

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**до вивчення дисципліни**  
**«Гідравлічні та аеродинамічні машини»**  
**(приклади завдань для СРС і контрольних робіт)**  
**для студентів напряму підготовки**  
**6.060101 – «Будівництво»**  
**всіх форм навчання**

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**до вивчення дисципліни**  
**«Гідравлічні та аеродинамічні машини»**  
**(прикладні завдання для СРС і контрольних робіт)**  
**для студентів напряму підготовки**  
**6.060101 – «Будівництво»**  
**всіх форм навчання**

Вінниця  
ВНТУ  
2013

Рекомендовано до друку Методичною радою Вінницького національного технічного університету Міністерство освіти і науки України (протокол № 10 від 14 червня 2012р.)

Рецензенти:

**С. Й. Ткаченко**, доктор технічних наук професор

**А. М. Власенко**, кандидат технічних наук доцент

Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Гідравлічні та аеродинамічні машини» (прикладні завдання для СРС і контрольних робіт) для студентів напряму підготовки 6.060101 – «Будівництво» всіх форм навчання. /Уклад. І. В. Коц, В. В. Петрусь, Н. П. Бадьора – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 25 с.

Дані методичні вказівки до виконання контрольних робіт та СРС розроблені відповідно до вимог, викладених в навчальній програмі з дисципліни «Гідравлічні та аеродинамічні машини» для студентів напряму підготовки 6.060101 – «Будівництво». Розроблені методичні вказівки допомагають засвоїти теоретичні основи з розрахунку нагнітальних пристроїв; розвинути у студентів вміння проводити аналіз роботи нагнітальних пристроїв у різних експлуатаційних умовах; вивчити заходи з регулювання нагнітальних пристроїв, підвищення надійності та стійкості їх роботи в мережах.

## ЗМІСТ

1 Мета та завдання дисципліни, її місце в навчальному процесі.....	4
2 Програма дисципліни.....	5
3 Запитання для самоконтролю.....	8
4 Приклади виконання контрольних завдань.....	9
Задача 1 .....	9
Задача 2.....	10
Задача 3.....	12
Задача 4.....	15
Задача 5.....	17
Задача 6.....	18
Задача 7.....	20
Література.....	24

## 1 МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДИСЦИПЛІНИ, ЇЇ МІСЦЕ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ

Дисципліна «Гідравлічні та аеродинамічні машини» носить прикладний характер та входить до циклу дисциплін загального курсу «Опалення, вентиляція та кондиціювання повітря».

Мета викладання дисципліни – засвоїти теоретичні основи з розрахунку нагнітальних пристроїв; розвинути практичні навички у підборі нагнітальних пристроїв для заданих розрахункових умов із використанням заводських каталожних характеристик; навчитися проводити аналіз роботи нагнітальних пристроїв у різних експлуатаційних умовах; вивчити заходи з регулювання нагнітальних пристроїв, підвищення надійності та стійкості їх роботи в мережах, боротьби з шумом та вібрацією.

Вивчивши дисципліну «Гідравлічні та аеродинамічні машини», студент повинен:

Знати :

- класифікацію, будову, принцип дії та сферу застосування основних видів нагнітальних пристроїв;

- основи теорії та елементи розрахунку лопатевих нагнітальних пристроїв;

- робочі характеристики нагнітальних пристроїв та їх використання при підборі цих пристроїв для систем теплогазопостачання та вентиляції;

- конструкції нагнітальних пристроїв різних типів, регулювання їх роботи в мережі;

- техніку безпеки та охорону праці при монтажі та експлуатації нагнітальних пристроїв;

- заходи боротьби із шумом та вібрацією, що виникають під час роботи нагнітальних пристроїв.

Вміти:

- правильно підбирати насоси, вентилятори та компресори для систем теплогазопостачання та вентиляції;

- перераховувати робочі характеристики лопатевих нагнітальних пристроїв при зміні частоти обертання робочого колеса, густини середовища, що переміщується, та розмірів нагнітального пристрою;

- проводити інженерний аналіз роботи нагнітальних пристроїв в мережі, а також аналіз загальної роботи кількох таких пристроїв на одну мережу;

- проводити аеродинамічні, гідравлічні випробування відповідно до державних стандартів, а також грамотно обробляти експериментальні дані.

## 2 ПРОГРАМА ДИСЦИПЛІНИ

### 1. Вступ.

Короткий історичний огляд розвитку гідравлічних машин. Роль вітчизняних та закордонних вчених у розвитку теорії та практики створення нагнітальних пристроїв. Сучасний стан техніки гідравлічних машин.

Використання нагнітальних пристроїв у системах опалення, вентиляції, кондиціонування повітря, тепло- та газопостачання та інших сферах техніки.

Загальні відомості про фізичні властивості рідин та гідроаеродинаміку.

### 2. Класифікація нагнітальних пристроїв. Галузі використання.

Класифікація нагнітальних пристроїв за призначенням (вентилятори, насоси, компресори), принципом дії (лопатеві, струменеві, об'ємні, пневматичні), тиском, видом перекачуваного середовища, та іншими ознаками. Типи нагнітальних пристроїв: радіальні (відцентрові), осьові, вихрові, діаметральні, поршневі, зубчасті та пластинчасті. Будова та принцип дії нагнітальних пристроїв різних типів, їх переваги та недоліки, галузь використання.

### 3. Відцентрові (радіальні) нагнітальні пристрої.

#### 3.1. Елементи теорії та будови радіальних нагнітальних пристроїв.

Рух рідини у лопатевому колесі. Рівняння Ейлера для роботи лопатей колеса. Фактори, що впливають на коефіцієнт тиску. Призначення та конструкції напрямних пристроїв. Призначення та роль спіралеподібного кожуха, вимоги до конструкції кожуха. Призначення та роль дифузора. Конструкції лопатевих коліс.

