу 1-1 до перерізу 2-2

$$h_w = \zeta_{\text{з.к.}} \cdot \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \zeta_{90^\circ} \frac{v^2}{2g}$$

$$h_w = \left(\zeta_{\text{з.к.}} + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v^2}{2g}$$

$$H = h_{\text{BAK}} - \frac{v^2}{2g} \left(\alpha + \zeta_{\text{з.к.}} + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{90^\circ} \right)$$

Визначимо середню швидкість

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4,20 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,2^2} = 0,64 \text{ м/с}$$

Місцеві коефіцієнти опорів становлять:

$$\zeta_{\text{з.к.}} = 5,2 \quad ; \quad \zeta_{90^\circ} = 1,19, \quad \text{з табл. 4.16;}$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя визначимо за залежність А.Д. Альтшуля

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

$\Delta_e = 0,1$ мм – еквівалентна шорсткість згідно табл. даним;

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad \text{– число Рейнольдса,}$$

де, $\nu = 115 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості, згідно табл. даним, тоді

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{vd} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,1}{200} + \frac{68 \cdot 115 \cdot 10^{-8}}{0,64 \cdot 0,2} \right)^{0,25} = 0,0201$$

Отже напір, який повинен створити відцентрований насос над рівнем води в річці становить

$$H = 6,5 - \frac{0,64^2}{2 \cdot 9,81} \left(1 + 5,2 + 0,0201 \frac{12}{0,2} + 1,19 \right) = 6,32 \text{ м}$$

Для побудови п'єзометричної і напірної лінії необхідно розраховувати швидкісний напір та втрати напору:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{0,64^2}{2 \cdot 9,81} = 0,021 \text{ м}$$

$$h_{з.к.} = \zeta_{з.к.} \frac{v^2}{2g} = 5,2 \frac{0,64^2}{2 \cdot 9,81} = 0,108 \text{ м}$$

$$h_{90^\circ} = \zeta_{90^\circ} \frac{v^2}{2g} = 1,19 \frac{0,64^2}{2 \cdot 9,81} = 0,025 \text{ м}$$

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,0201 \frac{12}{0,2} \frac{0,64^2}{2 \cdot 9,81} = 0,025 \text{ м}$$

$$H = h_{\text{ВАК}} - \frac{v^2}{2g} \left(\alpha + \zeta_{з.к.} + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{90^\circ} \right)$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 8

Таблиця 8

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. №1,12	Вар. №2,7	Вар. №3,8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
Подача насоса Q , л/с	15	17	19	21	22	16
Довжина всмоктувальної лінії l , м	8	15	10	9	13	11
Діаметр всмоктувальної лінії d , мм	190	160	220	210	170	180
Допустима вакуумметрична висота всмоктування $h_{\text{вак}}$, м. вод. ст.	5,8	7,2	6,1	6,9	6,3	6,7

Практичні завдання

8.1. Визначити напір, який повинен розвивати насос, щоб забезпечити подачу води в заводські цехи, розташовані на горизонтальній площадці. Величини витрат, довжини і діаметри ділянок відповідно рівні:

$$Q_a = 10 \text{ л/сек}, l_1 = 350 \text{ м}, d_1 = 100 \text{ мм};$$

$$Q_b = 5 \text{ л/сек}, l_2 = 450 \text{ м}, d_2 = 150 \text{ мм};$$

$$Q_B = 10 \text{ л/сек}, l_3 = 600 \text{ м}, d_3 = 200 \text{ мм};$$

Абсолютну шорсткість стінок труб на всіх ділянках прийняти рівною 0,5 мм.

8.2. З резервуара 1 по трубі діаметром $d = 200$ мм, довжиною 180 м, що має чотири паливних повороту і один вентиль, вода перетікає в резервуар 2. Визначити витрату води при різниці рівнів в резервуарах 3,8 м, абсолютної шорсткості стінок труб 0,5 мм. При розрахунку прийняти: коефіцієнт гідравлічного тертя $\lambda = 0,03$, коефіцієнти місцевих опорів: входу в трубопровід 0,8, вентиля 10, повороту 0,3, виходу під рівень 1.

8.3. Визначити втрати тиску на ділянці повітропровід довжиною $l = 10$ м, діаметром $d = 320$ мм, якщо сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma \zeta = 5$, а витрата повітря $Q = 1450$ м³/год.

8.4. Побудувати характеристику повітропровіда якщо з розрахунку відомо, що $\Delta p_{\omega} = 500$ Па при $Q = 20000$ м³/ч.

Питання для контролю знань

1. Які задачі розв'язуються при гідравлічному розрахунку трубопроводів, і за якими загальними залежностями це виконується?
2. Що таке гідравлічно короткі трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?
3. На подолання яких втрат витрачається енергія під час руху рідини трубопроводом?
4. У яку форму переходить механічна енергія потоку, що витрачається під час руху?
5. Що таке середня швидкість потоку?
6. Як впливає шорсткість на втрати енергії?
7. Як визначається коефіцієнт тертя та коефіцієнт місцевого опору?

Тема 9. Гідравлічні розрахунки довгих трубопроводів.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Поняття про довгі трубопроводи.
2. Втрати напору в довгих трубопроводах.
3. Характеристика послідовного і паралельного з'єднання довгих трубопроводів. Розрахунок довгих трубопроводів при рівномірній роздачі води вздовж шляху.

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

9. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДОВГИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Методика розрахунку довгих трубопроводів нічим не відрізняється від методики розрахунку коротких трубопроводів за винятком того, що втратами на місцевий опір можна знехтувати, а втрати на тертя визначаються за видозміненою формулою Дарсі, яка називається водопровідною:

$$h_{mp} = \ell \frac{Q^2}{K^2}.$$

З рівняння Бернуллі, записаного для перерізів 1-1 та 2-2 випливає:

$$H = \sum_{mp} \text{ або}$$

$$H = \ell_1 \frac{Q^2}{K_1^2} + \ell_2 \frac{Q^2}{K_2^2} + \ell_3 \frac{Q^2}{K_3^2}$$

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3.$$

Параметр K у водопровідній формулі називається модуль витрати, який визначає пропускну здатність трубопроводу і визначається за довідниками залежно від діаметра труб.

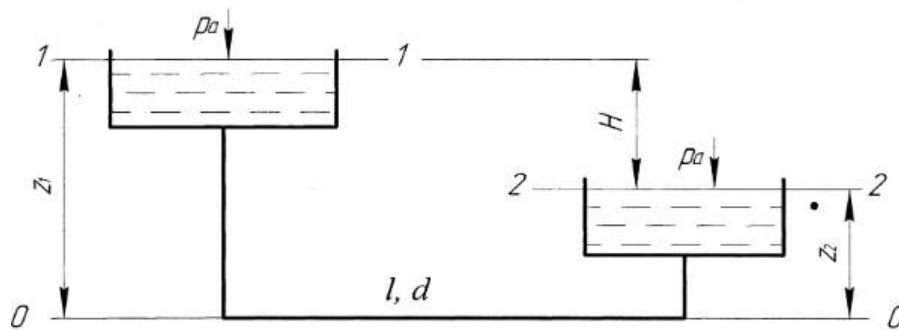


Рисунок 9.1. Схема розрахунку довгого трубопроводу

Приклад розв'язування завдання.

Приклад 9.1. Для послідовного сполучення трубопроводів визначити діаметри труб, необхідні напори у вузлах A ; B , які забезпечать подачу води $Q_B = 35$ л/с; $Q_{ш} = 15$ л/с; $Q_C = 20$ л/с; за умови, що у вузлі буде напір $H_C = 15$ м. Довжини ділянок $l_{AB} = 280$ м; $l_{BC} = 250$ м та відмітки у вузлах $\downarrow A = 88$ м; $\downarrow B = 87$ м; $\downarrow C = 85$ м. Труби сталеві ненові. Побудувати п'єзометричну лінію.

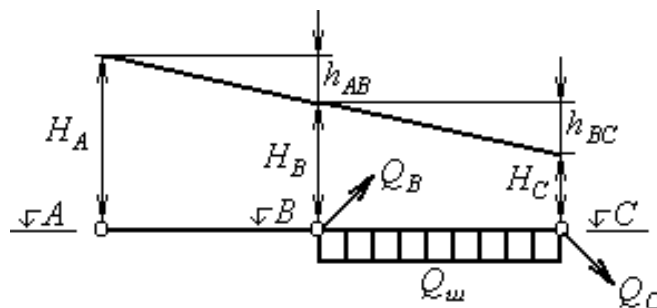


Рисунок 9.2. До прикладу 9

Розв'язання

Визначаємо розрахункову витрату на ділянках трубопроводу за формулою

$$Q_p = Q_m + 0,55Q_{ш}$$

$$Q_{AB} = Q_C + 0,55Q_{ш} = 20 + 0,55 \cdot 15 = 28,25 \text{ л/с}$$

$$Q_{AB} = Q_C + Q_{ш} + Q_B = 20 + 15 + 35 = 70,0 \text{ л/с}$$

$$d_{BC} = 175 \text{ мм}; \quad d_{AB} = 300 \text{ мм}$$

Визначимо середню швидкість потоку на ділянках

$$V = \frac{Q_p}{\omega} = \frac{4Q_p}{\pi d^2}$$

$$V_{AB} = \frac{4 \cdot 28,25 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,175^2} = 1,18 \text{ м/с}$$

$$V_{AB} = \frac{4 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,3^2} = 0,99 \text{ м/с}$$

За табл. даними, визначаємо величини питомих опорів ділянок трубопроводу $ABC = 20,8 \text{ с}^2/\text{м}^6$;

$$ABC = 0,87^2 / \text{м}^6$$

Витрати напору на ділянках визначаємо за залежністю $H = A \cdot l \cdot Q^2$

$$h_{BC} = 20,8 \cdot 250 \cdot (28,25 \cdot 10^{-3})^2 = 4,14 \text{ м};$$

$$h_{AB} = 0,87 \cdot 280 \cdot (70 \cdot 10^{-3})^2 = 1,19 \text{ м}.$$

Для побудови п'єзометричної лінії визначимо величини напорів у відповідних вузлах

$$H_C = 15 \text{ м}$$

$$H_B = H_C + h_{BC} = 15,0 + 4,14 = 19,14 \text{ м}$$

$$H_A = H_B + h_{AB} = 19,14 + 1,19 = 20,33 \text{ м}$$

Визначимо п'єзометричні відмітки у вузлах

$$\downarrow C' = \downarrow C + H_C = 85 + 15 = 100,0 \text{ м};$$

$$\downarrow B' = \downarrow B + H_B = 100 + 19,14 = 119,14 \text{ м};$$

$$\downarrow A' = \downarrow A + H_A = 119,14 + 20,33 = 139,47 \text{ м}$$

Практичні завдання

9.1. Вода подається напором по трубі квадратного перерізу розмірами $a \times a$ ($a = 20$ см) витратою $Q = 0,3$ л/с при температурі $t = 20$ °С ($\nu = 0,0101$ см²/с).

9.2. Для пропуску через трубопровід витрати $Q = 50$ л/с повинен бути забезпечений напір H .

9.3. Якщо на поверхні води у резервуарі буде манометричний тиск $p_0 = 4,905$ кПа, то для пропуску витрати $Q = 50$ л/с достатньо такого напору H .

