

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Будівельна механіка і гідравліка”

ГІДРАВЛІКА ТА ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Програма дисципліни та індивідуальні завдання

Харків - 2009

Програму дисципліни та індивідуальні завдання розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри

«Будівельна механіка і гідравліка» 20 лютого 2008 р.,
протокол № 7.

Рекомендуються для студентів механічного факультету спеціальності 7.100501 «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту» спеціалізацій: 7.100501.01 «Виробництво, експлуатація та ремонт локомотивів», 7.100501.03 «Виробництво, експлуатація та ремонт вагонів».

Укладач

доц. В.А. Борщов

Рецензент

доц. І.М. Єгорова

ГІДРАВЛІКА
ТА ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Програма дисципліни та індивідуальні завдання

Відповідальний за випуск Борщов В.А.

Редактор Буранова Н.В.

Підписано до друку 17.04.08 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 1,75. Обл.-вид.арк. 2,0.
Замовлення № Тираж 400 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.
Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, майд. Фейсрбаха, 7

Українська державна академія залізничного транспорту

Кафедра «Будівельна механіка і гідравліка»

**ГІДРАВЛІКА
ТА ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ**

**Програма дисципліни та індивідуальні завдання
для студентів спеціальності «Рухомий склад та спеціальна
техніка залізничного транспорту»**

Харків 2009

Програму дисципліни та індивідуальні завдання розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Будівельна механіка і гідравліка» 20 лютого 2008 р., протокол № 7.

Рекомендуються для студентів механічного факультету спеціальності 7.100501 «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту» спеціалізацій:

7.100501.01 «Виробництво, експлуатація та ремонт локомотивів»

7.100501.03 «Виробництво, експлуатація та ремонт вагонів».

Укладач
доцент В.А. Борщов

Рецензент
доцент І.М. Єгорова

ЗМІСТ

ПРОГРАМА ДИСЦИПЛІНИ	4
ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ	7
ЗАВДАННЯ 1	7
ЗАВДАННЯ 2	12
ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ	14
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	28
ДОДАТОК	29

ПРОГРАМА ДИСЦИПЛІНИ

РОЗДІЛ І. ГІДРАВЛІКА

Вступ. Основні властивості рідин. Предмет гідравліки, коротка історична довідка. Гідравліка як одна із загальноінженерних дисциплін, що забезпечують фундаментальну підготовку фахівців. Визначення рідини. Сили, що діють на рідину. Тиск у рідині. Стисливість рідини. Закон Ньютона для рідинного тертя. В'язкість. Поверхневий натяг. Тиск насиченої пари рідини. Розчинення газів у рідині. Модель ідеальної рідини. Неньютонівські рідини [1, с. 4-15, 65].

Гідростатика. Властивості тиску в нерухомій рідині, рівняння Л. Ейлера рівноваги рідини. Інтегрування рівнянь Л. Ейлера. Поверхні рівного тиску. Вільна поверхня рідини. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля. Прилади для виміру тиску. Сили тиску рідини на плоскі й криволінійні стінки. Закон Архімеда. Плавання тіл. Відносний спокій рідини. Приклади застосування законів гідростатики в гідросистемах [1, с. 15-34].

Кінематика й динаміка рідини. Види руху рідини. Основні поняття кінематики рідини: лінія течії, трубка течії, струминка, живий переріз, витрата. Потік рідини. Середня швидкість. Рівняння витрати. Диференціальні рівняння руху ідеальної рідини. Рівняння Бернуллі для усталеного руху ідеальної рідини. Геометричне й енергетичне тлумачення рівняння Бернуллі. Рівняння Бернуллі для відносного руху ідеальної рідини. Рівняння Бернуллі для потоку в'язкої рідини. Коефіцієнт Коріоліса. Загальні відомості про гідравлічні втрати. Види гідравлічних втрат. Трубка Піто. Витратомір Вентурі. Короткі відомості про рух газів, умови застосовності законів гідравліки до руху газів [1, с. 34-42, 44-55].

Режими руху рідини й основи гідродинамічної подібності. Ламінарний і турбулентний режими руху рідини. Число Рейнольдса. Основи теорії гідродинамічної подібності. Критерії гідродинамічної подібності. Моделювання гідродинамічних явищ. Подібність повна й часткова [1, с. 57-65].

Ламінарний рух рідини. Розподіл швидкостей по перерізу круглої труби. Втрати напора на тертя по довжині труби (формула Пуазейля). Початкова ділянка потоку. Ламінарна течія в плоских і кільцевих зазорах. Особливі випадки ламінарної течії (змінна в'язкість, облітерація) [1, с. 69-79].

Турбулентний рух рідини. Особливості турбулентного руху

рідини. Пульсації швидкостей і тиску. Розподіл осереднених швидкостей по перерізу. Дотичні напруження в турбулентному потоці. Втрати напору в трубах. Формула Дарсі, коефіцієнт втрат на тертя по довжині (коефіцієнт Дарсі). Шорсткість стінок, абсолютна й відносна. Графіки Нікурадзе й Муріна. Гідравлічно гладкі й шорсткуваті труби, формули для визначення коефіцієнта Дарсі й області їхнього застосування. Рух у некруглих трубах [1, с. 82-91].

Місцеві гідравлічні опори. Основні види місцевих опорів, коефіцієнт місцевих втрат. Місцеві втрати напору при великих числах Рейнольдса. Раптове розширення труби (теорема Борда). Дифузори. Звуження труби. Коліна. Місцеві втрати напору при малих числах Рейнольдса. Кавітація в місцевих гідравлічних опорах. Практичне використання кавітації [1, с. 93-105].

Витікання рідини через отвори й насадки. Витікання рідини через отвори в тонкій стінці при постійному напорі. Коефіцієнти стиснення, швидкості, витрати. Витікання рідини через циліндричний насадок. Насадки різного типу. Витікання при змінному напорі (спорожнювання резервуарів) [1, с. 106-118].

Гідравлічний розрахунок трубопроводів. Основне розрахункове рівняння простого трубопроводу. Основні розрахункові задачі. Поняття про визначення економічно найвигіднішого діаметра трубопроводу. Сифонний трубопровід. Послідовне й паралельне з'єднання трубопроводів. Складні трубопроводи. Трубопровід з насосною подачею [1, с.118-133].