#### 3.2. Характеристики нагнітальних пристроїв.

Тиск та подача, зв'язок між ними. Теоретична характеристика нагнітального пристрою, відхилення дійсної характеристики від теоретичної. Джерела втрат тиску. Зміна потужності, ККД та тиску, в залежності від подачі при постійному числі обертів лопатевого колеса. Повна характеристика. Перерахунок характеристик при зміні частоти обертання, густини середовища, яке переміщується, діаметра робочого колеса та впливу механічних домішок. Універсальні, суміщені, узагальнені та безрозмірні характеристики.

#### 3.3. Робота нагнітального пристрою в мережі.

Зміна повного, статичного та динамічного тиску в мережі з нагнітальним пристроєм. Характеристика мережі. Спосіб накладання характеристик, поняття про «робочу точку». Використання способу накладання характеристик для аналізу роботи нагнітальних пристроїв при зміні характеристики мережі. Об'єднана робота нагнітальних пристроїв в мережі. Паралельне та послідовне підключення нагнітальних пристроїв в мережі, аналіз роботи цих пристроїв з однаковими та різними

характеристиками. Вибір раціональної схеми об'єднаної роботи нагнітальних пристроїв. Техніко-економічні основи вибору нагнітального пристрою для роботи в мережі. Поняття про характеристику в квадрантах. Нестійка робота нагнітального пристрою в мережі, явище помпажу та способи його запобігання.

#### 3.4. Керування роботою нагнітального пристрою в мережі.

Вплив на характеристику мережі: дросельне регулювання, регулювання перепуском (байпасування). Вплив на характеристику нагнітача: зміною частоти обертання робочого колеса, поворотом лопатей. Порівняння різних методів керування системою нагнітач – мережа.

#### 3.5. Радіальні вентилятори.

Класифікація радіальних вентиляторів за тиском, призначенням, коефіцієнтом швидкохідності. Маркування радіальних нагнітачів. Конструкція, влаштування та випробування радіальних вентиляторів. Станини та основи радіальних вентиляторів. З'єднання вентиляторів з електродвигунами, вимоги державних стандартів. Заходи боротьби із шумом та вібрацією, що виникають під час роботи вентиляторів. Балансування робочих коліс. Віб्रोізолятори та гнучкі вставки, шумоглушники. Техніка безпеки та охорона праці при монтажі та експлуатації вентиляторів. Випробування вентиляторів. Вимірювання тиску, витрат, швидкості обертання робочого колеса, споживаної потужності. Порядок випробувань та обробка результатів.

#### 3.6. Відцентрові насоси.

Конструкції та влаштування відцентрових насосів. Насоси загального та спеціального призначення. Схема влаштування циркуляційних, живильних та підвищувальних насосів в системах теплогазопостачання, опалення, гарячого та холодного водопостачання. Кавітація, причини виникнення та запобігання. Допустима висота всмоктування. Осьовий тиск. Маркування насосів. Заходи боротьби із шумом та вібрацією. Техніка безпеки при монтажі та експлуатації насосів.

#### 3.7. Відцентрові компресори.

Конструкції та принцип дії відцентрових компресорів. Галузі використання в системах теплогазопостачання та вентиляції. Особливості характеристик та регулювання. Підбір компресорів, монтаж та експлуатація.

#### 4. Осьові нагнітачі.

Основи теорії. Поняття про мережу профілів та циркуляцію потоку по профілю лопаті. Теорема М. Є. Жуковського про підйомну силу елемента лопаті. Втрати тиску в осьових нагнітачах. Характеристика осьових нагнітачів. Способи регулювання подачі. Конструкції та будови осьових вентиляторів. Класифікація осьових вентиляторів. Конструктивні та експлуатаційні особливості осьових вентиляторів. Влаштування осьових вентиляторів, з'єднання їх з електродвигунами.

Осьові насоси. Конструктивні особливості. Типи насосів. З'єднання із електродвигунами. Сфера застосування.

5. Діаметральні нагнітачі.

Принцип дії. Конструктивні особливості. Сфера використання. Характеристики діаметрального нагнітача.

6. Вихрові насоси.

Принцип дії. Основи теорії. Характеристика вихрового насоса. Конструктивні особливості. Сфера використання. Способи регулювання подачі.

7. Струменеві нагнітачі.

Принцип дії. Основи теорії. Класифікація. Конструкції струменевих нагнітачів, що застосовуються в системах теплогазопостачання та вентиляції. ККД. Характеристика струменевого нагнітача. Розрахунок. Регулювання подачі.

8. Об'ємні нагнітачі.

8.1. Поршневі машини.

Принцип дії. Класифікація. Сфера використання.

Поршневі насоси. Конструктивні особливості. Визначення подачі поршневих машин одно- та багаторазової дії. Характеристика поршневого насоса. Регулювання подачі.

Поршневі компресори. Процеси стиснення та розширення газу в компресорі. Індикаторна діаграма (теоретична та практична). Регулювання подачі. Економічність роботи компресора.

8.2. Ротаційні нагнітачі

Принцип дії. Основні конструктивні особливості. Ротаційні насоси. Визначення подачі. Характеристика ротаційного нагнітача. Способи регулювання подачі. Сфера використання.

Ротаційні компресори. Принцип дії. Визначення подачі та ККД. Регулювання подачі. Сфера використання.

9. Пневматичні нагнітачі

Принцип дії. Сфера використання. Конструкції ерліфтів. ККД пневматичного нагнітача.