Питання для контролю знань

1. Що таке гідравлічно довгі трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?
2. Що таке трубопроводи зі шляховою витратою рідин, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?
3. Що таке послідовно з'єднані трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?
4. Що таке паралельно з'єднані трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?
5. Що таке розгалужені (тупикові) трубопроводи? Опишіть порядок їхнього гідравлічного розрахунку.
6. Що таке кільцеві трубопроводи, і в чому полягає сутність їхнього гідравлічного розрахунку.
7. Як визначається п'єзометрична лінія трубопроводу?

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2. В'ЯЗКА РІДИНА. ПРИКОРДОННИЙ ШАР

Тема 10. Розрахунок витікання рідин та газів із отворів і сопел

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Поняття про отвори і насадки.
2. Пропускна здатність отворів.
3. Повне і неповне, досконале і недосконале стиснення струмини.
4. Пропускна здатність насадки.

2. Опитування.

3. Практичні завдання

10. ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ І НАСАДКИ

Витік рідин через отвір.

Рідина в сосуді представляє трубу потоку ідеальної рідини з вихідним отвором (рис. 6).

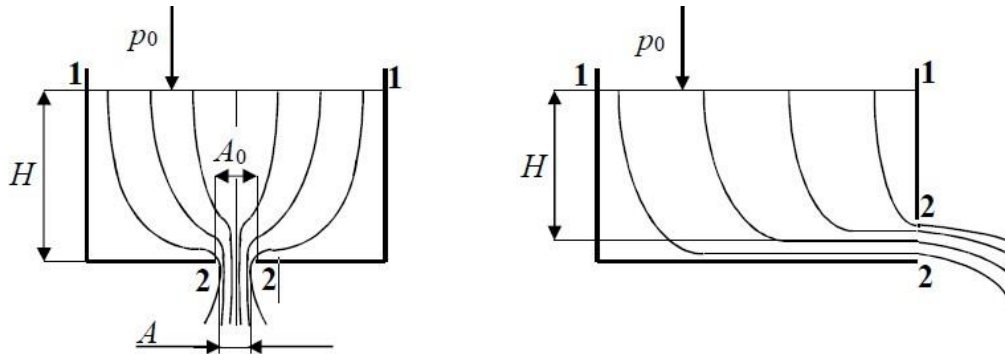


Рисунок 10.1. Витік рідин через отвір

A_0 – площа вихідного отвору 2-2;

p_0 – атмосферний тиск;

$H = z$ – геометричний напір рідини в центрі отвору;

v_0 – швидкість потоку рідини у вихідному отвору.

Рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 та 2-2:

$$H + \frac{0}{\rho g} = \frac{0}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$$

Швидкість потоку рідини у вихідному отвору:

$$v_0 = \sqrt{2gH}$$

Витрата витіку рідини через отвір

$$V_0 = v_0 A_0 = A_0 \sqrt{2gH}$$

Для розрахунку реальної рідини враховують два фактори:

1) вихідний отвір створює місцевий опір витіку, що враховують коефіцієнтом швидкості ψ (для води $\psi = 0,97$) $v = \psi \sqrt{2gH} = \psi v_0$;

2) площа A живого отвору менша за A_0 , що враховують коефіцієнтом стиску струменю α (для води $\alpha = 0,67$) $A = \alpha A_0$

$$V = \alpha \psi A_0 \sqrt{2gH} = \alpha \psi V_0 = \mu V_0$$

де $\mu = \alpha \psi$ – коефіцієнт розходу.

Витік через насадки та дроселювання рідин і газів.

В практиці буває необхідність збільшення коефіцієнту витрати рідини, досягти збереження форми струменю (брандспойт) і т.д. З цією метою в техніці використовують насадки.

Кінетична енергія потоку пропорційна квадрату швидкості течії, тому працездатність потоку тим більша, чим більша швидкість.

Великі швидкості потоку рідини або струменю газу одержують при витоку по каналу змінного перерізу, використовуючи спеціальні насадки – сопла. Насадки, що створюють підвищення тиску за рахунок зниження швидкості, називаються дифузорами.

$$v_2^2 - v_1^2 = 2g\Delta h$$

$$V = \mu A_1 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{D^2}{d^2}\right)^2 - 1}}$$

При русі газу по соплу тиск падає, а швидкість зростає.

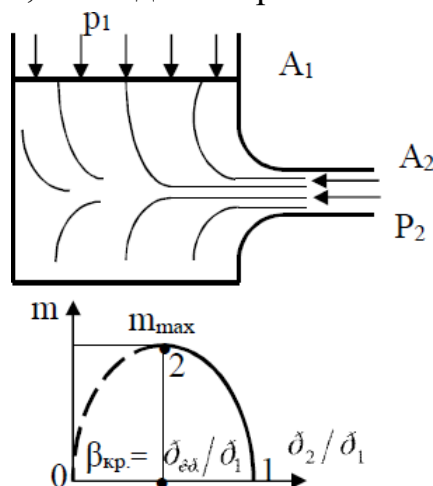


Рисунок 10.2. Витік рідин через отвір

Масова витрата газу

$$m = A \frac{c_2}{\sqrt{v_2}},$$

де c_2 – швидкість витоку газу з сопла; v_2 – питомий об'єм газу у соплі,

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/k}$$

k – коефіцієнт адіабати.

Розхід газу залежить від p_2/p_1 . При $p_2/p_1=1$, $p_2 = p_1$, $m = 0$ – відсутній перепад тиску. Підставляючи значення p_2/p_1 від 1 до 0, розхід газу відтвориться кривою. З пониженням тиску p_2 витрата газу зростає до m_{max} при $p_2/p_1 = 0,5$.

При подальшому пониженні p_2 розхід газу залишається сталим незалежно від тиску середі, куди йде виток газу.

Тиск, що відповідає m_{max} розходу газу називають критичним $p_2 = p_{кр.} = 0,5p_1$, тобто $p_2/p_1 = p_{кр.}/p_1 = \beta_{кр.}$ – критичне відношення.

Тому тиск $p_2 = p_{кр.}$ не може використовуватися для збільшення кінетичної енергії газу, що не приводить до збільшення швидкості.

Приклад розв'язування завдання.

Приклад 10.1. Вода через зовнішній циліндричний насадок діаметром $d = 50$ м зливається з цистерни діаметром $D = 3,0$ м при напорі $H = 2,0$ л. Визначити час через який цистерна буде повністю спорожнена.

Розв'язання

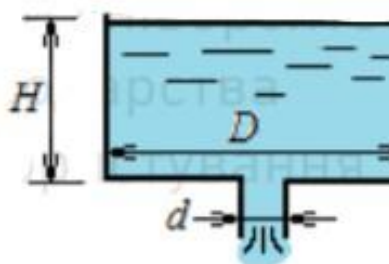


Рисунок 10.1. До прикладу 10

Час через який цистерна повністю спорожниться визначимо за залежністю

$$t = \frac{2W}{Q} = \frac{2W}{\mu \omega \sqrt{2gH}}$$

де $W = \omega H = \frac{\pi D^2}{4} H$ – об'єм цистерни;

$\mu = 0,82$ – коефіцієнт витрати зовнішнього циліндричного насадка,

$\omega = \frac{\pi d^2}{4}$ – площа живого перерізу насадка.

Отже
$$t = \frac{8\pi D^2 H}{4\mu \pi d^2 \cdot \sqrt{2gH}} = \frac{2D^2 H}{\mu d^2 \sqrt{2gH}}$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,0^2 \cdot 2,0}{0,82 \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2,0}} = 2803 \text{ с} = 47 \text{ хв}$$

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. №1,12	Вар. №2,7	Вар. №3,8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
------------------------------------	------------	-----------	-----------	------------	-------------	-------------

Діаметр циліндричних насадок d , м	40	43	46	58	52	55
Діаметр цистерни D , м	2,5	3,2	2,7	3,3	2,6	3,1
Напор H , л	1,5	1,7	2,5	2,4	1,9	2,3

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 10

Таблиця 10

Практичні завдання

10.1. Визначити витрату і швидкість витікання води з круглого отвору діаметром 20 мм в боковій стінці резервуара великих розмірів, так, що рівень води в резервуарі можна вважати постійним і глибину H рівній 2 м. Температура води дорівнює 20 °С ($\nu=1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$)

10.2. Визначити витрату і швидкість витікання води з малого круглого отвору діаметром $d=0,03$ мм в боковій стінці резервуара великих розмірів. Напір над центром отвору $H=1$ м, температура води 20 °С.

10.3. Визначити витрату води Q , що проходить через водоспускову трубу в бетонній греблі (рис. 7.6), якщо натиск над центром труби $H=14$ м, діаметр труби $d=1,75$ м, довжина її $l=10$ м.

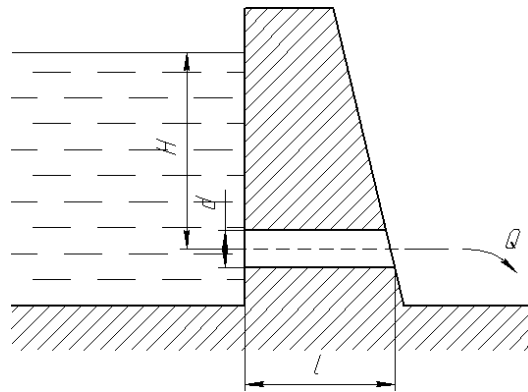


Рисунок 10.2. До завдання 3

10.4. Геометричний напір над центром прямокутного отвору, висотою a та шириною b , дорівнює $H=100$ см. При яких параметрах отвору a та b отвір вважатиметься гідравлічно малим?

Питання для контролю знань

1. Що таке гідравлічні отвори й насадки, як вони класифікуються?
2. Поясніть явище витікання рідини в атмосферу через малий отвір у тонкій стінці при постійному напорі.
3. Поясніть явище витікання рідини під рівень.
4. Поясніть явище витікання рідини через малий отвір у товстій стінці при постійному напорі.
5. Поясніть явище витікання рідини через насадки при постійному напорі. Зробіть їхню класифікацію.
6. Поясніть явище витікання при змінному напорі (спорожнення резервуарів).
7. Поясніть явище вирівнювання рівнів у двох суміжних резервуарах.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Ударна хвиля
2. Відбита хвиля
3. Формули Мішо та Жуковського.

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

11. ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР В ТРУБОПРОВОДАХ

Гідравлічний удар може мати місце тільки в напірних трубопроводах і є прикладом несталого руху рідини в них.

Гідравлічний удар – це різке збільшення або зменшення тиску в напірних трубопроводах внаслідок різкого перекриття або відкриття їх, що викликає різке збільшення або зменшення швидкості руху рідини в трубопроводі.

Явище гідравлічного удару для трубопроводів негативне, оскільки значне підвищення тиску може викликати розрив трубопроводу.

Вперше це явище було досліджене російським ученим М. Є. Жуковським, і результати досліджень були опубліковані в 1898 р.