Несталий рух рідини. Несталий рух рідини (нестисливої) у жорстких трубах з урахуванням інерційного напору. Явище гідравлічного удару, формула Жуковського для прямого удару. Поняття про непрямий удар. Способи ослаблення гідравлічного удару. Практичне використання гідравлічного удару в техніці [1, с. 140-147].

Взаємодія потоку зі стінками. Теорема імпульсів. Вплив вільного струменя на тверді перешкоди. Сили впливу напірного потоку на стінки [1, с. 148-152].

РОЗДІЛ II. ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Загальні відомості про гідромашини. Насоси й гідродвигуни.

Класифікація насосів. Принцип дії динамічних й об'ємних машин. Основні параметри: подача (витрата), напір, потужність, ККД [1, с. 154-155].

А. ЛОПАТЕВІ НАСОСИ

Основи теорії лопатевих насосів. Відцентрові насоси. Схеми відцентрових насосів, рівняння Л. Ейлера для насоса й турбіни. Теоретичний напір насоса. Вплив числа лопаток на теоретичний напір. Корисний напір. Втрати енергії в насосі. Коефіцієнти корисної дії насоса. Характеристика відцентрових насосів. Основи теорії подібності насосів, формули подібності, коефіцієнт швидкохідності й типи лопатевих насосів. Осьові насоси [1, с. 154-163; 167-168; 172-178; 180-186; 2, с. 207-235].

Експлуатаційні розрахунки лопатевих насосів. Застосування формул подібності для лічення характеристик насосів. Насосна установка. Регулювання подачі. Послідовне й паралельне з'єднання насосів. Кавітація в лопатевих насосах. Кавітаційна характеристика. Кавітаційний запас [1, с. 186-197; 200-207; 2, 225-235].

Б. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні поняття. Призначення й області застосування гідродинамічних передач. Принцип дії та класифікація. Робочі рідини [1, с. 240-243; 2, с. 357-359].

Гідродинамічні муфти. Будова і робочий процес гідромуфти. Основні параметри, рівняння й характеристики [1, с. 243-245; 2, с. 359-361].

Гідродинамічні трансформатори. Будова, класифікація, робочий процес, основні параметри й рівняння. Втрати енергії в трансформаторі. Зовнішні характеристики гідротрансформаторів різних типів, формули подібності для гідротрансформаторів і їхнє застосування. Спільна робота гідротрансформаторів із двигунами. Комплексні гідротрансформатори [1, с. 245-248; 2, с. 361-363].

В. ОБ'ЄМНІ НАСОСИ

Загальні положення. Об'ємні насоси, принцип дії, загальні

властивості й класифікація, застосування в гідросистемах [1, с. 272-275].

Поршневі й плунжерні насоси. Будова й області застосування поршневих і плунжерних насосів. Індикаторна діаграма. ККД поршневих насосів. Графіки подачі й способи її вирівнювання. Діафрагмові насоси. Поршневі компресори [1, с. 275-280, 288-292].

Роторні насоси. Класифікація роторних насосів. Загальні властивості й області застосування. Будова й особливості роторних насосів різних типів: а) роторно-поршневих; б) пластинчастих (шиберних); в) шестеренних; г) гвинтових. Визначення робочих об'ємів. Подача і її рівномірність. Характеристики насосів. Регулювання подачі. Робота насоса на трубопровід [1, с. 299-307; 2, с. 256-274].

ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ

Індивідуальні завдання складаються із задач, які згруповано у вигляді двох завдань. Кількість завдань, які виконуються, залежить від навчального плану за формою навчання та визначається деканатом і вказується викладачем. Одне індивідуальне завдання складає для денної форми навчання зміст розрахунково-графічної роботи, для заочної – зміст контрольної роботи.

Числові значення вихідних даних слід вибирати з таблиці до кожної задачі залежно від шифру, який надається деканатом або вказується викладачем.

ЗАВДАННЯ 1

Задача 1 У вертикальному циліндричному резервуарі, що має діаметр D , зберігається нафта, вага її G , густина $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$, коефіцієнт температурного розширення $\beta_t = 0,00072 \text{ 1/}^\circ\text{C}$. Розширення стінок резервуара не враховується.

Потрібно визначити:

- 1 Об'єм нафти в резервуарі при температурі 0°C .
- 2 Зміну рівня нафти в резервуарі, якщо температура підвищиться до $T, ^{\circ}\text{C}$.

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 1.

Таблиця 1

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D, \text{ м}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	2
$G, \text{ кН}$	500	700	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	900
$T, ^{\circ}\text{C}$	10	20	30	40	50	60	45	35	25	15

Задача 2 Вертикально розташований резервуар круглого перерізу діаметром D угорі закритий кришкою у вигляді півсфери (рисунок 1). Циліндрична частина має висоту H . Резервуар заповнений рідиною, густина якої ρ . Манометр, що приєднаний на висоті h від дна резервуара, показує надлишковий тиск p .

Потрібно визначити:

- 1 Вертикальне зусилля P_z , що відкриває напівсферичну кришку.
- 2 Горизонтальне зусилля P_x , що розриває циліндричну частину резервуара по твірним.
- 3 Силу гідростатичного тиску P , що діє на дно резервуара.

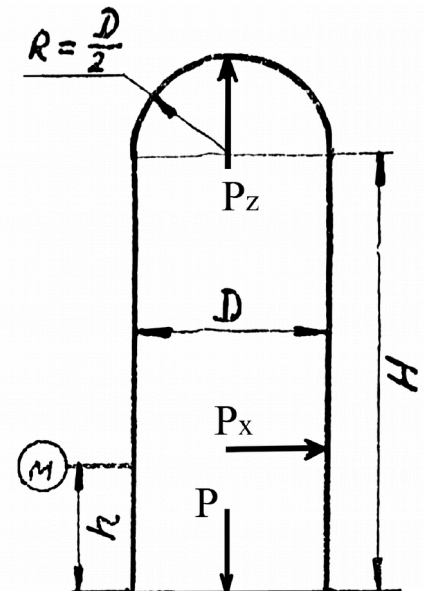


Рисунок 1

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 2.