10. Принципи підбору нагнітачів

Вихідні дані для підбору нагнітачів. Вимоги нормативних матеріалів до прийнятих для встановлення гідравлічних машин. Методи підбору (графічні та аналітичні).

Визначення потужності електродвигунів нагнітачів. Типи електродвигунів, що застосовуються в системах теплогазопостачання та вентиляції. Техніко- економічні принципи підбору електродвигунів

11. Випробування нагнітачів

Вимірювальна апаратура та оснащення, що використовуються при випробуванні нагнітачів. Методика проведення аеродинамічних, гідравлічних та акустичних випробувань нагнітачів.



## Перелік лабораторних робіт

1. Вимірювання основних параметрів, що характеризують роботу гідравлічних установок.
2. Вимірювання середньої швидкості та витрат повітря за допомогою пневматичної трубки та мікроанемометра.
3. Тарування діафрагми.
4. Визначення характеристики вентилятора.
5. Визначення робочих характеристик насоса.
6. Послідовна та паралельна робота вентиляторів.
7. Визначення характеристики мережі.
8. Випробування струменевого нагнітача (ежектора).

### 2.11 Теми контрольних робіт

1. Перерахунок характеристик лопатевих нагнітачів при зміні геометричних розмірів, частоти обертання та об'ємної маси рідини, що переміщується.
2. Підбір радіального та осьового вентилятора для забезпечення заданих параметрів мережі.
3. Підбір відцентрового насоса для забезпечення заданих параметрів мережі.
4. Умови роботи двох однакових послідовно та паралельно з'єднаних радіальних вентиляторів для заданих параметрів мережі.
5. Підбір елеватора.

## 3 ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Короткий історичний огляд розвитку гідравлічних машин.
2. Класифікація нагнітачів за принципом дії.
3. Класифікація, принцип дії та конструктивні схеми лопатевих нагнітачів.
4. Коефіцієнт швидкохідності, формули для визначення, його значення при виборі лопатевих нагнітачів.
5. Типи радіальних вентиляторів. Схеми та принцип дії. Сфера використання.
6. Типи осьових вентиляторів. Схеми та принцип дії. Сфера використання.
7. Принцип дії радіального нагнітача, характер силової взаємодії, кінематика частинки рідини в робочому колесі.
8. Принцип дії осьового нагнітача, характер силової взаємодії, кінематика частинки рідини в робочому колесі.
9. Радіальні насоси, їх типи та конструктивні схеми, призначення.
10. Формули для визначення продуктивності різних типів нагнітачів, особливості та аналіз.
11. Схема робочого колеса, виведення рівняння Л. Ейлера.

12. Кут  $\beta_2$  і його вплив на профіль лопатей та тиск, розвинений радіальним нагнітачем.
13. Теоретична та дійсна характеристики лопатевих нагнітачів.
14. Універсальна та об'єднана характеристики радіального вентилятора.
15. Універсальна безрозмірна характеристика нагнітачів.
16. Формули перерахунку параметрів лопатевих нагнітачів, зіставлення, аналіз.
17. Стійкість роботи лопатевих нагнітачів. Явище помпажу.
18. Способи керування роботою нагнітачів.
19. Графічне зображення методу накладення характеристик, положення робочої точки.
20. Графічне зображення об'єднаної роботи двох нагнітачів при послідовному та паралельному з'єднанні.
21. Правила запуску та зупинки різних типів нагнітачів. Характер зміни значення споживаної потужності.
22. Класифікація об'ємних насосів, їх схеми та принципи дії.
23. Поршневі насоси. Характеристики подачі. Призначення повітряних ковпаків.
24. Можлива висота всмоктування насоса, кавітація та заходи її попередження.
25. Індикаторна діаграма поршневих нагнітачів, порівняння теоретичної та дійсної діаграм.
26. Принцип дії пластинчастих, водокільцевих та турбінних нагнітачів, конструктивні схеми.
27. Багатоступінчасте стиснення в поршневих компресорах.
28. Формули для визначення споживаної потужності насосів, вентиляторів та компресорів.
29. Призначення напрямного, випрямного апаратів, спірального кожуха та дифузора.
30. Принцип дії та конструктивні схеми струменевих нагнітачів, ККД стосовно них.
31. Епюри повного, динамічного та статичного тиску на напірній та всмоктувальній ділянках нагнітачів.
32. Принципи та основні розрахункові залежності при аеродинамічних випробуваннях вентиляторів в мережі.
33. Основні методи та вимірювальні прилади для проведення випробувань нагнітачів.

#### 4 ПРИКЛАДИ ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНИХ ЗАВДАНЬ

##### *Задача 1*

Відома характеристика відцентрового вентилятора (табл. 1), побудована при:  $\omega_0 = 150 \text{ c}^{-1}$ ,  $\rho_0 = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ,  $D_0 = 0,4 \text{ м}$ .

Побудувати характеристику геометрично подібного відцентрового вентилятора при:  $\omega = 130 \text{ c}^{-1}$ ,  $\rho = 0,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ,  $D = 0,3 \text{ м}$ .