При гідравлічному ударі збільшення тиску, викликане ним, $-\Delta p$ – підсумовується з тиском у трубопроводі до гідравлічного удару p_0 , і загальний тиск p буде дорівнювати

$$p = p_0 + \Delta p.$$

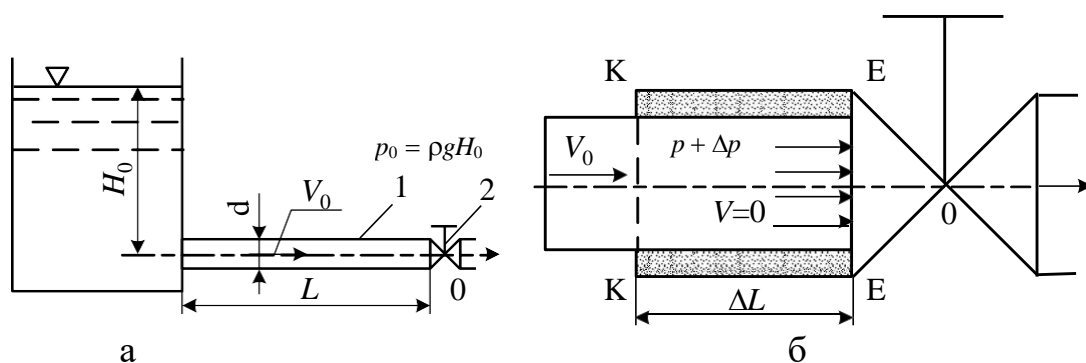


Рисунок 11.1. Схеми до визначення тиску при гідравлічному ударі: 1 – трубопровід; 2 – засувка

Розглянемо явище гідравлічного удару при миттєвому закритті засувки 2, розташованої в кінці горизонтального трубопроводу 1 (рис. 7).

За нескінченно малий проміжок часу після закриття засувки відсік ЕЕКК довжиною ΔL , який примикає до засувки, зупиниться (рис. 7, б). Рідина в трубопроводі продовжує рухатись зі швидкістю V_0 , внаслідок чого тиск у відсіку збільшиться на

величину Δp , яку можна визначити за допомогою теореми про зміну кількості руху, застосувавши її до маси рідини, що зупинилася.

Кількість руху в об'ємі відсіку ЕЕКК до закриття засувки:

$$KP = \rho \omega \Delta L V_0,$$

де ω – площа перерізу труби; V_0 – швидкість руху рідини до закриття засувки.

Після закриття засувки рідина зупиниться, швидкість і кількість руху зменшаться до нуля, тобто зміна кількості руху буде дорівнювати самій кількості руху, яка мала місце до закриття засувки. Зміна кількості руху буде дорівнювати імпульсу сили:

$$IC = (p_0 + \Delta p) \omega \Delta t - p_0 \omega \Delta t = \Delta p \omega \Delta t$$

Прирівняємо кількість руху й імпульс сили:

$$\rho \omega \Delta L V_0 = \Delta p \omega \Delta t$$

Позначимо $c = \Delta L / \Delta t$, отримаємо формулу підвищення тиску при гідравлічному ударі:

$$\Delta p = \rho V_0 c,$$

де c – швидкість розповсюдження ударної хвилі.

Протягом наступного нескінченно малого проміжку часу зупиниться наступний, ближчий до першого, відсік рідини, і підвищення тиску, яке почалося біля засувки, розповсюдиться по трубопроводу проти течії у вигляді хвилі підвищення тиску. Після збігу часу L/c зупиниться останній відсік рідини в трубопроводі. Вся рідина буде стиснена, але цей стан нестійкий, оскільки рівень її в резервуарі не змінюється.

Приріст тиску Δp погаситься, і спад тиску почне розповсюджуватися зі швидкістю c у вигляді хвилі зниження тиску. Через час $t_\phi = 2L/c$ у трубопроводі відновиться початковий тиск. Час t_ϕ називається **часом фази**, тобто це час проходження ударної хвилі до резервуара й назад. Таким чином, у момент часу тиск біля засувки знизиться на величину $\Delta p = \rho V_0 c$, тобто на таку, на яку він підвищувався. Зниження тиску буде розповсюджуватися у тому ж порядку, що і його підвищення, і в момент $t = 3L/c$ воно досягне резервуара. Відбившись від нього, хвиля тиску через $t = 4L/c$ повернеться до засувки, і рідина в трубопроводі прийме початковий стан.

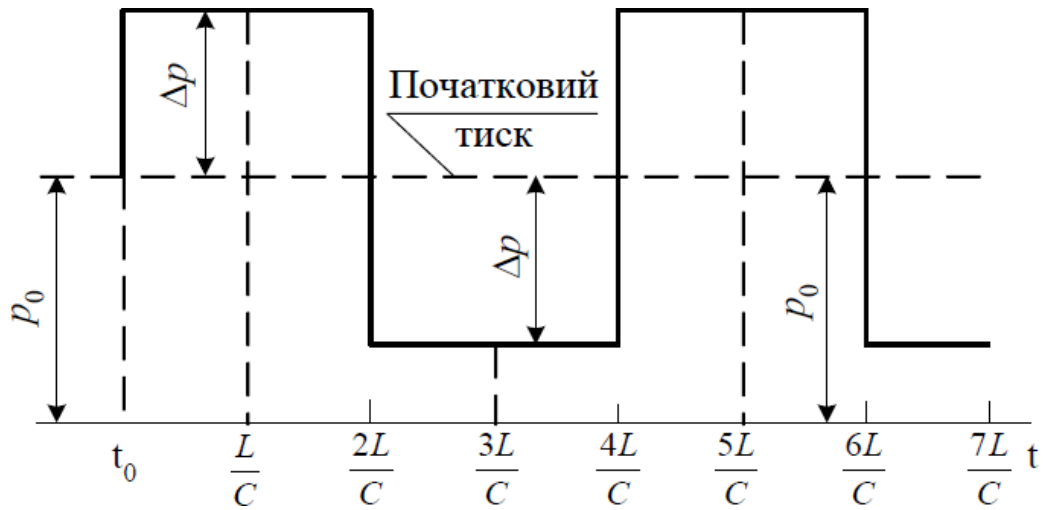


Рисунок 11.2. Діаграма зміни тиску в трубопроводі при гідравлічному ударі

Проілюструємо зміну тиску в точці O діаграмою (рис. 8).

Діаграма (рис 8) складається з відрізків, паралельних осі часу t , які знаходяться від неї поперемінно то на відстані $p_0 + \Delta p$, то $p - \Delta p$ почергово через проміжок часу $t_\phi = 2L/c$.

Швидкість розповсюдження ударної хвилі c в пружному круглому трубопроводі визначається за формулою

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d E_p}{\delta E_{тр}}}},$$

де d – діаметр трубопроводу; δ – товщина стінки трубопроводу; E_p – модуль об'ємної пружності рідини; $E_{тр}$ – модуль об'ємної пружності трубопроводу (матеріалу).

У табл. 1.10 наводиться відношення $E_p/E_{тр}$ для води і для деяких матеріалів труб.

Таблиця 3 - Відношення $E_p/E_{тр}$

Матеріал труб	$E_p/E_{тр}$	Матеріал труб	$E_p/E_{тр}$
Сталь	0,01	Азбестоцемент	0,11
Чавун	0,02	Вінілопласт	0,68...0,73
Залізобетон	0,065...0,09	Поліетилен	1,0...1,45
Бетон	0,1	Гума	120...350

Швидкість розповсюдження ударної хвилі води в металевих трубах складає близько 1000 м/с, а підвищення тиску (при швидкості $V \approx 1,0$ м/с) Δp

$= 10^6 \text{ Па} = 1 \text{ МПа}$.

У залежності від співвідношення часу закриття засувки T_3 і фази гідравлічного удару t_ϕ розрізняють прямий і непрямий гідравлічний удар.

Гідравлічний удар називається **прямим**, якщо $T_3 < t_\phi$, підвищення тиску Δp при цьому визначається за формулою (33).

При $T_3 > t_\phi$ гідравлічний удар називається **непрямим**, і підвищення тиску визначається залежністю

$$\Delta p = 2\rho LV_0 / T_3. \quad (35)$$

Оскільки явище гідравлічного удару негативне, то для недопущення його застосовуються різні заходи і пристрої.

Основним з них там, де це можливо, є недопущення прямого гідравлічного удару, тобто забезпечення повільного перекриття трубопроводів, що й робиться, наприклад, у побутових водорозбірних кранах. Тоді раптове підвищення тиску Δp визначається за залежністю (35), згідно з якою воно менше, ніж при прямому ударі. У боротьбі з гідравлічним ударом застосовуються запобіжні клапани, водоповітряні резервуари та ін.

Приклад розв'язування завдання.

Приклад 11.1. У сталевому трубопроводі довжиною $l = 200$ м, діаметром $d = 0,2$ м і товщиною стінок $\delta = 5 \cdot 10^{-3}$ м витрата води $Q = 0,1$ м³/с. Розрахункова температура води 20°C. Визначити найменший час закривання засувки τ_{min} , щоб підвищення тиску в кінці трубопроводу, викликаний гідравлічним ударом, було не більше $\Delta p_{max} = 4 \cdot 10^5$ Па. Чому дорівнюватиме підвищення тиску в разі миттєвого закривання засувки в трубопроводі?

Розв'язання

Якщо $\tau > 2l/a$, збільшення тиску буде:

$$\Delta p = \frac{2\rho lu}{\tau}$$

З цієї формули визначаємо найменший час закривання засувки при заданому максимальному значенні підвищення тиску Δp_{max}

$$\tau_{XB} = \frac{2\rho lu}{\Delta p_{MAX}}$$

Швидкість руху води в трубопроводі до закривання засувки

$$u = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 0,2^2} = 3,18 \text{ м/с}$$

Підставляючи чисельні значення, отримаємо:

$$\tau_{XB} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 200 \cdot 3,18}{4 \cdot 10^5} = 3,18 \text{ с}$$

При миттєвому закритті засувки підвищення тиску визначаємо за формулою:

$$\Delta p = \rho a v.$$

Швидкість поширення ударної хвилі в трубопроводі знаходимо за формулою

$$\alpha = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{E d}{E_{TB} \delta}}}$$

Для води $E = 19,6 \cdot 10^8$ Па
для сталі $E_{TB} = 21,2 \cdot 10^{10}$ Па

$$\alpha = \frac{\sqrt{19,6 \cdot 10^8}}{998,2} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{19,6 \cdot 10^8 \cdot 0,2}{21,2 \cdot 10^{10} \cdot 5 \cdot 10^{-3}}}} = 1190 \text{ м/с}$$

Отже $\Delta p = 998,2 \cdot 3,18 \cdot 1190 = 38 \cdot 10^5$ Па = 3800 кПа, тобто, майже в 10 разів перевищує допустиму.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 10

Таблиця 10

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. №1,12	Вар. №2,7	Вар. №3,8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
Довжина сталевго трубопроводу l, м	80	220	210	195	190	215
Діаметр сталевго трубопроводу d, м	0,15	0,3	0,25	0,27	0,17	0,23
Витрата води Q, м ³ с.	0,12	0,15	0,17	0,11	0,13	0,18
Розрахункова температура води 20°C	18	25	19	23	21	24

Практичні завдання

1. Визначити ударне підвищення тиску в сталевій трубі діаметром $d=0,2$ м і товщиною стінок $\delta=5$ мм при миттєвому закритті крана, якщо витрата води $Q=60$ л/с, модулі пружності стінок труби $E=2 \cdot 10^{11}$ Па і води $E_0=2 \cdot 10^9$ Па

2. Визначити необхідний тиск на початку магістрального сталевго газопроводу діаметром $d=300$ мм для транспортування 20000 м³/ч газу з щільністю $\rho=1,3$ кг/м³. Довжина трубопроводу $L=2000$ м; $k_e=0,01$ см, а кінцевий тиск в магістралі $p_2=1,5 \cdot 10^5$ Па.

3. Якою буде величина підвищення тиску A_p біля засувки при прямому ударі і швидкості руху води у трубопроводі $v_0=1$ м/с

4. Який час є фазою гідравлічного удару у трубопроводі довжиною $l=1000$ м при швидкості розповсюдження ударної хвилі $c=1062$ м/с?