Таблиця 2

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D, м$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H, м$	2	4	6	8	3	4	5	6	7	12
$\rho, кг/м^3$	800	900	1000	800	900	1000	800	900	1000	800
$h, м$	0	2	6	0	1,5	4	0	3	7	10
$p, МПа$	0,05	0,1	0,02	0,14	0,07	0,05	0,11	0,09	0,06	0,05

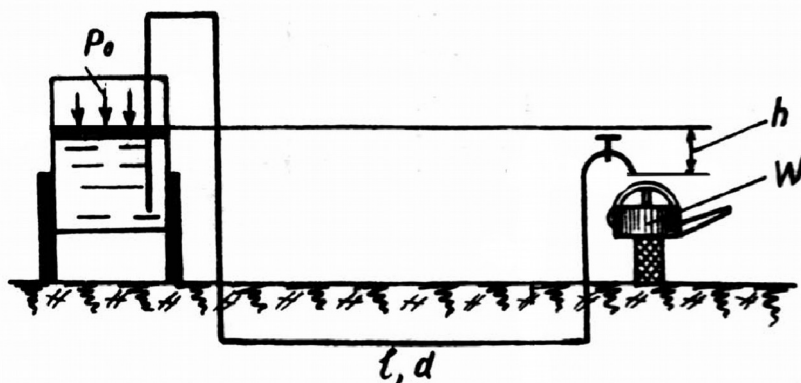
Задача 3 Масилорозбірна колонка з'єднується з витискним резервуаром трубопроводом, що має довжину l і діаметр d ; різниця позначок зливного отвору колонки й рівня мастила в баці h постійна і дорівнює $0,2 м$. Температура мастила T . На трубопроводі є 4 повороти під кутом 90° і вентиль із прямоточним рухом рідини. Густина мастила $\rho = 900 кг/м^3$. Еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E = 0,07 мм$.

Необхідно визначити надлишковий тиск p_0 , який потрібно створити на поверхні витискного резервуара (рисунок 2), щоб забезпечити наповнення маслянки, що має об'єм W , із масилорозбірної колонки за 30 с.

Рисунок 2

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 3.

Таблиця 3



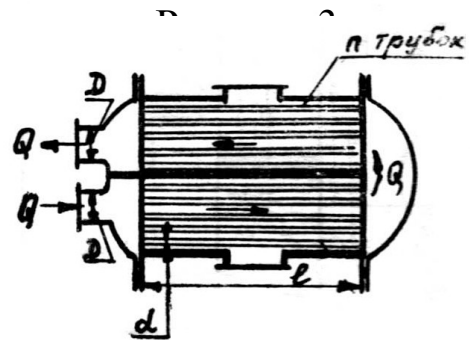
Вихідні	Остання цифра шифру
---------	---------------------

дані	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l, м$	100	120	140	160	180	200	100	110	130	150
$d, мм$	15	20	20	25	15	20	32	25	15	20
$T, °C$	50	40	30	20	45	35	25	15	40	30
$W, л$	6	7	8	9	6,5	7,5	8,5	5	5,5	7

Задача 4 У теплообміннику (рисунок 3) охолодна вода проходить по двох послідовно з'єднаних секціях (ходах), кожна з яких складається з n паралельно з'єднаних латунних трубок довжиною l і діаметром d . Діаметри вхідного й вихідного патрубків теплообмінника D ; витрата води, що проходить через теплообмінник, Q ; кінематична в'язкість ν ; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубку й у теплообмінник $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$, на виході з трубки і з теплообмінника $\zeta_{\text{вих}} = 1$. Еквівалентна шорсткість поверхні трубки $\Delta_E = 0,006 мм$.

Потрібно визначити втрату напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках, а також місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього.

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 4.



Таблиця 4

Вихідні дані	Остання цифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
n	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
$l, м$	2	4	6	1,5	3	4,5	6	5	1	4
$d, мм$	12	20	25	14	16	18	22	12	14	16
$D, мм$	100	250	300	150	200	250	350	150	200	300

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,022	0,075	0,137	0,049	0,072	0,100	0,170	0,054	0,080	0,110
$v, \text{ см}^2/\text{с}$	0,0178	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,009	0,008	0,070

Задача 5 У кожній цистерні (рисунок 4) для промивання встановлюється прилад 5, що складається з трьох конічно-збіжних насадок із діаметром вихідного отвору d_1 . Усі насадки працюють під надлишковим тиском p . Вода, яка підігріта у нагрівачі 2, 3, 4 до температури T , подається до них насосом 1 по трубі діаметром d , довжиною l (розмір вказано до точки розгалуження труби). Еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E = 0,75$ мм.

Потрібно визначити:

1 Витрату води Q_1 конічно-збіжної насадки, прийнявши коефіцієнт витрати $\mu = 0,97$.

2 Подачу насоса Q при одночасній роботі всіх насадок.

3 Напір насоса H .

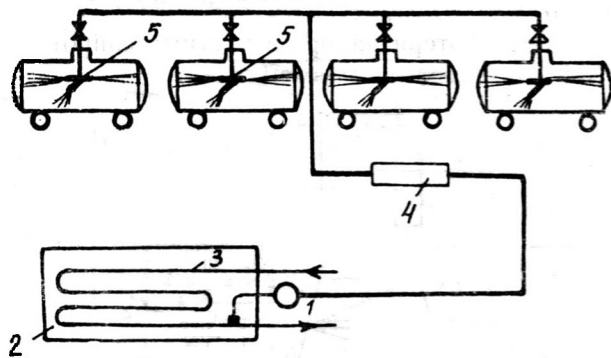


Рисунок 4

Примітка - При визначенні напору насоса втрати напору від точки розгалуження до насадок не враховувати у зв'язку з великими діаметрами труб.

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 5.

Таблиця 5

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d_1, \text{ мм}$	6	7	8	9	10	6	7	8	9	10
$p, \text{ МПа}$	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	0,7	0,8	0,9	1

$T, ^\circ C$	60	55	50	60	55	50	60	55	50	60
$d, мм$	150	150	200	200	250	150	200	250	300	350
$l, м$	1000	500	300	800	900	400	2000	600	1500	700

ЗАВДАННЯ 2

Відцентровий насос, характеристики якого при $n_1 = 2900$ об/хв зображено на рисунку працює на трубопровод, що має довжину l , діаметр d , еквівалентну шорсткість $\Delta_E = 0,1$ мм, і забезпечує підняття з температурою T на геометричну висоту H_T .

Потрібно:

1 Обчислити значення потрібних напорів H при подачах насоса Q , рівних 5, 10, 15, 20, 25 л/с, і побудувати в координатах характеристики насоса $H=f(Q)$ характеристику трубопроводу.