Таблиця 1 – Вихідні дані до задачі 1

$\eta_0$	0	0,27	0,4	0,49	0,55	0,57	0,55	0,5	0,45	0,4
$L_0, \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$	0	1000	2000	3000	4000	4800	6000	7000	8000	9000
$P_0, \text{Па}$	540	470	435	440	465	480	475	450	410	360
$N_0, \text{кВт}$	0,4	0,48	0,6	0,74	0,92	1,1	1,42	1,7	1,98	2,27

Розв'язання. Із загальної формули [3, 4] перерахунку характеристики при постійному ККД  $\eta = \eta_0$  маємо:

$$L = L_0 \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^0 \left(\frac{D}{D_0}\right)^3 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^1 = L_0 \left(\frac{0,3}{0,4}\right)^3 \left(\frac{130}{150}\right)^1 = 0,366L_0; \quad (1)$$

$$P = P_0 \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^1 \left(\frac{D}{D_0}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 = P_0 \left(\frac{0,8}{1,2}\right) \left(\frac{0,3}{0,4}\right)^2 \left(\frac{130}{150}\right)^2 = 0,282P_0; \quad (2)$$

$$N = N_0 \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^1 \left(\frac{D}{D_0}\right)^5 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^3 = N_0 \left(\frac{0,8}{1,2}\right) \left(\frac{0,3}{0,4}\right)^5 \left(\frac{130}{150}\right)^3 = 0,103N_0. \quad (3)$$

Результати розрахунків наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунків

$\eta$	0	0,27	0,4	0,49	0,55	0,57	0,55	0,5	0,45	0,4
$L, \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$	0	365	731	1096	1462	1755	2194	2559	2925	3291
$P, \text{Па}$	152	132	122	124	131	135	134	127	115	101
$N, \text{кВт}$	0,04	0,049	0,062	0,076	0,095	1,113	0,146	0,175	0,204	0,234

За результатами розрахунку побудуємо вихідну ( $\eta_0 = f(L_0)$ ;  $P_0 = f(L_0)$ ;  $N_0 = f(L_0)$ ) та розрахункову ( $\eta = f(L)$ ;  $P = f(L)$ ;  $N = f(L)$ ) характеристики вентилятора (рис. 1).

### Задача 2

Визначити потужність вентилятора, якщо для чистого повітря при витраті  $L = 9000 \text{ м}^3/\text{год}$  втрати тиску в мережі  $P = 800 \text{ Па}$ , а вагова концентрація суміші  $\mu = 0,4$ .

Розв'язання. Втрати тиску в мережі при забрудненні повітря механічними домішками, Па:

$$P_{cm} = P(1 + k\mu), \quad (4)$$

причому  $k = 1,4$  за даними ЦАГІ:

$$P_{cm} = 800(1 + 1,4 \cdot 0,4) = 1248 \text{ (Па.)}$$

Витрата повітря залишається незмінною:  $L_{cm} = L = 9000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ .

Значенням  $P_{cm} = 1248 \text{ Па}$  та  $L_{cm} = 9000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$  відповідає радіальний пиловий вентилятор ЦП7-40 №8 з  $\omega = 105 \text{ с}^{-1}$  та  $\eta = 0,56$  [3, С. 166].

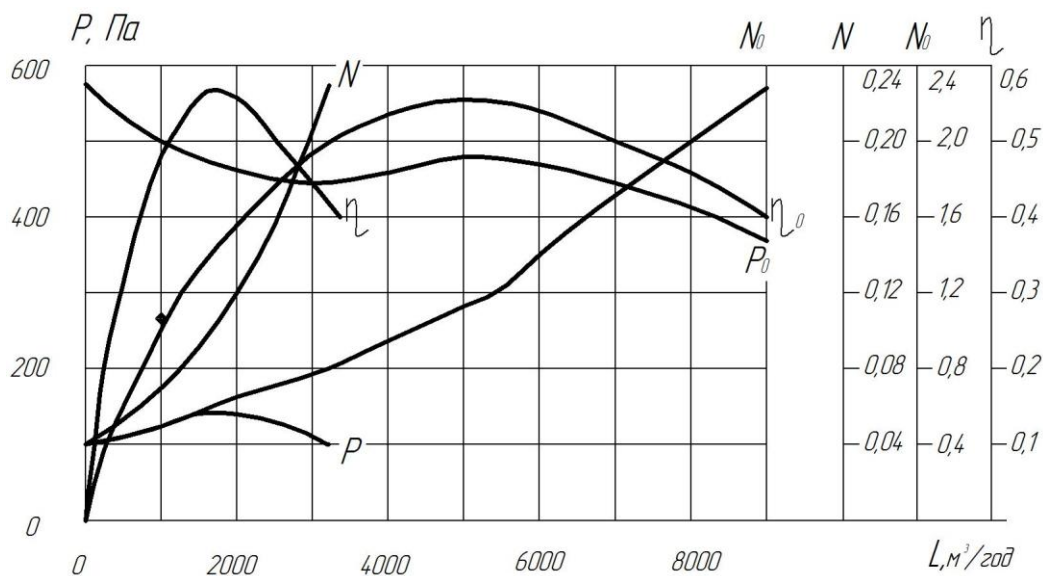


Рисунок 1 – Характеристика вентилятора

Потужність вентилятора в кВт, з урахуванням механічних домішок, розраховується за формулою:

$$N_{cm} = N(1 + k\mu), \quad (5)$$

в якій, за даними ЦАГІ, для радіальних вентиляторів рекомендується приймати  $k = 1,4$ . Тоді

$$N_{cm} = \frac{1}{3600} \frac{L}{1000} \frac{P}{\eta} (1 + 1,4 \cdot 0,4) = \frac{9000 \cdot 1248}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,56} (1 + 1 \cdot 0,4) = 7,8 \text{ (кВт)}. \quad (6)$$

При переході до роботи на чистому повітрі ( $L = 9000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$  та  $P = 800 \text{ Па}$ ) вибраний вентилятор повинен мати  $\omega' = 80 \text{ с}^{-1}$ ,  $\eta = 0,53$  та відповідну потужність

$$N' = \frac{9000 \cdot 800}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,53} = 3,77 \text{ кВт.}$$

Проте при дійсній частоті обертання  $\omega = 105 \text{ с}^{-1}$ , якщо характеристика мережі квадратична

$$N = N' \left( \frac{\omega}{\omega'} \right)^3 = 3,77 \left( \frac{105}{80} \right)^3 = 8,5 \text{ (кВт)}. \quad (7)$$

Характеристика пилового вентилятора ЦП7-40 № 8 показана на рис. 2.