Питання для контролю знань

1. Що таке гідроудар в трубопроводах, і якими залежностями (формулами) описується це явище?
2. Опишіть зовнішні ознаки гідравлічного удару.
3. Які причини виникнення гідравлічного удару?
4. Які можливі наслідки гідравлічного удару?

5. Опишіть картину нестационарних гідродинамічних процесів під час перекриття клапана на трубопроводі, з'єднаному з великим резервуаром.
6. Від яких параметрів залежить швидкість поширення хвиль стиску при гідравлічному ударі?
7. Що означають терміни «пряма» хвиля та «зворотна» хвиля?

Тема 12. Розрахунок параметрів граничного шару

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Граничний шар і його утворення вздовж плоскої пластини.
2. Товщина ламінарного та турбулентного граничного шару.
3. Відрив граничного шару. Точка відриву.
4. Турбулентність і турбулентний граничний шар. Вільна турбулентність.

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

12. ГРАНИЧНИЙ ШАР ТЕЧІЇ

При русі в'язкої рідини вздовж твердої поверхні в безпосередній близькості від неї утворюється шар, в межах якого інтенсивність дії сил в'язкості велика і порівнянна з інтенсивністю дії сил інерції та гідродинамічного тиску. Вплив в'язкості призводить до того, що всередині шару, що розглядається, швидкість різко змінюється від нуля (умова «прилипання») до значення швидкості набігаючого на тіло незбуреного потоку. Ця область течії називається *граничним шаром*.

Введення поняття граничного шару дозволяє розділити весь потік на дві течії: прикордонний шар і зовнішній потік.

Кожну область можна розраховувати окремо. Однак розподіл потоку на дві області не означає, що вони є ізольованими та не пов'язаними один з одним. Кордон між ними може бути проведена лише умовно, при цьому в розрахунках її зазвичай призначають із умови, що швидкість на зовнішній межі граничного шару відрізняється від швидкості зовнішнього незбуреного потоку на задану малу величину (наприклад, на 1 або 0,5%).

Слід зазначити, що товщина граничного шару істотно залежить як від характеру перебігу потоку, що набігає, так і від форми обтіканого тіла.

Для обтікання напівнескінченної пластини при відносно малих числах Рейнольдса товщина прикордонного шару δ змінюється за довжиною пластини x відповідно до співвідношення

$$\delta = 5,2 \sqrt{\frac{\nu x}{u_\infty}}$$

де ν - коефіцієнт динамічної в'язкості; u_∞ - швидкість на зовнішньому кордоні граничного шару.

Граничний шар може бути як ламінарним, так і турбулентним. Перехід від одного режиму течії до іншого визначається розмірами тіла, інтенсивністю збільшення товщини шару, ступенем турбулентності потоку, що набігає і т. п.

Як зазначалося вище, опори при обтіканні твердого тіла (крім пластини, орієнтованої вздовж векторів швидкості потоку, що набігає) рідиною або газом

визначаються не стільки дотичними напругами, що виникають на твердій межі, скільки впливом утворюється за тілом області вихрової течії. Утворення цієї області пов'язане із явищем відриву граничного шару.

При обтіканні тіла з різким мінливим профілем поверхні відрив граничного шару є наслідком прояву інерції рідких частинок у межах граничного шару.

При обтіканні плавної криволінійної поверхні відрив граничного шару пов'язаний із характером зміни тиску поблизу твердої поверхні (рис. 12.1).

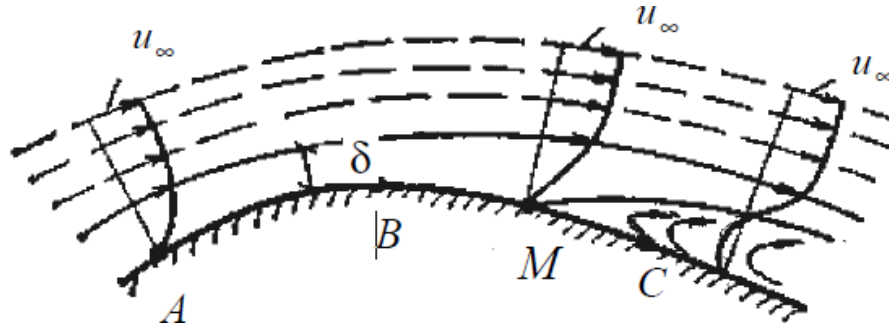


Рисунок 12.1. Відрив граничного шару на криволінійній поверхні

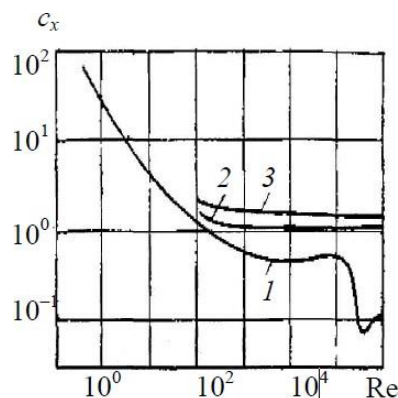
На ділянці AB швидкість частинок рідини, що перебувають у граничному шарі, збільшується ($\partial u / \partial x > 0$), а на ділянці BC зменшується ($\partial u / \partial x < 0$).

Тоді, відповідно до рівняння Бернуллі, тиск на ділянці AB зменшується ($\partial p / \partial x < 0$), а на ділянці BC збільшується ($\partial p / \partial x > 0$).

У разі руху в'язкої рідини частина кінетичної енергії втрачається за рахунок тертя всередині граничного шару. Частина кінетичної енергії, що залишилася, може не вистачити на подолання дії позитивного градієнта тиску, що прагне змінити напрям руху рідких частинок. В результаті частинки рідини можуть почати рух у зворотному напрямку і призвести до відриву потоку від твердої межі.

За точкою відриву граничний шар трансформується у відривну течію, що характеризується сильною нестійкістю утворюються великомасштабних вихорів. Окремі вихори, відриваючись від твердої поверхні, зносяться потоком, на їхньому місці утворюються нові вихори і т.п.

Утворення, взаємодія і переміщення вихорів за тілом, що обтікається, створюють зовсім іншу за структурою область течії, яку часто називають *гідродинамічним* (або *аеродинамічним*) *слідом*.



Наявність явища відриву граничного шару призводить до перерозподілу складових повного опору під час обтікання криволінійної поверхні від опору тертя до опору тиску. Залежність коефіцієнта опору від числа Рейнольдса ілюструє рисунок 12.2.

При зміні числа Re змінюється також положення точки відриву граничного шару і його структура (рис. 3.18). Доки граничний шар залишається ламінарним ($10 < Re < 10^3$), точка знаходиться в лобовій частині сфери.

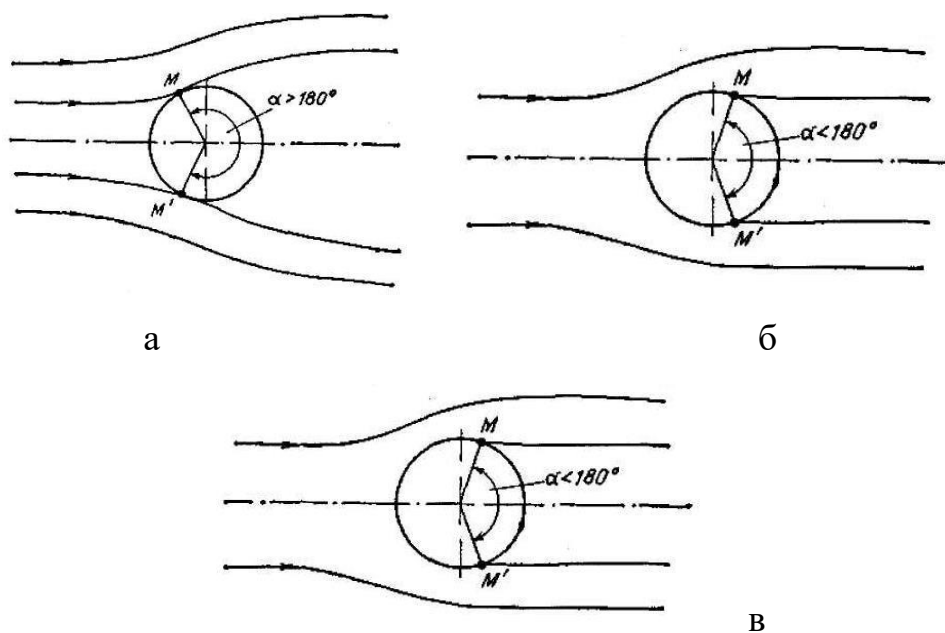


Рисунок. 12.3. Зміна положення точки відриву граничного шару на сфері при різних числах Рейнольдса

У діапазоні зміни числа Рейнольдса приблизно $10^3 < Re < 10^5$ ламінарний граничний шар поступово перетворюється на турбулентний шар, і точка відриву зміщується в кормову область сфери.

Повний перехід ламінарного граничного шару в турбулентний відбувається різко при числах $Re=10^5$. У цьому випадку кут між симетричними точками відриву набуває мінімального значення $110-120^\circ$ і величина області відривної течії також стає найменшою. Опір у своїй різко зменшується. Таке явище називають кризою спротиву.

Приклади розв'язування завдання.

Приклад 12.1. Визначити товщину ламінарного граничного шару на відділі $l=0,9$ м від початку прямокутної пластини довжиною $l_n=12$ м при швидкості повітряного потоку $V=25$ м/с ($\rho=1,27$ кг/м³; $\nu = 0,15 \cdot 10^{-4}$ м²/с).

Розв'язання

Товщину ламінарного граничного шару визначимо за залежністю

$$\delta = \frac{4,96l}{\sqrt{Re_l}}$$

де, l – віддаль від початку пластини до точки де визначається товщина ламінарного граничного шару;

Re_l – число Рейнольда віднесене до відстані l від початку обтікання

$$Re = \frac{Vl}{\nu} = \frac{25 \cdot 0,9}{0,15 \cdot 10^{-4}} = 1,5 \cdot 10^6$$

$$\delta = \frac{4,96 \cdot 0,9}{\sqrt{1,5 \cdot 10^6}} = 0,00364 = 3,64 \text{ мм}$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 12

Таблиця 12

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. №1,12	Вар. №2,7	Вар. №3,8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
Товщина ламінарного граничного шару l , м	0,7	0,75	0,95	1,1	0,8	0,85
Довжина пластини l_n , м	11	10,5	11,5	12,5	12,8	13
Швидкість повітряного потоку V , м/с	21	23	27	26	24	22

Приклад 12.2. Тверда куля діаметром $d=0,05$ м і щільністю $\rho_{ш} = 8000$ кг/м³ падає в каналі діаметром D , заповненому рідиною із щільністю $\rho_{w}=1000$ кг/м³ (рис. 12.4).

Визначити швидкість усталеного руху кулі v , за умови, що $d/D \ll 1$ (тобто обмежуючі стінки каналу не надають помітного впливу на характер взаємодії рідини з твердим тілом, що рухається в ній) і переважає опір тиску в порівнянні з опором тертя.

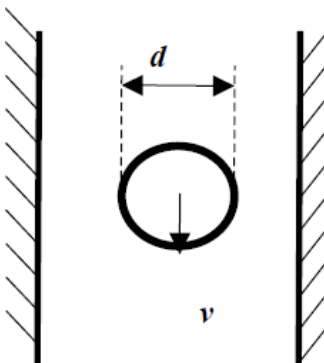


Рисунок 12.4. До прикладу 12.2

У розрахунках прийняти коефіцієнт опору $c=0,6$.