2 Визначити робочу точку насоса A_1 і відповідні їй значення подачі насоса Q_{A_1} напору H_{A_1} , потужності N_{A_1} , ККД η_{A_1} і допустимої вакуумметричної висоти всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$.

3 Знайти частоту обертання вала насоса n_2 , при якій подача води насосом зменшиться у m разів по відношенню до подачі, що має місце при $n_1 = 2900$ об/хв.

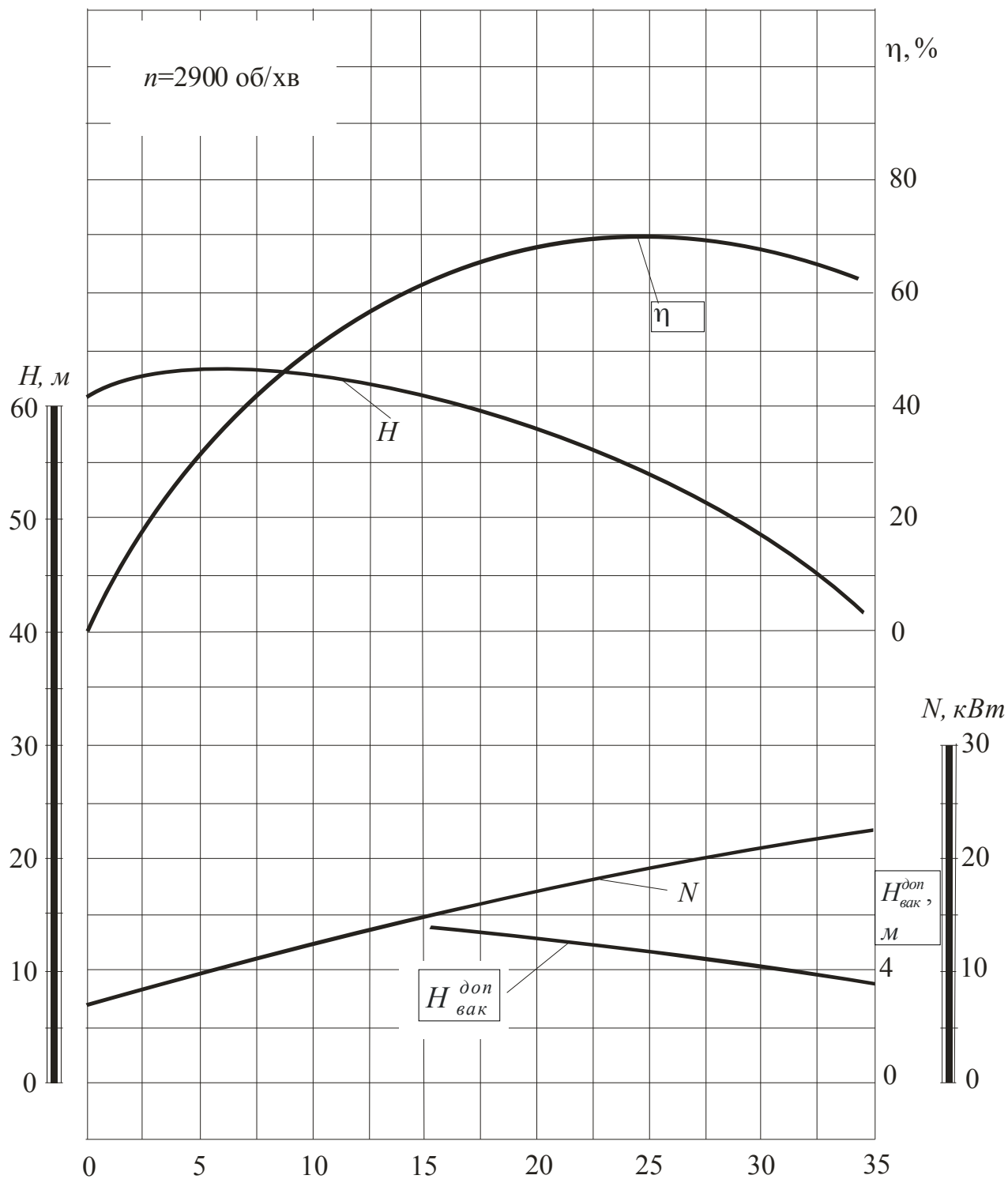


Рисунок 5

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 6.

Таблиця 6

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H_r, м$	35	25	5	25	30	35	42	30	40	25
$l, м$	260	510	7	82	75	310	15	32	75	800
$d, мм$	100	100	50	75	100	150	50	75	100	150
$T, °C$	10	20	30	40	50	60	70	10	20	30
m	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,25	1,35

ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

Задача 1 У вертикальному циліндричному резервуарі, що має діаметр $D=2 м$, зберігається нафта, вага її $G=500 кН$, густість $\rho = 850 кг/м^3$, коефіцієнт температурного розширення $\beta_T = 0,00072 1/°C$. Розширення стінок резервуара не враховується.

Потрібно визначити:

- 1 Об'єм нафти в резервуарі при температурі $0°C$.
- 2 Зміну рівня нафти в резервуарі, якщо температура підвищиться до $T=10 °C$.

Розв'язання: Об'єм нафти в резервуарі при температурі $0°C$

$$W_0 = \frac{G}{\rho g} = \frac{500 \cdot 10^3}{850 \cdot 9,81} = 60 м^3,$$

де g – прискорення повільного падіння, $g=9,81 м/с^2$.

При підвищенні температури об'єм нафти збільшиться на

$$\Delta W = \beta_T W_0 \Delta T,$$

де ΔT – збільшення температури, $\Delta T = T$.

Тоді підвищення рівня нафти в циліндричному резервуарі складе

$$\Delta h = \frac{4\Delta W}{\pi D^2} = \frac{4\beta_T W_0 \Delta T}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,00072 \cdot 60 \cdot 10}{3,14 \cdot 2^2} = 0,14 \text{ м.}$$

Задача 2 Вертикально розташований резервуар круглого перерізу діаметром $D=1$ м угорі закритий кришкою у вигляді півсфери. Циліндрична частина має висоту $H=2$ м. Резервуар заповнений рідиною, густина якої $\rho=800$ кг/м³. Манометр, що приєднаний на висоті $h=0$ м від дна резервуара, показує надлишковий тиск $p=0,05$ МПа.