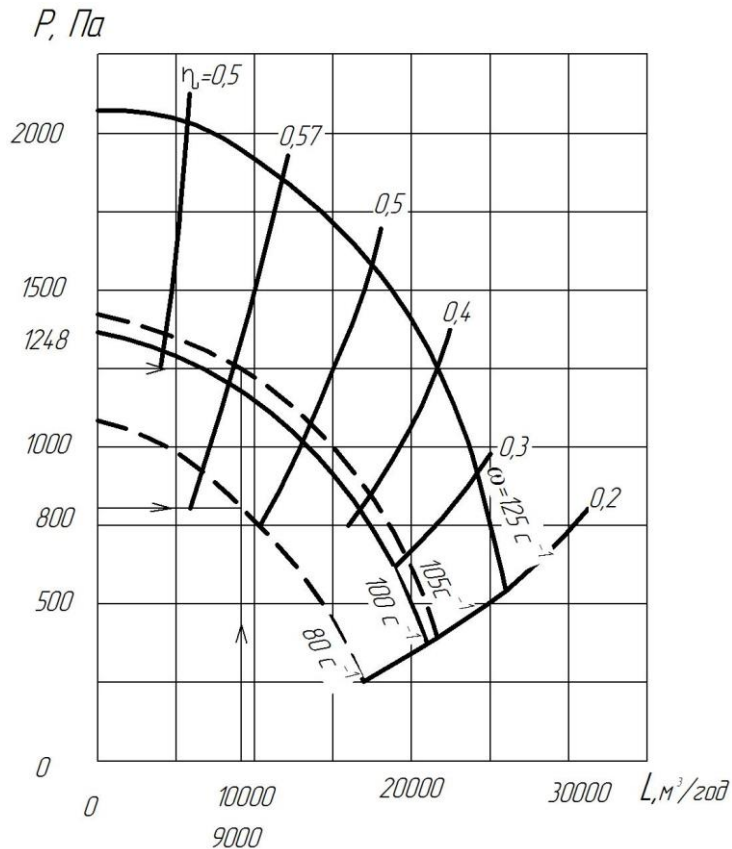


Рисунок 2 – Характеристика пилового вентилятора ЦП7-40 № 8

### Задача 3

Підібрати радіальний вентилятор типу Ц4-70 в комплекті з електродвигуном для мережі повітропроводів з такими параметрами:

$$L = 8000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}; \quad P = 900 \text{ Па}.$$

Розв'язання. Приймаємо частоту обертання валу  $\omega' = 150 \text{ с}^{-1}$  та обчислюємо критерій швидкості [3, С. 23]:

$$n_y = 53 \frac{L^{\frac{1}{2}} \omega}{P^{\frac{3}{4}}} = 53 \frac{\left( \frac{8000}{3600} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot 150}{900^{\frac{3}{4}}} = 72,1. \quad (8)$$

При значеннях  $n_y = 20 \dots 55$  рекомендують вентилятори з лопатями, загнутими вперед. Для значень критерію швидкості в межах  $n_y = 50 \dots 80$  вибирають радіальні вентилятори з лопатями, що загнуті назад.

Для інших типів вентиляторів орієнтовні значення коефіцієнтів швидкохідності такі [5]:

Радіальні високого тиску.....	10...30
Радіальні двобічного всмоктування.....	80...120
Дискові.....	більше 80
Осьові для підвищеного тиску із напрямними апаратами....	120...200.

Діаметр входу у вентилятор визначають, виходячи з умови мінімальних втрат при вході потоку на лопаті [3, С. 23]:

$$D_o = k_g \sqrt[3]{\frac{L}{\omega}} = 1,75 \sqrt[3]{\frac{(8000/3600)}{150}} = 0,43 (м). \quad (9)$$

Для радіальних вентиляторів з лопатями, що загнуті вперед, при  $n_y = 20...55$  рекомендують  $k_g = 1,65$ , а для лопатей, що загнуті назад, при  $n_y = 40...80$   $k_g = 1,75$ .

Зовнішній діаметр колеса розраховується за формулами [3, С. 23]:  
для радіальних вентиляторів з лопатями, що загнуті вперед ( $n_y = 20...55$ )

$$D_2 = 60 \frac{D_o}{n_y}; \quad (10)$$

для радіальних вентиляторів з лопатями, що загнуті назад ( $n_y = 50...80$ )

$$D_2 = 105 \frac{D_o}{n_y} = 105 \frac{0,43}{72,1} = 0,62 (м). \quad (11)$$

Вибираємо для встановлення вентилятор Ц4-70 № 6,3 і за графіком [3, рис.15, С. 151] уточнюємо його характеристики. При частоті обертання валу  $\omega' = 150 c^{-1}$  характеристики вентилятора такі:

$$L' = 8000 \frac{м^3}{200д}; P' = 1300 Па.$$

Розраховуємо необхідну частоту обертання:

$$\omega = \omega' \sqrt{\frac{P}{P'}} = 150 \sqrt{\frac{900}{1300}} = 125 c^{-1}. \quad (12)$$

ККД вентилятора  $\eta = 0,76$ ;  $\frac{\eta}{\eta_{\max}} = \frac{0,76}{0,81} = 0,94$  від  $\eta_{\max}$ , що більше

$0,9\eta_{\max}$  – умови правильності підбору вентиляторів.