Розв'язання

Швидкість усталеного руху кулі визначаємо з балансу сили тяжіння f_g і сили опору тиску f_c , тобто $f_g = f_c$.

Відповідно до співвідношення, сила опору кулі f_c в даному випадку дорівнює:

$$f_c = cF \frac{\rho v^2}{2}$$

де $F = \frac{\pi d^2}{4}$ - максимальне (по відношенню до потоку, що набігає) переріз кулі.

Сила тяжіння визначаємо із співвідношення:

$$f_g = \rho_{\kappa} V_{\kappa} g$$

де $\rho_{\kappa} = \frac{\pi d^3}{6}$ - об'єм кулі.

Тоді

$$v = \left(\frac{2\rho_{\kappa} V_{\kappa} g}{cF\rho_{\kappa}} \right)^{0,5} = 2,95 \text{ м/с}$$

Приклад 12.3. Визначити кут між симетричними точками відриву граничного шару при обтіканні сфери діаметром $d=0,1$ м потоком рідини зі швидкістю $v=0,5$ м/с за умови лінійної залежності перерізу відриву від числа Рейнольдса.

Цю лінійну залежність будувати виходячи з припущення, що переріз відриву дорівнює міделевому перерізу (d_m) при $Re=10^3$, а при $Re=10^5$ $\alpha=120^\circ$.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν рідини прийняти рівним 10^{-6} м²/с.

Розв'язання

Кут відриву (див. рис. 12.3) пов'язаний перетином відриву співвідношенням:

$$\alpha = \arcsin \frac{d_{\text{від}}}{d_m} = \arcsin \sqrt{\frac{S_{\text{від}}}{S_m}},$$

де $d_{\text{від}}$ і d_m - діаметри відповідно відривного ($S_{\text{від}}$) та міделєва (S_m) перерізів.

Переріз відриву при $Re=10^5$ визначається за співвідношенням:

$$S_{\text{Re}=10^5} = \frac{\pi [d_m \sin(\alpha/2)]^2}{4} = \frac{\pi [d_m \sin(120^\circ/2)]^2}{4} = \frac{3,14(0,1 \sin 60^\circ)^2}{4} = 5,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Переріз відриву при $Re=10^3$, відповідно до зроблених припущень, дорівнює S_m :

$$S_{\text{Re}=10^3} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Тоді вказана залежність α від Re має вигляд:

$$\alpha = \left(\arcsin \sqrt{\frac{S_x}{S_m}} \right),$$

де індекс x відноситься до шуканого перерізу:

$$S_x = S_{\text{Re}=10^5} - \frac{(S_{\text{Re}=10^5} - S_{\text{Re}=10^3})(10^5 - Re_x)}{10^5 - 10^3}$$

Ця залежність справедлива за умови, що Re_x знаходиться в діапазоні від 10^3 до 10^5 .

$$Re_x = \frac{d_m v}{\nu} = \frac{0,1 \cdot 0,5}{10^{-6}} = 5 \cdot 10^4$$

Тоді

$$S_x = 5,59 \cdot 10^{-3} - \frac{(5,59 \cdot 10^{-3} - 7,85 \cdot 10^{-3}) \cdot (10^5 - 5 \cdot 10^4)}{10^5 - 10^3} = 6,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Відповідно

$$\alpha_x = \left[2 \arcsin \sqrt{\frac{S_x}{\pi d_m^2 / 4}} \right] = 135^\circ$$

Практичні завдання

12.1. Плоска пластина довжиною $l = 0,6$ м і шириною $b = 0,5$ м обтікається потоком повітря зі швидкістю $V_\infty = 10$ м/с. Тиск повітря $p = 1 \cdot 10^5$ Па, температура $T = 293$ К. Знайти силу тертя $F_{тр}$, що діє на обидві сторони пластини. Кінематичний коефіцієнт в'язкості $\nu = 15 \cdot 10^{-5}$, м²/с

12.2. Розрахувати ламінарний граничний шар на плоскій пластині довжиною $l = 0,5$ м, яка обтікається при куті атаки рівним нулю потоком повітря зі швидкістю $V_\infty = 10$ м/с. Тиск повітря $p = 1 \cdot 10^5$ Па, температура $T = 303$ К. Визначити товщину граничного шару δ і розподіл швидкості u поперек шару на вихідній кромці пластини. Побудувати графік залежності

$$\frac{u}{V_\infty} = f\left(\frac{y}{\delta}\right).$$

12.3. Розрахувати турбулентний граничний шар на плоскій пластині довжиною $l = 1$ м, яка обтікається при куті атаки рівним нулю потоком води з швидкістю $V_\infty = 8$ м/с. Температура води $T = 303$ К. Визначити товщину граничного шару δ на вихідній кромці пластини. Побудувати графік розподілу швидкості в граничному шарі ($\nu = 0,87 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\rho = 995$ кг/м³).

12.4. Плоска гладка пластина довжиною $l = 40$ м і шириною $b = 5$ м обтікається потоком води зі швидкістю $V_\infty = 10$ м/с. Температура води $T = 303$ К. Визначити силу тертя $F_{тр}$, що діє на одну сторону пластини.

12.5. Плоска пластина з двох сторін обтікається потоком нестисливої рідини зі швидкістю $V_\infty = 10$ м/с. Густина рідини $\rho = 1 \cdot 10^3$ кг/м³. На вихідній кромці пластини відомі товщина граничного шару $\delta = 2,8$ мм і закономірність розподілу швидкості поперек

$$\text{сліду } \frac{u}{V_\infty} = f\left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7}.$$

Знайти силу тертя $F_{тр}$, що діє на одиницю ширини пластини та кінетичну енергію $E_{кин}$, яка перейшла в теплоту внаслідок роботи сил тертя.

12.6. Визначити на підставі значення числа Рейнольдса режим течії та відповідну товщину граничного шару d на відстані 2 м від лобової частини при обтіканні зі швидкістю 1,5 м/с напівнескінченної пластини потоком рідини щільністю $\rho = 1000$ кг/м³. Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν прийняти рівним 2×10^{-6} м²/с.

12.7. Визначити кут між симетричними точками відриву граничного шару при обтіканні сфери діаметром $d = 0,1$ м потоком рідини зі швидкістю $v = 0,5$ м/с. Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν прийняти рівним 2×10^{-6} м²/с. Рішення ухвалити на підставі числа Рейнольдса.

12.8. Визначити коефіцієнт лобового опору при обтіканні сфери діаметром 0,25 м газовим потоком щільністю 1 кг/м³, що має швидкість 10 м/с. Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν прийняти рівним $0,15 \times 10^{-4}$ м²/с. Рішення ухвалити на підставі числа Рейнольдса.

Питання для контролю знань

1. Дайте визначення поняттю прикордонної кулі?

2. Назвіть основні види граничного шару.
2. Які види опорів створюються у кордонному шарі?
3. Опишіть явище відриву граничного шару. З чим пов'язана точка відриву течії?
4. На які частини ділиться потік, що обтікає тіло?
5. Яку течію називають гідродинамічним слідом?
6. За яких умов прикордонна куля з ламінарної перетворюється на турбулентну?
7. Що таке критичне число Рейнольдса $Re_{кр}$?

Тема 13. Надзвукова швидкість.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Число Маха і кут Маха
2. Стрибки ущільнення в газовому потоці.
3. Критичне значення числа Маха.
4. Прямий, косий та лямбдаподібний стрибок

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

НАДЗВУКОВІ ГАЗОВІ ПОТОКИ

Природа течії газового потоку залежить від порівняльної величини швидкості потоку та швидкості звуку. Ставлення цих двох швидкостей називається *числом Маха*. Являє собою відношення швидкості течії в даній точці до місцевої швидкості поширення звуку в середовищі, що рухається:

$$M = \frac{V}{a}$$

Для надзвукової течії швидкість V і швидкість звуку є порівнянними величинами, але $V < a$. Число Маха M змінюється в результаті зміни V і лише незначно зміни швидкості звуку a .

Нагадаємо, що швидкість звуку в цьому рівнянні взята за місцевої температури і тиску потоку і, звичайно, змінює від точки до точки в полі потоку. Напівкут конуса Маха, званий кутом Маха, є величиною, обернено пропорційною числу Маха:

$$\sin \alpha = \frac{1}{M}$$

Зауважимо, що кут Маха є величиною нереальною для дозвукового потоку.

У нерухомій рідині малі збурення тиску поширюються зі швидкістю звуку. У потоці швидкість обурення тиску щодо рідини також дорівнює швидкості звуку. Сферичні хвилі тиску зносяться потоком джерела обурень. Відносно нерухомого обтічного тіла обурення поширюються вниз по потоку зі швидкістю $a + w$, а вгору - зі швидкістю $a - w$.

Розглянемо поширення в потоці збурень від точкового джерела А (наприклад, від невеликого тіла, що обтікається). При дозвуковій швидкості потоку ($w < a$, рис. 13.1, а) обурення від перешкоди поширюються на всі боки, в тому числі і вгору по потоку. Хвилі тиску, що йдуть вгору за течією, несуть потоку інформацію про джерело збурень, «підготовляють» його до зустрічі з перешкодою. Лінії струму в дозвуковому перебігу відхиляються ще до зустрічі з обтічним тілом.

У надзвуковому потоці ($w > a$, рис. 13.1, б) обурення тиску вгору за течією не поширюються. Послідовні обурення джерела А зносяться вниз по потоку; сферичні хвилі обурень заповнюють конус з вершиною в точці А, що розходитьсЯ вниз за течією. До зустрічі із цим конусом обурень потік не отримує інформації про перешкоду, лінії струму не викривлені.

Кут α при вершині конуса, званий кутом збурень або кутом Маха, легко визначити з трикутника ABC . Якщо сферична хвиля обурень пробігає за час $\Delta\tau$ шлях CB , рівний $a\Delta\tau$, то її центр зноситься потоком на відстань AC (рівне $w\Delta\tau$), звідки:

$$\sin \alpha = \frac{BC}{AC} = \frac{a}{w} = \frac{1}{M},$$

де $M = w/a$ - Число Маха.

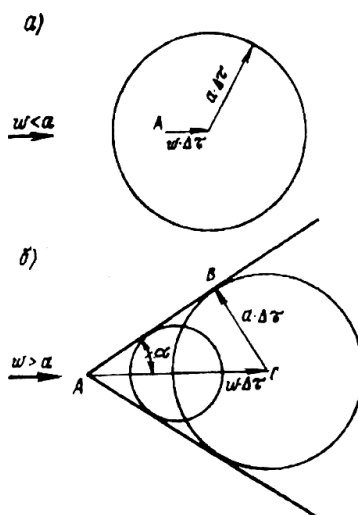


Рисунок. 13.1. Розповсюдження збурень в дозвуковому і надзвуковому потоках

Слабкі хвилі обурення називають характеристиками надзвукового потоку. У рівномірному потоці характеристики прямолінійні, кут їх нахилу тим менше, чим більша швидкість; його величина визначається за такою формулою для кута Маха наведеної вище. Якщо потоці є поперечна нерівномірність швидкостей, то характеристики викривляються. Зростання швидкості призводить, до збільшення кута Маха та нахилу характеристики, згідно з виразом формули кута Маха.