Потрібно визначити:

- 1 Вертикальне зусилля P_z , що відкриває півсферичну кришку.
- 2 Горизонтальне зусилля P_x , що розриває циліндричну частину резервуара по твірним.
- 3 Силу гідростатичного тиску P , що діє на дно резервуара.

Розв'язання: Визначимо розташування п'єзометричної площини (площини з надлишковим тиском, що дорівнює нулю). Відстань цієї площини від площини з відомим тиском p

$$h_p = \frac{p}{\rho g} = \frac{0,05 \cdot 10^6}{800 \cdot 9,81} = 6,37 \text{ м.}$$

Вертикальне зусилля P_z , що відкриває півсферичну кришку, дорівнює:

$$P_z = \rho g W_{TT},$$

де W_{TT} – об'єм тіла тиску (див. рисунок 6).

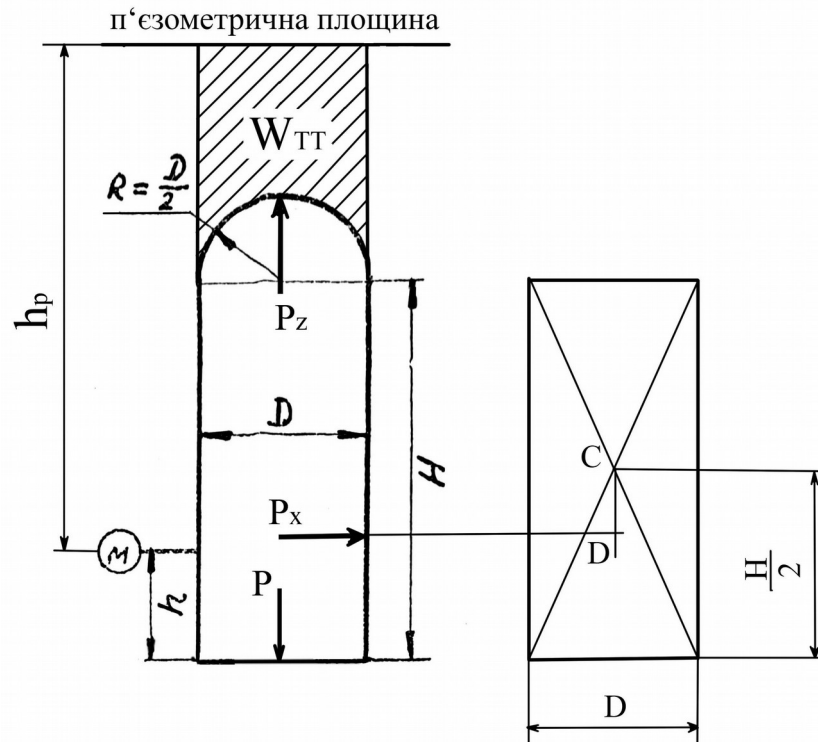


Рисунок 6

Об'єм тіла тиску

$$W_{TT} = \frac{\pi D^2}{4} (h_p + h - H) - \frac{\pi D^3}{12} = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} (6,37 + 0 - 2) - \frac{3,14 \cdot 1^3}{12} = 2,65 \text{ м}^3.$$

Тоді

$$P_z = 800 \cdot 9,81 \cdot 2,65 = 20,8 \text{ кН}.$$

Горизонтальне зусилля P_x , що розриває циліндричну частину резервуара по твірним,

$$P_x = p_c D H,$$

де p_c – тиск у центрі ваги (точка С на рисунку 6) площі проєкції циліндричної частини резервуара на вертикальну площину;

$$p_c = \rho g \left(h_p + h - \frac{H}{2} \right).$$

Тоді

$$P_x = \rho g \left(h_p + h - \frac{H}{2} \right) DH = 800 \cdot 9,81 \cdot \left(6,37 + 0 - \frac{2}{2} \right) \cdot 1 \cdot 2 = 84,3 \text{ кН.}$$

Зусилля, що діє на дно резервуара

$$P = p_1 \frac{\pi D^2}{4},$$

де p_1 – тиск на дні резервуара,

$$p_1 = p + \rho gh.$$

Тоді

$$P = (p + \rho gh) \frac{\pi D^2}{4} = (0,05 \cdot 10^6 + 800 \cdot 9,81 \cdot 0) \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} = 39,3 \text{ кН.}$$

Задача 3 Мастилорозбірна колонка з'єднується з витискним резервуаром трубопроводом, що має довжину $l=110$ м і діаметр $d=25$ мм; різниця позначок зливного отвору колонки й рівня мастила в баці h постійна і дорівнює $0,2$ м. Температура мастила $T=15$ °С. На трубопроводі є 4 повороти під кутом 90° і вентиль із прямоточним рухом рідини. Густина мастила $\rho = 900$ кг/м³. Еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E = 0,07$ мм.

Необхідно визначити надлишковий тиск p_0 , який потрібно створити на поверхні витискного резервуара (рисунок 7), щоб забезпечити наповнення маслянки, що має об'єм $W=5$ л, із мастилорозбірної колонки за 30 с.

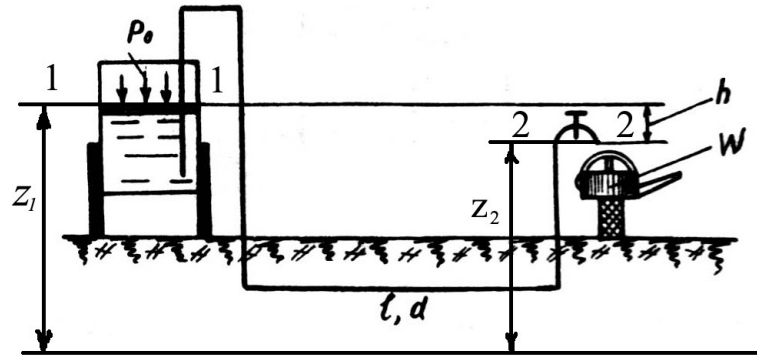


Рисунок 7

Розв'язання: Складемо рівняння Бернуллі для перерізів потоку 1-1 та 2-2 (див. рисунок 7):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \zeta_{BX} \frac{V_2^2}{2g} + 4\zeta_{II} \frac{V_2^2}{2g} + \zeta_B \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V_2^2}{2g},$$

де для обраних перерізів: $z_1 - z_2 = h$; $p_1 = p_0$; $p_2 = 0$.