Встановлена потужність електродвигуна, кВт:

$$N = \frac{LP}{1000\eta\eta_h\eta_p} k, \quad (13)$$

де  $\eta, \eta_h, \eta_p$  – ККД, відповідно, вентилятора в робочій точці характеристики, підшипників та передачі;

$k$  – коефіцієнт запасу потужності.

Якщо нагнітач з'єднаний з двигуном на одному валу, то  $\eta_h = 1$  та  $\eta_p = 1$ . Для клинопасової передачі  $\eta_p = 0,9 \dots 0,95$  та  $\eta_h = 0,96 \dots 0,97$ . Для муфтового з'єднання  $\eta_p = 0,98$  та  $\eta_h = 0,96 \dots 0,97$ .

Для радіальних вентиляторів з лопатями, загнутими вперед, рекомендують приймати  $k = 1,1 \dots 1,15$ ; з лопатями, загнутими назад,  $k = 1,05 \dots 1,1$ . Більший коефіцієнт запасу приймають при меншій встановленій потужності для вибраного типу електродвигунів:

$$N = \frac{\frac{8000}{3600} \cdot 900}{1000 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot 1} \cdot 1,1 = 2,9 \text{ (кВт)}.$$

Користуючись даними таблиці з [10, С. 562], приймаємо до встановлення електродвигун 4А100S4У3 з  $\omega = 150 \text{ c}^{-1}$  та  $N_y = 3 \text{ кВт}$ .

Характеристика вентилятора Ц4-70 № 6,3 показана на рис. 3, а загальний вигляд – на рис. 4. Основні приєднувальні та встановлювальні розміри вентилятора приймаємо за даними таблиці 3 [6, С. 389].

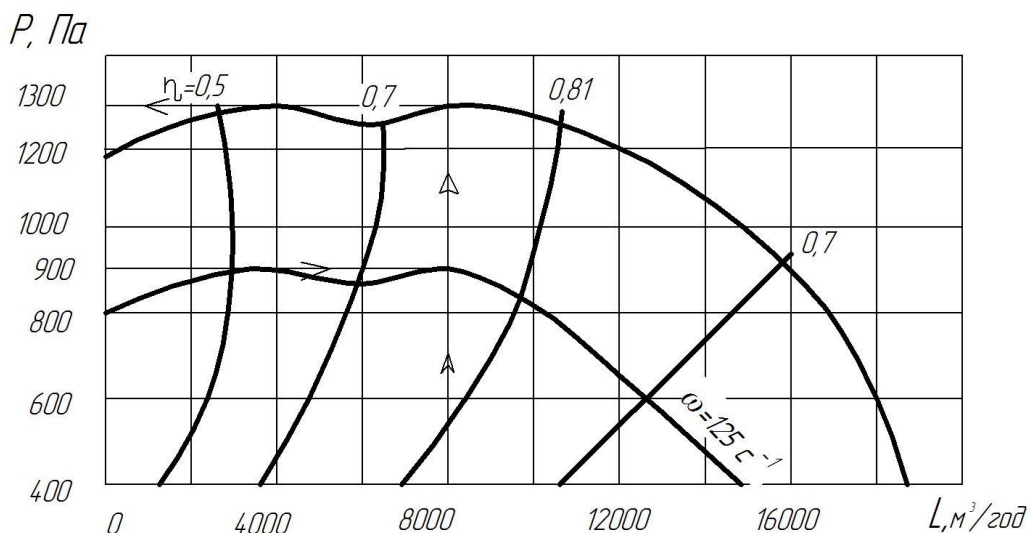


Рисунок 3 – Характеристика вентилятора Ц4-70 № 6,3

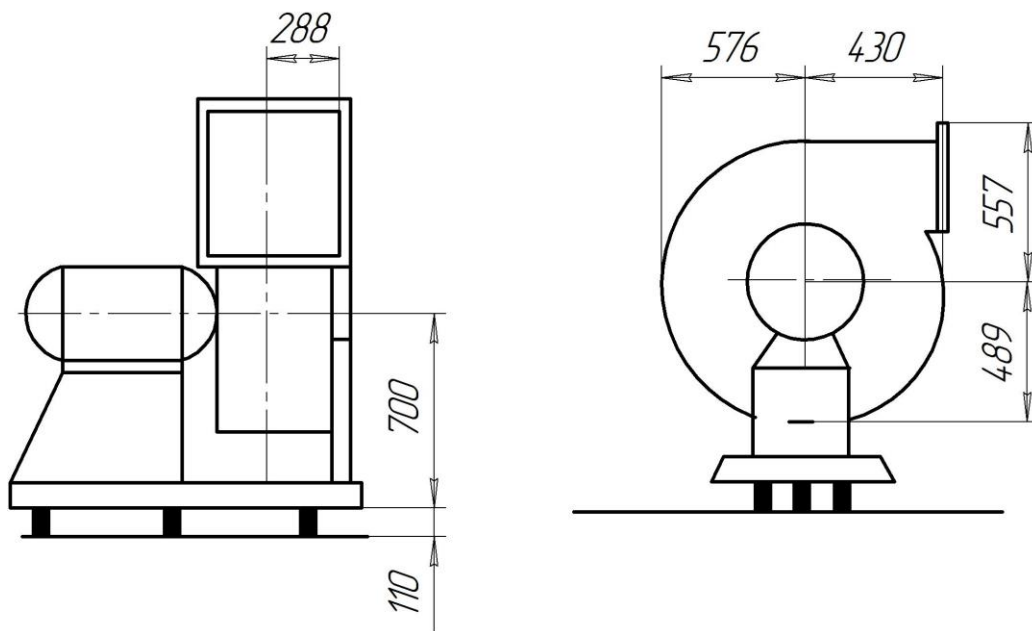


Рисунок 4 – Загальний вигляд вентилятора Ц4-70 № 6,3

*Задача 4.*

Визначити доцільну схему підключення двох однакових за характеристикою радіальних вентиляторів, що працюють одночасно для мережі. Характеристику мережі прийняти за даними задачі 3.