Розглянемо для простоти симетричне обтікання тіла. У носовій точці тіла швидкість дорівнює нулю. При віддаленні від носової точки вздовж контуру поздовжнього перерізу тіла швидкість спочатку наростає, стає більше швидкості потоку, що набігає V , досягає максимального для даного випадку значення $\max V$ і потім зменшується аж до хвостової точки тіла (рис. 13.2).

З рівняння ми знаємо, що:

$$\frac{V^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = const$$

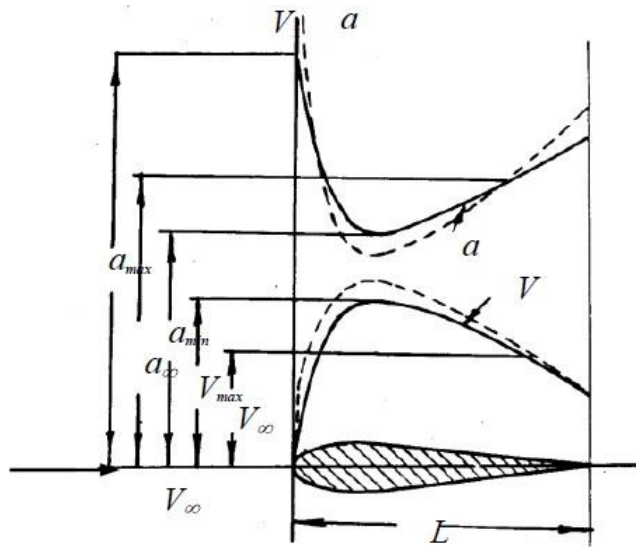


Рисунок. 13.2. Розподіл швидкості потоку та швидкості звуку на поверхні тіла

Звідси бачимо, що чим більше у тому чи іншому перерізі даного струменя швидкість руху газу, тим менша у цьому перерізі швидкість поширення звуку. При малих швидкостях набігаючого потоку V скрізь залишається меншим a , тобто графік a розташований над графіком V . Однак у міру збільшення V_∞ ці дві криві зближуються один з одним там, де одна має максимум, а інша - мінімум.

Значення числа Маха M_∞ , у якому лежить на поверхні тіла досягається місцева швидкість течії, рівна місцевій швидкості звуку, називається *критичним значенням числа M_∞* даного тіла. Воно завжди менше або дорівнює одиниці і залежить насамперед від відносної товщини тіла: чим тонше тіло, тим більше значення $M_{кр}$; для поздовжньо обтічної нескінченно тонкої пластинки воно дорівнює одиниці.

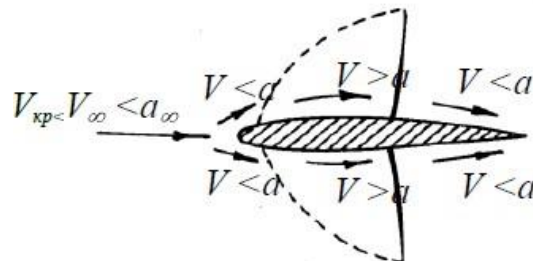


Рисунок. 13.3. Обтікання тіла кінцевих розмірів дозвуковою швидкістю $M_\infty > M_{кр}$

При обтіканні тіла потоком газу, що має на нескінченності дозвукову швидкість, у поверхні тіла утворюються у випадку $M > M_{кр}$ замкнуті області, де газ рухається з надзвуковою швидкістю. Досліди показують, що наростання швидкості перебігу газу при переході від дозвукових швидкостей до надзвукових відбувається плавно, тоді як зменшення швидкості при переході від надзвукових швидкостей до дозвукових (у разі $M_{кр} > M$) відбувається не плавно, а розривно, стрибкоподібно.

Причина цього полягає в тому, що малі коливання тиску, поширюючись в газі зі швидкістю звуку, не можуть проникнути проти потоку з області дозвукового руху хвостової частини тіла в область надзвукового руху в середній частині. Кордон, що замикає надзвукову область, є водночас межею поширення збурень, що виходять із хвостової частини. Тому потік у надзвуковій ділянці не встигає перебудуватися відповідно до розподілу тиску в дозвуковій ділянці. Він ніби сліпо натикається на дозвуковий потік. Відбувається різке стиснення середовища і в результаті цього на межі між надзвуковою та

наступною за нею дозвуковою областями виникає стрибкоподібне підвищення тиску та щільності; воно називається *стрибком ущільнення* або *ударною хвилею*. Розташування стрибка ущільнення даному тілі залежить від числа M_∞ .

На кордоні між надзвуковою областю і дозвуковою областю, що знаходиться перед носом, відбувається різке стиснення потоку і виникає стрибок ущільнення (рис. 13.3, а)

При подальшому збільшенні числа M_∞ розміри дозвукової області перед шкарпеткою скорочуються, стрибок ущільнення стає похилим і наближається до тіла. Якщо носок досить загострений, то стрибок ущільнення впритул присувається до носку (рис. 13.3, б). Такий стрибок ущільнення називається *присднаним стрибком*, на відміну від попереднього, який можна назвати *від'єднаним*.

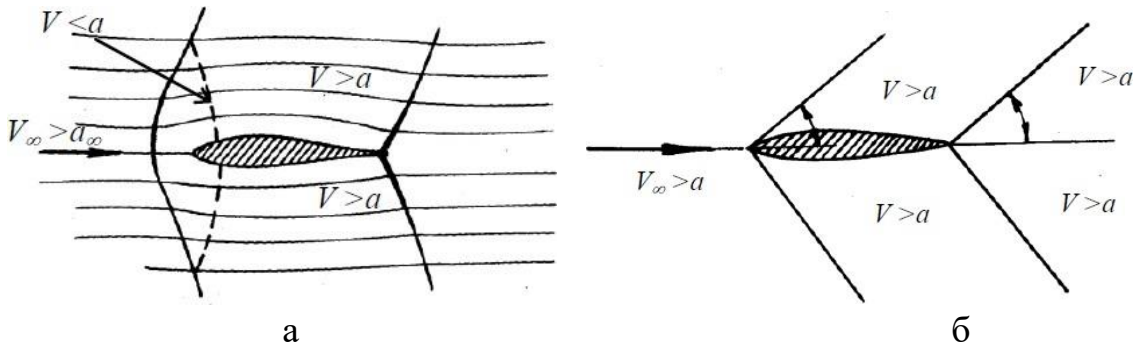


Рисунок. 13.4. Обтікання тіла кінцевих розмірів надзвуковим потоком

Лінії струму можуть перетинати поверхню стрибка ущільнення під різними кутами (рис. 13.4). Якщо лінії струму перпендикулярні поверхні стрибка ущільнення, він називається *прямим стрибком*. Лінії струму можуть перетинати стрибок ущільнення під гострим кутом; такий стрибок ущільнення називається *косим стрибком*. Косі стрибки ущільнення можуть перетинати надзвукову область, упираючись одним із своїх кінців у прямий стрибок, що замикає цю область. У цьому випадку виходить так званий *лямбдаподібний стрибок* (від грецької букви, на яку він схожий).

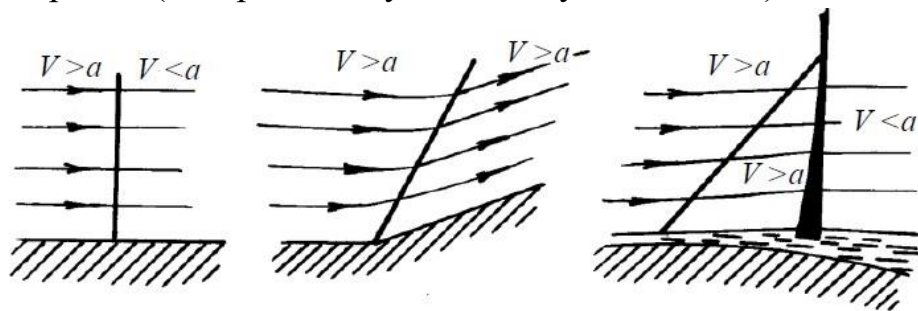


Рисунок. 13.5. Стрибки ущільнення: прямий, косий і лямбдаподібний

Приклади розв'язування завдання.

Приклад 13.1. Знайти швидкість звуку, числа M і λ для струму повітря, витікаючого з балона зі швидкістю, рівній половині максимальної теоретичної швидкості витікання. Температура в балоні 127°C .

Розв'язання

$$\frac{V^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = \frac{V_{\max}^2}{2} . \text{ У нашому випадку } V = V_{\max}/2.$$

Тоді

$$\alpha = \frac{V_{max}}{2} \sqrt{3(k-1)}$$

$$M = \frac{V}{a} = \frac{\left(\frac{V_{max}}{2}\right)}{\left(\frac{V_{max}}{2} \sqrt{\frac{3}{2} \cdot (k-1)}\right)} = \sqrt{\frac{2}{3(k-1)}} = 1,9$$

Згідно з $\frac{V_{max}}{a_*} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$

$$\lambda = \frac{V}{a_*} = \frac{\frac{V_{max}}{2}}{\frac{V_{max}}{2} \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}} = 1 \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} = 1,23$$

Тоді

Згідно з

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}} RT_0 = 898 \text{ м/с}$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2k}{k-1}} R \cdot T_0 \sqrt{\frac{3}{2} (k-1)} = \frac{1}{2} \sqrt{3} RT_0 = 348 \text{ м/с}$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 13

Таблиця 13

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. №1,12	Вар. №2,7	Вар. №3,8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
Температура в балоні, °С	110	120	140	135	130	125

Приклад 13.2. Спостерігач почув звук пролітаючого на висоті $h=10$ км літака, коли літак віддалився від спостерігача на відстань $L=10$ км по горизонталі. Визначити число Маха M літака, вважаючи, що ударна хвиля прямолінійна.

Розв'язання

Використовуючи формулу:

$$\sin \alpha = \frac{1}{M}, M = \frac{1}{\sin \alpha} = \frac{1}{\sin 45^\circ} = 1,41$$

Приклад 13.3. Струмінь повітря має швидкість $w_1=520$ м/с, тиск $p_1=0,1$ Мпа, температуру $T_1=323$ К. Визначити швидкість та параметри повітря за прямим стрибком ущільнення.

Розв'язання

До стрибка ущільнення щільність повітря

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{10^5}{287 \cdot 323} = 1,079 \text{ кг/м}^3$$

Швидкість звуку та число Маха

$$a_1 = \sqrt{kRT_1} = 360,2 \text{ м/с}, M_1 = \frac{w_1}{a_1} = 1,444$$

За таблицею газодинамічних функцій наведена швидкість $\lambda_1=1,327$, наведена температура $\tau_1=0,707$, відповідно критична швидкість та температура гальмування:

$$w_{кр} = \frac{w_1}{\lambda_1} = 391,9 \text{ м/с}, T'' = \frac{T_1}{\tau_1} = 456,9 \text{ К}$$

Наведена швидкість за стрибком

$$\lambda_2 = \frac{1}{\lambda_1} = 0,7536, w_2 = \lambda_2 a_{кр} = 295,3 \text{ м/с}$$

Зростання густини за формулою

$$\rho_1 - \rho_2 = \rho_1 (\lambda_1^2 - 1) = 0,821 \text{ кг/м}^3$$

Наведена температура по таблиці газодинамічних функцій $\tau_2=0,905$, температура за стрибком

$$T_2 = \tau_2 T'' = 412,7 \text{ К}$$

Практичні завдання

13.1. Літальний снаряд у польоті рухається з більш– менш конічно обкресленим стрибком перед ним. З фізичних міркувань очевидно, що на великій відстані від снаряда ця хвиля стрибка стає строго конічною і зміна в швидкості і густині під час переходу через стрибок стає нескінченно малою. Фотографії польоту кулі показують, що на великій відстані від кулі загальний кут нахилу конуса дорівнює $50,3^\circ$. Тиск і температура незбуреного повітря $0,101325$ МПа і 38°C відповідно. Визначити швидкість кулі в м/с і число Маха кулі відносно незбуреного потоку.