Крім того, із рівняння витрати:

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2,$$

де $S_2 = \frac{\pi d^2}{4}$, $S_1 \gg S_2$,

випливає

$$V_2 = \frac{4Q}{\pi d^2}, \quad V_1 = V_2 \frac{S_2}{S_1} \approx 0.$$

Тоді з рівняння Бернуллі

$$p_0 = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d^4} \left(\alpha_2 + \zeta_{BX} + 4\zeta_{II} + \zeta_B + \lambda \frac{l}{d} \right) - \rho g h.$$

Потрібна витрата мастила

$$Q = \frac{W}{t} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{30} = 1,67 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

де t – час наповнення маслянки, $t=30$ с.

Число Рейнольдса для потоку мастила в трубопроводі

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 0,56 \cdot 10^{-4}} = 152,$$

де ν – кінематична в'язкість мастила, при температурі $T=15$ °C
кінематична в'язкість мастила $\nu = 0,56 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Знайдене число Рейнольдса вказує на ламінарний режим течії ($\text{Re} < \text{Re}_{\text{кр}} = 2320$, де $\text{Re}_{\text{кр}}$ – критичне число Рейнольдса).

При ламінарному режимі: коефіцієнт Коріоліса, що враховує нерівномірність розподілу швидкості по перерізу потоку $\alpha_2 = 2$; коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{152} = 0,421.$$

Коефіцієнти місцевих опорів за довідником: на вході в трубу – $\xi_{\text{вх}} = 0,5$; поворот під кутом 90° – $\xi_{\text{п}} = 0,25$; вентиль із прямоточним рухом рідини – $\xi_{\text{в}} = 0,75$.

Підставляючи числові значення, одержимо

$$p_0 = \frac{8 \cdot (1,67 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot 0,025^4} \left(2 + 0,5 + 4 \cdot 0,25 + 0,75 + 0,421 \frac{110}{0,025} \right) - 900 \cdot 9,81 \cdot 0,2 =$$

$$= 94,9 \text{ кПа}.$$

Задача 4 У теплообміннику (рисунок 8) охолодна вода проходить по двох послідовно з'єднаних секціях (ходах), кожна з яких складається з $n=240$ паралельно з'єднаних латунних трубок довжиною $l=5$ м і діаметром $d=12$ мм. Діаметри вхідного й вихідного патрубків теплообмінника $D=150$ мм; витрата води, що проходить через теплообмінник,

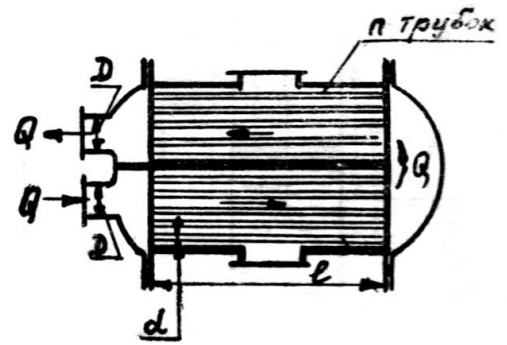


Рисунок 8

$Q=0,054$ м³/с; кінематична в'язкість $\nu=0,009$ см²/с; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубку й у теплообмінник $\zeta_{\text{вх}}=0,5$, на виході з трубки і з теплообмінника $\zeta_{\text{вих}}=1$. Еквівалентна шорсткість поверхні трубки $\Delta_E=0,006$ мм.

Потрібно визначити втрату напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках, а також місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього.

Розв'язання: Витрата води в окремій трубці

$$Q_1 = \frac{Q}{n} = \frac{0,054}{240} = 2,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Число Рейнольдса для потоку води в трубці

$$\text{Re} = \frac{4Q_1}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 2,25 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,012 \cdot 0,009 \cdot 10^{-4}} = 26500.$$

Знайдене число Рейнольдса вказує на турбулентний режим течії ($\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}} = 2320$, де $\text{Re}_{\text{кр}}$ – критичне число Рейнольдса).

При турбулентному режимі коефіцієнт втрат по довжині потоку

на тертя за формулою Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_E}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{26500} + \frac{0,006 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0259.$$

Втрата напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках

$$h = \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} \left(\zeta_{a\delta} + \zeta_{a\delta} + \lambda \frac{l}{d} \right).$$

Числове значення

$$h = \frac{8 \cdot (2,25 \cdot 10^{-4})^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,012^4} \left(0,5 + 1 + 0,0259 \frac{5}{0,012} \right) = 2,48 \text{ м.}$$

Місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього визначимо як суму втрат напору: втрат напору при вході води в теплообмінник, втрат напору при виході з теплообмінника, втрат напору на двох послідовно з'єднаних секціях, кожна з яких є паралельним з'єднанням латунних трубок.

При паралельному з'єднанні трубок у секції втрата напору на з'єднанні (секції) дорівнює втраті напору на окремій трубці. При послідовному з'єднанні двох однакових секцій втрата напору на такому з'єднанні дорівнює сумі втрат напору на кожній секції, тобто подвоюється. Виходячи з цього, місцева втрата напору при вході води в теплообмінник і виході з нього

$$\Sigma h = \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} (\zeta_{a\delta} + \zeta_{a\delta}) + 2h = \frac{8 \cdot 0,054^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,015^4} (0,5 + 1) + 2 \cdot 2,48 = 5,67 \text{ м.}$$

Задача 5 У кожній цистерні (рисунок 9) для промивання встановлюється прилад 5, що складається з трьох конічно-збіжних насадок із діаметром вихідного отвору $d_1=8$ мм. Усі насадки працюють під надлишковим тиском $p=0,8$ МПа. Вода, яка підігріта у нагрівачі 2, 3, 4 до температури $T=55$ °С, подається до них насосом 1

по трубі діаметром $d=250$ мм, довжиною $l=600$ м (розмір вказано до точки розгалуження труби). Еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E=0,75$ мм.

Потрібно визначити:

1 Витрату води Q_1 кінечно-збіжної насадки, прийнявши коефіцієнт витрати $\mu=0,97$.

2 Подачу насоса Q при одночасній роботі всіх насадок.

3 Напір насоса H .