Розв'язання. При паралельній роботі двох однакових нагнітачів на мережу їх витрати підсумовуються при постійному тиску. Це означає, що при паралельній роботі двох нагнітачів та відомих характеристиках мережі ( $L$  та  $P$ ) для визначення характеристики одного нагнітача витрату в мережі треба розділити на 2, а тиск залишити незмінним:

$$L' = \frac{L}{2} = \frac{8000}{2} = 4000 \left( \frac{m^3}{год} \right); \quad P' = P = 900 (Па). \quad (14)$$

При послідовній роботі нагнітачів їх тиски при незмінних витратах підсумовуються. Для визначення характеристики кожного нагнітача витрати в мережі не змінюють, а тиск ділять на 2:

$$L'' = L = 8000 \left( \frac{m^3}{год} \right); \quad P'' = \frac{P}{2} = \frac{900}{2} = 450 (Па). \quad (15)$$

Визначаємо критерії швидкохідності для кожного вентилятора при паралельній  $n_y'$  та послідовній  $n_y''$  роботі, для  $\omega = 200 c^{-1}$ :



$$n_y' = 53 \frac{\left(\frac{4000}{3600}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 200}{900^{\frac{3}{4}}} = 68; \quad (16)$$

$$n_y'' = 53 \frac{\left(\frac{8000}{3600}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 200}{450^{\frac{3}{4}}} = 161,7. \quad (17)$$

Для радіальних вентиляторів Ц4-70 з лопатями, загнутими назад, критерій швидкохідності повинен бути в межах 50...80, тому доцільне паралельне з'єднання вентиляторів, для якого  $n_y' = 68$ .

Діаметр входу у вентилятор:

$$D_o' = 1,75 \sqrt[3]{\frac{4000}{\frac{3600}{200}}} = 0,3 \text{ (м)}. \quad (18)$$

Зовнішній діаметр колеса:

$$D_2' = 105 \frac{0,3}{68} = 0,46 \text{ (м)}. \quad (19)$$

До встановлення можна прийняти два вентилятори Ц4-70 № 5. При  $L' = 4000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$  та  $P' = 900 \text{ Па}$  для кожного вентилятора  $\eta = 0,71$  [3, С. 151].

Якщо прийняти вентилятори Ц4-70 № 4, то при тих самих характеристиках ККД  $\eta = 0,81$  [3, С. 150].

Приймаємо до встановлення два вентилятори Ц4-70 № 4 з  $\omega = 200 \text{ с}^{-1}$  та будуємо характеристику при їх паралельній роботі (рис. 5).

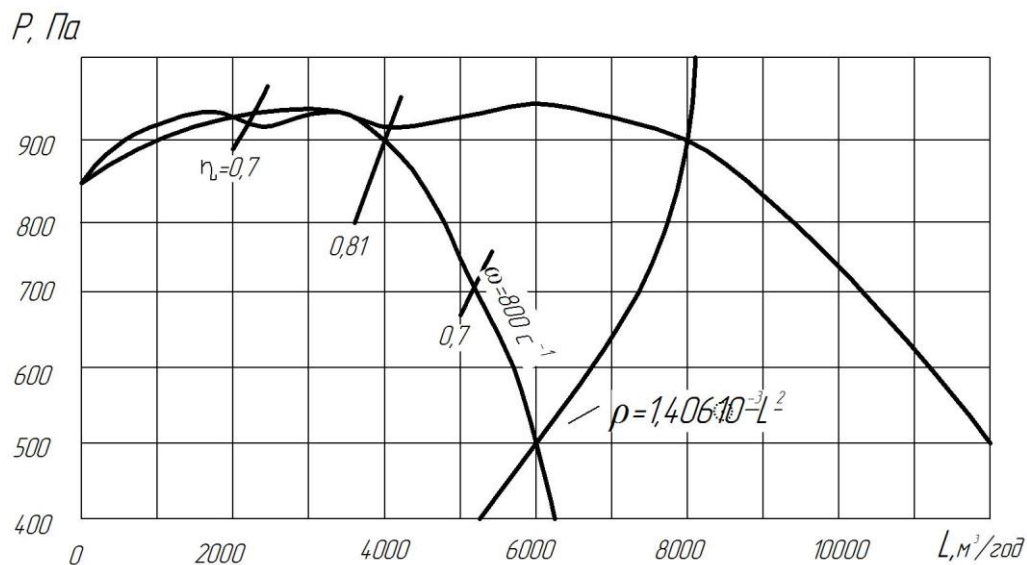


Рисунок 5 – Характеристики вентиляторів Ц4-70 № 4

Визначаємо характеристики одного вентилятора Ц4-70 № 4 з  $\omega = 200 \text{ c}^{-1}$  при роботі на ту саму мережу. Для цього побудуємо характеристику мережі, враховуючи, що вона має вигляд  $P = kL^2$ , звідки  $k = \frac{P}{L^2} = \frac{900}{8000^2} = 1,406 \cdot 10^{-5}$ , або  $P = 1,406 \cdot 10^{-5} L^2$ .

На перетині характеристики мережі та характеристики одного вентилятора отримуємо  $L''' = 6000 \left( \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right)$ ,  $P''' = 500 (\text{Па})$ .