13.2. Надзвуковий літак рухається на висоті $H=8000$ м зі швидкістю 450 м/с ($T_H=236$ К). Через скільки часу спостерігач почує звук від літака, що пролетів мимо нього?

13.3. Стрілоподібне крило з кутом $\gamma=40^\circ$ рухається в зустрічному потоці зі швидкістю 250 м/с. Швидкість потоку, що набігає на крило 250 м/с, а температура 20°C . З'ясуйте, чи знаходиться крило в збуреній області і з якою швидкістю буде обтікати нормальний перетин крила.

13.4. Кут Маха при русі точки складає $\alpha=30^\circ$. Визначити швидкість розповсюдження звуку, якщо швидкість руху точки дорівнює $V=400$ м/с.

13.5. Які параметри (тиск, температуру) повинно мати повітря у форкамері надзвукової труби, щоб при розрахунковому розширенні воно витікало в атмосферу зі швидкістю 800 м/с при $t_c=-70^\circ\text{C}$. Яким при цьому буде співвідношення між густиною повітря в струмені і густиною за нормальних умов? Мається на увазі проста труба з соплом, відкритим в атмосферу.

13.6. Знайти швидкість звуку, числа M і λ для струму повітря, витікаючого з балона зі швидкістю, рівній половині максимальної теоретичної швидкості витікання. Температура в балоні $127\text{ }^\circ\text{C}$

Питання для контролю знань

1. Що таке число Маха, і як воно визначається?
2. Як змінюється характер течії газу навколо тіла при дозвуковій і надзвуковій швидкостях потоку?
3. Яку роль відіграє кут Маха, і чому він є нереальним для дозвукових потоків?
4. Як відрізняються розподіли швидкостей і звуку на поверхні тіла при різних швидкостях потоку?
5. Що таке критичне значення числа Маха $M_{кр}$, і як воно пов'язане з відносною товщиною тіла?
6. Яким чином утворюються замкнуті області надзвукової течії на поверхні тіла при $M > M_{кр}$?
7. Що таке стрибок ущільнення, і які види стрибків ущільнення розрізняють у надзвуковій області потоку?

Тема 14. Розрахунок характеристик лопатевих нагнітачів.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Повний напір.
2. Об'ємні втрати.
3. Коефіцієнт швидкохідності.
4. Допустима величина обточки робочого колеса

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ НАГНІТАЧІВ

Нагнітачі – машини для переміщення крапельних рідин називаються насосами, а газів – вентиляторами і компресорами. За тиском, що створюється, область застосування насосів і компресорів майже не обмежена, а вентиляторів у відповідності з рекомендаціями СЕВ обмежується 30 кПа . Компресори для невеликих тисків, коли відсутня потреба в охолодженні стиснутого газу, називають повітродувками.

За принципом дії нагнітачі поділяють на об'ємні і лопатеві. Об'ємні нагнітачі, що працюють при поступальному русі робочого органу, - це поршневі, при обертальному – пластинчасті і зубчасті. Всі лопатеві нагнітачі, що працюються при обертальному русі робочого органу (колеса), - відцентрові (радіальні), осьові, вихрові. Тиск в об'ємних нагнітачах підвищується за рахунок безпосереднього стиснення рідини, а в лопатевих – при її закручування. Нагнітачі класифікуються також по цілій низці інших ознак – наприклад, в залежності від приводу, виду з'єднання, особливостей розташування та ін.

Для підбору і аналізу роботи нагнітачів потрібно знати взаємозв'язок між основними їх параметрами – подачею Q , напором H або тиском p , потужністю N , ККД

η , густиною рідини, що переміщається ρ , геометричним розміром D , частотою обертання ω .

Об'ємна подача (продуктивність) Q – це співвідношення об'єму рідини, що подається до часу.

Напір нагнітача H – величина, що визначається залежністю

$$H = p/\rho g,$$

де g – прискорення вільного падіння.

При рішенні практичних задач напір нагнітача часто визначають за виразом:

$$H = (z_k - z_n) + \frac{P_k - P_n}{\rho g} + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2g},$$

або за формулою

$$H = \frac{P_{\text{мак}} - P_{\text{вак}}}{\rho g} + \Delta z + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2g},$$

де z_k і z_n – висота центра ваги перерізу виходу і входу в нагнітач; p_k і p_n – тиск на виході і на вході в нагнітач; v_k і v_n – швидкість рідкого середовища на виході і на вході в нагнітач; $p_{\text{ман}}$ і $p_{\text{вак}}$ – тиск на виході і вакуум на вході в нагнітач; Δz – відстань по вертикалі між точкою підключення вакуумметра і центром манометра (рис. 14.2).

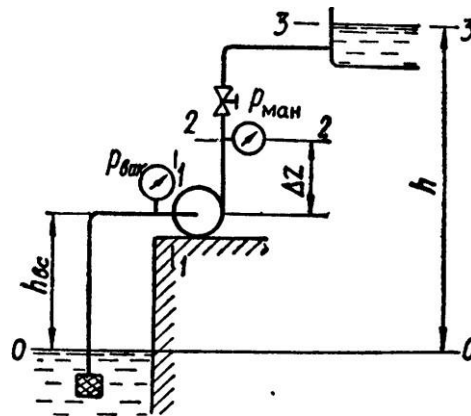


Рисунок. 14.1. Схема нагнітального насоса

Тиск насоса p – це величина, що визначається залежністю:

$$p = p_k - p_n + \frac{\rho}{2} (v_k^2 - v_n^2) + \rho g (z_k - z_n).$$

Ідеальна подача рідкого середовища визначається геометричними розмірами і частотою обертання (швидкістю руху) робочих органів, а також конструктивними факторами:

$$Q_i = kR_2n,$$

де k – конструктивний параметра; R_2 – радіус робочого колеса на виході потоку рідкого середовища; n – частота обертання робочого колеса.

Корисна потужність насоса N_k – це потужність, що передається насосом рідині:

$$N_k = pQ = \rho gQH.$$

Потужність, споживана насосом, розраховується за формулою

$$N = M\omega,$$

де M – крутний момент на валу насоса; ω – кутова швидкість обертання вала. Потужність насоса N більше корисної потужності N_k внаслідок втрат всередині насоса.

Ефективність конструкції визначається ККД насоса – відношенням корисної потужності до потужності насоса:

$$\eta = \frac{N_k}{N} = \frac{\rho g Q H}{M \omega} = \frac{p Q}{M \omega}.$$

З останніх виразів випливає, що

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta} = \frac{p Q}{\eta}$$

Остання залежність дає змогу підібрати двигун для приводу насоса і розрахувати потужність, необхідну для його роботи.

Основи теорії та експлуатаційні розрахунки лопатевих насосів розглянемо на прикладі відцентрових насосів. Відцентровий насос складається з таких основних частин: підводу, робочого колеса і спірального відводу. Робоче колесо має задній і передній диски, між якими розташовані зігнуті лопаті. Задній диск закріплений на валу.

Під час роботи насоса колесо обертається в бік, протилежний напрямкові згину лопатей. Крапельки рідини, що є на лопатях, обертаються разом з ними і під дією відцентрових сил відкидаються в спіральний відвід, а потім потрапляють у напірний патрубок. У ньому швидкість рідини зменшується, а тиск збільшується. Навколо маточини робочого колеса створюється область зниженого тиску, завдяки чому виникає сталий потік рідини через підвід, пов'язаний з всмоктувальним трубопроводом.

Точка K , що є на лопаті (рис. 14.1), буде рухатися разом з колесом з коловою швидкістю u й одночасно під дією відцентрових сил з відносною швидкістю ω . Колова швидкість u спрямована перпендикулярно до радіуса R обертання точки K в бік обертання колеса, відносна швидкість ω – по дотичній до лопаті в точці K . У результаті векторного додавання двох швидкостей u і ω отримаємо абсолютну швидкість v , з якою рухається рідина в точці K .

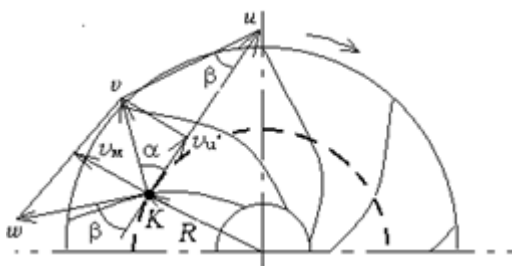


Рисунок. 14.2. Швидкості рідини в робочому колесі відцентрового насоса

Розкладемо абсолютну швидкість v на дві складові: v_u – колову складову абсолютної швидкості та v_m – меридіональну швидкість, спрямовану по радіусу.

Кут між напрямком швидкостей v і u позначимо α , а між напрямком швидкості ω і зворотнім напрямком швидкості u – β .

Індексом 1 позначимо величини, що стосуються входу на лопать, індексом 2 – виходу.

Подачу відцентрового насоса обчислюють за формулою

$$Q = 2\pi R_2 b_2 \psi_2 \eta_0 v_{m2},$$

де $2\pi R_2 b_2$ – площа зовнішньої циліндричної поверхні робочого колеса;

v_{m2} – меридіональна швидкість на виході з робочого колеса;

ψ_2 – коефіцієнт обмеження потоку на виході з робочого колеса,

$$\psi_2 = 1 - \frac{z\delta_2}{2\pi R_2},$$

де z – кількість лопатей;

δ_2 – товщина лопатей на виході.

Для обчислення *теоретичного напору* використовують основне рівняння відцентрового насоса – рівняння Ейлера, дійсне при безмежній кількості лопатей, товщина яких прирівняна до нуля,

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_1 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{v_{u2} u_2 - v_{u1} u_1}{g}.$$

У багатьох конструкціях відцентрових насосів потік рідини на вході не закручується, $\alpha_1 = 90^\circ$, тому в цих випадках

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{v_{u2} u_2}{g}.$$

Дійсний напір насоса обчислюють за формулою

$$H = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} \eta_k = \frac{v_{u2} u_2}{g} \eta_k,$$

де k – коефіцієнт впливу лопатей:

$$k = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{z} \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2} \right]},$$

φ – коефіцієнт напрямного апарата;

z – кількість лопатей.

Для насосів з напрямним апаратом $\varphi = 0,8 \dots 1,0$; без нього $\varphi = 1,0 \dots 1,3$.

Робочою характеристикою насоса називається залежність напору, потужності, ККД і допустимого кавітаційного запасу $\Delta h_{дон}$ від подачі при сталій частоті обертання. Характеристику отримують експериментально.