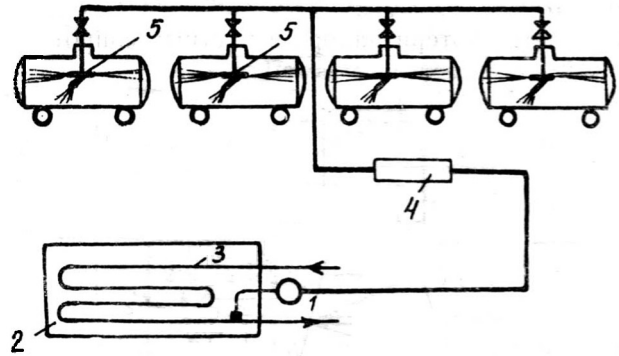


Рисунок 9

Примітка - При визначенні напору насоса втрати напору від точки розгалуження до насадок не враховувати у зв'язку з великими діаметрами труб.

Розв'язання: При температурі $T=55$ °C: густина води $\rho=985$ кг/м³; кінематична в'язкість $\nu=5,3 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Витрата води кінечно-збіжної насадки

$$Q_1 = \mu \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = 0,97 \frac{3,14 \cdot 0,008^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,8 \cdot 10^6}{985}} = 1,97 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Подача насоса при одночасній роботі всіх дванадцяти насадок

$$Q = 12 \cdot Q_1 = 12 \cdot 1,97 \cdot 10^{-3} = 0,0236 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Число Рейнольдса для потоку води в трубі

$$Re = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 0,0236}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 5,3 \cdot 10^{-7}} = 227000.$$

Знайдене число Рейнольдса вказує на турбулентний режим течії

($Re > Re_{\text{кр}} = 2320$, де $Re_{\text{кр}}$ – критичне число Рейнольдса).

При турбулентному режимі коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя за формулою Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_E}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{227000} + \frac{0,75 \cdot 10^{-3}}{250 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0264.$$

Напір насоса

$$H = \frac{p}{\rho g} + \lambda \frac{8Q^2 l}{\pi^2 g d^5} = \frac{0,8 \cdot 10^6}{985 \cdot 9,81} + 0,0264 \frac{8 \cdot 0,0236^2 \cdot 600}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,25^5} = 83,5 \text{ м.}$$

Задача 6 Відцентровий насос, характеристики якого при $n_1 = 2900$ об/хв зображено на рисунку 10, працює на трубопровід, що має довжину $l = 260$ м, діаметр $d = 100$ мм, еквівалентну шорсткість $\Delta_E = 0,1$ мм, і забезпечує підйом води з температурою $T = 10$ °С на геометричну висоту $H_G = 35$ м.

Потрібно:

1 Обчислити значення потрібних напорів H при подачах насоса Q рівних 5, 10, 15, 20, 25 л/с, і побудувати в координатах характеристики насоса $H = f(Q)$ характеристику трубопроводу.

2 Визначити робочу точку насоса A_1 і відповідні їй значення подачі насоса Q_{A_1} , напору H_{A_1} , потужності N_{A_1} , ККД η_{A_1} і допустимої вакуумметричної висоти всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$.

3 Знайти частоту обертання вала насоса n_2 , при якій подача води насосом зменшиться у $m = 1,1$ разів по відношенню до подачі, що має місце при $n_1 = 2900$ об/хв.

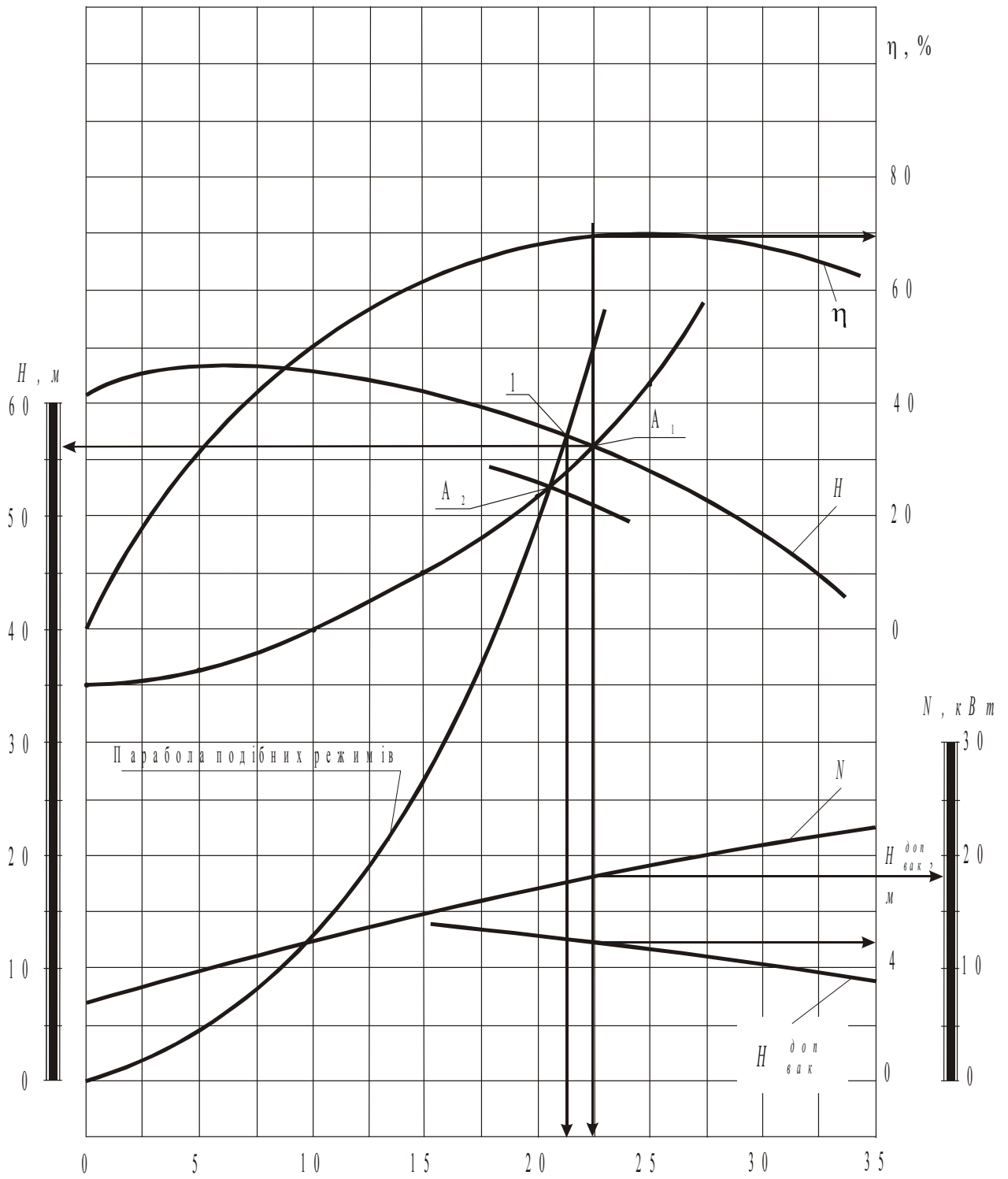


Рисунок 10

Розв'язання: Потрібний напір

$$H = H_{\bar{A}} + \lambda \frac{8Q^2 l}{\pi^2 g d^5}, \quad (1)$$

де коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}}, \text{Re} < \text{Re}_{\text{кр}} = 2320 \\ 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_E}{d} \right)^{0,25}, \text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}} \end{cases}; \quad (2)$$

g – прискорення повільного падіння, $g=9,81 \text{ м/с}^2$; Re – число Рейнольдса; $\text{Re}_{\text{кр}}$ – критичне число Рейнольдса.

Число Рейнольдса для потоку води в трубопроводі

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu}, \quad (3)$$

де ν – кінематична в'язкість води.

При температурі $T=10 \text{ }^\circ\text{C}$ кінематична в'язкість води $\nu = 1,31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Розрахунки за формулами (1)-(3) зведено до таблиці 7.

Таблиця 7

$Q, \text{ л/с}$	Re	λ	$H, \text{ м}$
0	-	-	35
5	48600	0,0243	36,3
10	97200	0,0223	39,8
15	146000	0,0215	45,4
20	194000	0,0211	53,1
25	243000	0,0208	62,9

30	292000	0,0206	74,9
----	--------	--------	------

За даними таблиці 7 побудовано в координатах насоса $H = f(Q)$ характеристику трубопроводу (див. рисунок 10). Точка A_1 перетину кривих (характеристики насоса та характеристики трубопроводу) є робочою точкою. Цій робочій точці відповідають (знайдено за графіком):

подача насоса $Q_{A_1} = 22,3 \text{ л/с}$;

напір $H_{A_1} = 57 \text{ м}$;

потужність $N_{A_1} = 18 \text{ кВт}$;

ККД $\eta_{A_1} = 69\%$;

допустима вакуумметрична висота всмоктування $H_{\text{в}}^{\text{д}} = 4,9 \text{ м}$.

Для визначення частоти обертання вала насоса n_2 , при якій подача води насосом зменшиться у $m=1,1$ разів по відношенню до подачі, що має місце при $n_1 = 2900 \text{ об/хв}$, скористаємося критеріальними співвідношеннями для подібних режимів роботи насоса:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

Подачі насоса та напори, які задовольняють цим рівнянням, є координатами точок, що лежать на параболах подібних режимів роботи насоса:

$$H = aQ^2, \quad (4)$$

де a – коефіцієнт (параметр рівняння) параболи.

Зокрема, можна побудувати параболу, що проходить через робочу точку A_2 , яка належить характеристиці трубопроводу і відповідає частоті обертання вала насоса n_2 .

Точка A_2 має координати:

$$Q_{A_2} = \frac{Q_{A_1}}{m} = \frac{22,3}{1,1} = 20,3 \text{ л/с};$$

$$H_{A_2} = H_{\dot{A}} + \lambda \frac{8Q_{A_2}^2 l}{\pi^2 g d^5} = 35 + 0,0211 \frac{8 \cdot (20,3 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 260}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,1^5} = 53,7 \text{ м},$$

при $Re = \frac{4 \cdot 20,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 1,31 \cdot 10^{-6}} = 197000;$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{197000} + \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0211.$$

Тоді коефіцієнт параболі подібних режимів роботи насоса, яка проходить через робочу точку A_2

$$a = \frac{H_{A_2}}{Q_{A_2}^2} = \frac{53,7}{20,3^2} = 0,13 \text{ м/(л/с)}^2.$$

При відомому коефіцієнті a за рівнянням (4) будуємо параболу подібних режимів (див. рисунок 10).

Точка 1 перетину параболі з характеристикою насоса при частоті обертання вала n_1 визначає подачу насоса $Q_1 = 21 \text{ л/с}$ (визначено за графіком).

Тоді при $Q_2 = Q_{A_2}$ із критеріального рівняння для подач подібних режимів насоса впливає:

$$n_2 = n_1 \frac{Q_{A_2}}{Q_1} = 2900 \frac{20,3}{21} = 2800 \text{ об/хв.}$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Основний

1 Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982.

2 Вильнер Я. М., Ковалев Я. Т., Некрасов Б. Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. - Минск: Высшая шк., 1986.

3 Методические указания для студ. спец. Т, В, СМ «Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы». – Харьков: ХИИТ, 1992. - № 159. – Ч. 1.

4 Методические указания для студентов спец. Т, В, СМ «Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы». Харьков: ХИИТ, 1992. - № 192. – Ч. 2.

5 Руководство к лабораторным работам по гидравлике. Харьков: ХИИТ, 1992. - № 973. – Ч. 1.

6 Руководство к лабораторным работам по гидравлике. Харьков: ХИИТ, 1992. - № 974. – Ч. 2.

Додатковий

1 Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справ. пособ. - М.: Машиностроение, 1971.

2 Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. - М.: Машиностроение, 1974.

ДОДАТОК

Кінематична в'язкість води

$T, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\nu, \text{cm}^2/\text{c}$	0,0178	0,0131	0,0101	0,0090	0,0066	0,0058	0,0048	0,0040	0,0036	0,0030

Кінематична в'язкість осьових мастил

$T, ^\circ\text{C}$	0	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$\nu, \text{cm}^2/\text{c}$	1,48	0,74	0,56	0,43	0,33	0,26	0,21	0,18	0,14	0,11

Густість води

$T, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
$\rho, \text{kg}/\text{m}^3$	1000	999,6	998,9	998,2	996,9	995,6	993,9	992,2	990	988	985	983

Коефіцієнти місцевих опорів

Вхід в трубу з резервуара під прямим кутом	0,5
Вихід з труби у резервуар під прямим кутом	1
Поворот труби під кутом 90° (плавний)	0,1–0,4
Вентиль із прямоточним рухом рідини	0,5–1