Попереднє визначення розрахункових параметрів насосів можливе на основі теорії подібності. Наведені нижче формули подібності насосів дозволяють отримати при відомих параметрах потоку на моделі лопатевого насоса параметри натурального потоку.

$$\frac{Q}{Q_m} = \frac{n}{n_m} \left(\frac{D}{D_m} \right)^3$$

$$\frac{H}{H_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \left(\frac{D}{D_m} \right)^2$$

$$\frac{N}{N_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \left(\frac{D}{D_m} \right)^5$$

Для випадку, коли $D_m = D_n$, тобто для одного і того ж насоса, формули подібності мають такий вигляд:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M}$$

$$\frac{H}{H_M} = \left(\frac{n}{n_M} \right)^2$$

$$\frac{N}{N_M} = \left(\frac{n}{n_M} \right)^3$$

Залежності подібності дозволяють перерахувати параметри насоса з однієї частоти обертання на іншу. Значення допустимого кавітаційного запасу $\Delta h'_{don}$ при частоті обертання n_1 визначається за значенням Δh_{don} при частоті обертання n за такою залежністю

$$\Delta h'_{don} = \Delta h_{don} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2$$

Критерієм подібності відцентрових нагнітачів є *коефіцієнт швидкохідності насоса*, який чисельно дорівнює частоті обертання геометрично подібного насоса, який має такі розміри, що при напорі в 1 м він розвиває подачу 75 л/с. Його визначають за формулою:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

де n – частота обертання робочого колеса, об/хв.; Q і H – подача (м³/с) і напір (м) при роботі насоса в оптимальному режимі, тобто з максимальним ККД.

Для насосів з двохстороннім входом в формулу підставляють $Q/2$, а для секційних насосів – напір, створюваний одним колесом.

За коефіцієнтом швидкохідності насоси класифікуються так:

- відцентрові тихохідні $50 < n_s < 80$,
- відцентрові нормальні $80 < n_s < 150$,
- відцентрові швидкохідні $150 < n_s < 350$,
- діагональні $350 < n_s < 600$,
- осьові $600 < n_s < 1200$.

Область використання відцентрових насосів можна розширити шляхом обточування робочих коліс. При цьому використовують такі формули перерахунку параметрів насоса:

$$Q_{обт} = Q \left(\frac{D}{D_{обт}} \right)^k, H_{обт} = H \left(\frac{D}{D_{обт}} \right)^{2k}, N_{обт} = \left(\frac{D}{D_{обт}} \right)^{3k}$$

де k – коефіцієнт, значення якого для відцентрових насосів приймається рівним 1 при $n_s < 200$ і 1,5 при $n_s > 200$.

ККД насоса зменшується на 1% на кожні 10% обточування робочого колеса при $n_s = 60 \dots 120$ і на кожні 4% обточування при $n_s > 120$.

Рекомендовані максимально допустимі межі обточування коліс:

- при $60 < n_s < 120$ 15...20%,
- при $120 < n_s < 200$ 10...15%,
- при $200 < n_s < 300$ 5...10%.

Якщо зазначені межі перевищуються, то ККД насоса значно знижується.

Приклад розв'язування завдання.

Приклад 14.1. Визначити орієнтовно споживану потужність насоса ЦНС 300-360, що працює на трубопровідну мережу з геометричною висотою водопідйому $H_z = 330$ м і потужність електродвигуна на валу. Номінальні параметри насоса: подача $Q_{ном} = 300$ м³/год, напір $H_{ном} = 360$ м.

Розв'язання

Орієнтовний напір насоса

$$H_n = \frac{H_z}{\eta_{тр}} = \frac{330}{0,95} = 347 \text{ м}$$

де $\eta_{тр}$ - ККД трубопроводу, приймаємо $\eta_{тр} = 0,95$

Орієнтовна подача

$$Q_n = \frac{H_{ном} - H_n}{k_x} + Q_{ном} = \frac{360 - 347}{0,4} + 300 = 332 \text{ м}^3 / \text{год}$$

де k_x коефіцієнт крутизни напірної характеристики насоса, для секційних насосів серії ЦНС може бути прийнятий $k_x=0,4$.

Споживана потужність

$$N_n = \frac{\rho g H_n Q_n}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,7} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 347 \cdot 332}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,7} = 448 \text{ кВт}$$

Потужність електродвигуна

$$N_{ел} = 1,1 \cdot N_n = 1,1 \cdot 448 = 492 \text{ кВт.}$$

Обираємо двигун ВАО 560S4 с частотою обертання 1480 хв⁻¹, потужність 500 кВт.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 14

Таблиця 14

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
Геометрична висота водопідйому H_z , м	300	310	320	340	360	350
Номінальна подача насоса $Q_{ном}$, м ³ /год, напір $H_{ном} = 360$ м.	280	290	330	320	310	315
Номінальний напір насоса $H_{ном}$, м.	340	350	390	380	345	375

Практичні завдання

14.1. Трьох поршневий насос односторонньої дії розвиває тиск $p=0,64$ МПа і подачу $Q=10$ л/с. Визначити частоту обертання валу насоса і його потужність, якщо діаметр поршня $D=150$ мм, радіус кривошипа $r=60$ мм, об'ємний ККД насоса $\eta_o=0,94$, повний ККД $\eta=0,80$.

14.2. Поршневий насос односторонньої дії подає воду в резервуар місткістю 7 м^3 . Визначити час наповнення резервуара, якщо діаметр поршня насоса дорівнює 150 мм , радіус кривошипа - 125 мм , частота обертання колінчастого валу - 50 об/хв , об'ємний ККД насоса - $0,95$.

14.3. В об'ємному гідроприводі обертального руху з управлінням гідродросель встановлений на виході (рис. 14.3). Частота обертання гідромотора $n=1600 \text{ об/хв}$, момент на валу $M=22 \text{ Н}\cdot\text{м}$, робочий об'єм гідромотора $q_{ом} = 32 \text{ см}^3$, механічний ККД $\eta_{мм} = 0,90$, об'ємний $\eta_{ом}=0,94$. Втрати тиску в золотниковому Гідророзподільники, дроселі та фільтри відповідно рівні: $\Delta p_p=0,2 \text{ МПа}$, $\Delta p_{др}=0,5 \text{ МПа}$, $\Delta p_{ф}=0,10 \text{ МПа}$. Втрати тиску в трубопроводах складають 5% перепаду тиску в гідромоторі. Подача насоса на 10% більше витрат гідромотора, ККД насоса $\eta_n = 0,88$. Визначити ККД гідроприводу.

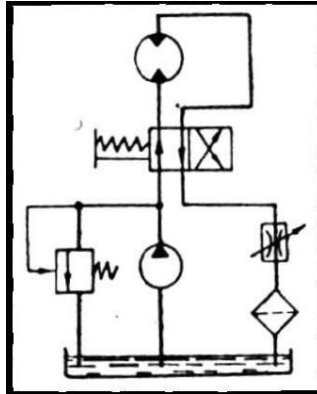


Рисунок 14.3. До прикладу 14.3

14.4. Визначити потужність насоса, що перекачує воду $Q=100 \text{ л/с}$, якщо показання манометра і вакуумметра дорівнюють відповідно $p_m=2,45 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $p_{вс}=0,49 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Приймаємо, що $v_{вс}=v_n$ і $\eta=0,9$.

14.5. Відцентровий насос з подачею 10 л/с , напором 2 м і потужністю $0,4 \text{ кВт}$ замінили на подібний інший, але у двічі більший та з подвійною частотою обертання $n_2=2n_1$. Визначити, як зміниться подача, напір і споживана потужність.

Питання для контролю знань

1. Що називають нагнітачами?
2. За якими ознаками класифікують нагнітачі?
3. Які основні параметри характеризують роботу нагнітачів?
4. Що називають теоретичними характеристиками відцентрового насосу?
5. Як перерахувати характеристики нагнітача від одного режиму роботи до іншого?
6. Що називають коефіцієнтом швидкохідності?
7. Як класифікують робочі колеса за коефіцієнтом швидкохідності?

Список використаної літератури

1. Бойко А.В. Гідрогазодинаміка: Навчальний посібник. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2006.– 413 с.
2. Кравченко В.І., Ковальчук Н.В. з курсу Гідрогазодинаміка: мет. вказ. до вик. прак. зан.– Кіровоград: КНТУ, 2016, 49 с.
3. Андрєєва Л.А. Гідрогазодинаміка, термодинаміка та теплотехніка: метод. посібник по лекційному матеріалу/Київський коледж міського господарства Таврійського нац. ун-ту ім. Вернадського, Київ, 2020. 111 с.
4. А.І. Веремчук. Лопатеві гідромашини та передачі: метод. вказ. до вик. прак. завд. – Рівне, НУВГП, 2015. - 32 с.

Додаток А

Деякі фізичні властивості рідин при тиску 0,1 МПа

Рідина		Температура, °С	Густина, кг/м ³	Питома вага, Н/м ³	В'язкість, 10 ⁴ , м ² /с	
Бензин	авіаційний	20	739-780	7250-7652	0,49 для 20 ⁰ С	
	автомобільний		718-761	6980-7470		
Масло	веретенне АУ (ГОСТ 1642-75)		888-896	8711-8790		
	Для гідравлічних систем АМГ-30 (ГОСТ 6794-75)		850	8340		
	індустріальне загального призначення (ГОСТ 20799-75)	И-5А	50	890	8731	0,04-0,06
		И-8А		900	8829	0,06-0,08
		И-12А		880	8633	0,10-0,14
		И-20А		885	8682	
		И-25А		890	8731	0,24-0,27
		И-30А		890	8731	0,28-0,33
		И-40А		895	8780	0,35-0,45
	И-100А	920	9005	0,90-1,18		
	солярове		20	885-902	8680-8850	
	трансформаторне		50	886	8692	
	турбінне (ГОСТ 32-74)	22		900	8829	
30		900		8829	0,28-0,36	
46		900		8829	0,44-0,48	

Додаток Б

Кінетична в'язкість масел при різних температурах

Масло	10 ⁴ , м ² /с при °С					
	100	50	10	0	-5	-10
веретенне АУ (ГОСТ 1642-75)	0,036	0,13	0,90	1,80	2,80	4,40
40 для гідравлічних систем АМГ-30	0,047	0,11	0,30	0,44	0,54	0,67

(ГОСТ 6794-75)							
90індустріальне (ГОСТ 20799-75)	И-20А	0,048	0,18	1,13	2,75	4,20	6,40
	И-45А	0,081	0,42	5,01	11,90	19,50	59
	И-50А (машинне СУ)	0,085	0,50	8,33	22,90	41,70	83,80
трансформаторне з присадкою іонол		0,030	0,09	0,05	0,89	1,24	1,77
турбінне (ГОСТ 32-74, 9972-74)	ТП-22	0,060	0,22	2,13	4,76	7,73	9,10
	ТП-22 (з сірчистих нафт)	0,050	0,21	1,72	3,75	5,68	25,30
	ТП-30УТ	0,060	0,42	3,59	8,63	14,40	33,10

Додаток В

Кінетична в'язкість масел при різних температурах

Рідина	°С	10 ⁻¹ , Па*с при тиску МПа					
		0,1	10	20	30	40	50
Автол	37	1,440	1,940	2,450	3,030	3,672	4,896
Машинне	22	2,880	3,416	4,176	5,184	6,822	8,640
Трансформаторне	22	0,346	0,374	0,418	0,489	0,562	0,650

Навчальне видання

ГІДРОГАЗОДИНАМІКА

Частина 2
Методичні вказівки
до виконання практичних робіт

Укладачі:

ПОТАПОВ Володимир Олексійович

БІЛИЙ Дмитро Володимирович

Формат 60x84/16. Гарнітура Times New Roman
Папір для цифрового друку. Друк ризографічний.

Ум. друк. Арк. ____

Наклад ____ пр.

Державний біотехнологічний університет
61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44