Порівняння цих значень з характеристикою двох вентиляторів, що працюють на ту саму мережу  $L = 8000 \left( \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right)$ ,  $P = 900 (\text{Па})$ , показує, що об'єднана робота нагнітачів нееконічна.

### Задача 5

Підібрати відцентровий насос типу «К» за заданим напором  $H = 27 \text{ м вод. ст.}$  та продуктивністю  $L = 49 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ . Визначити потрібну потужність на валу електродвигуна.

Розв'язання. Приймаємо число обертів валу  $n = 2900 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$  та обчислюємо критерій швидкохідності [4]:

$$n_y = 3,65 \frac{L^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \cdot n = 3,65 \frac{\left( \frac{49}{3600} \right)^{\frac{1}{2}}}{27^{\frac{3}{4}}} \cdot 2900 = 104. \quad (20)$$

Критерій швидкохідності відцентрових насосів типу «К» повинен знаходитись в межах  $n_y = 60 \dots 180$ . Для інших типів насосів критерії швидкохідності такі:

Насоси		Швидкохідність
Осьові ПРОН		320...400
Діагональні		170...230
ЦНІ		80...120
Відцентрові	К	60...180
	Д	60...120
Багатоступінчасті БС		70
Вихрові В		9...27
Відцентрово-вихрові		50

Користуючись [4], вибираємо до встановлення насос 3К9 з діаметром робочого колеса  $D = 168 \text{ мм}$  та  $\eta = 0,6$ .

Характеристика насоса показана на рис. 6.

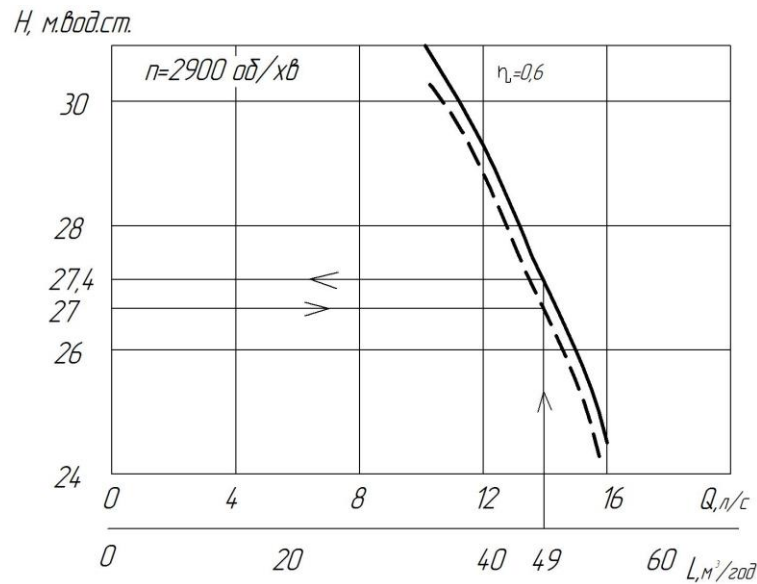


Рисунок 6 – Характеристика насоса 3К9

Потрібна потужність електродвигуна визначається за формулою :

$$N = \frac{PL}{1000 \cdot \eta \eta_p} k = \frac{27 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{49}{3600}\right)}{1000 \cdot 0,6 \cdot 0,98} \cdot 1,1 = 6,9 \text{ (кВт)}. \quad (21)$$

$\eta_p$  – ККД передачі (див. задачу 3);

$k$  – коефіцієнт запасу, що залежить від потужності електродвигуна ( $N < 0,5$  кВт,  $k = 1,5$ ;  $N = 0,51 \dots 1$ ,  $k = 1,3$ ;  $N = 1,01 \dots 2$ ,  $k = 1,2$ ;  $N = 2,01 \dots 5$ ,  $k = 1,15$ ;  $N > 5$ ,  $k = 1,1$ ).

Переобчислюємо діаметр робочого колеса за формулою:

$$D = D_o \sqrt{\frac{H}{H_o}} = 168 \sqrt{\frac{27}{27,4}} = 167 \text{ (мм)}. \quad (22)$$

#### Задача 6

Розрахувати елеватор за заданою витратою теплоносія в системі опалення  $G = 8000 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ ; втратами тиску  $P = 12000 \text{ Па}$ ; температурами води перед елеватором  $\tau_1 = 150^\circ \text{C}$ , після елеватора  $\tau_{cm} = 95^\circ \text{C}$  та домішуваної води  $\tau_2 = 70^\circ \text{C}$ .

Розв'язання. Розрахунковий коефіцієнт змішування [7]:

$$U = \frac{\tau_1 - \tau_{cm}}{\tau_{cm} - \tau_2} \cdot 1,15 = \frac{150 - 95}{95 - 70} \cdot 1,15 = 2,53. \quad (23)$$

Наведені витрати змішаної води:

$$G_{np} = \frac{G}{10\sqrt{P}} = \frac{8000}{10\sqrt{12000}} = 7,3 \left(\frac{m}{год}\right). \quad (24)$$

Діаметр горловини (камера змішування) елеватора:

$$d_2 = 8,74\sqrt{G_{np}} = 8,74\sqrt{7,3} = 23,6 \text{ (мм)}. \quad (25)$$

Приймаємо  $d_2=20$  мм, що відповідає елеватору № 2 [7, табл. 6.12],  
Діаметр сопла елеватора:

$$d_c = \frac{d_2}{\sqrt{\frac{0,78}{10^4 \cdot G_{np}^2} (t+U)^2 \cdot d_2^4 + 0,6(t+U)^2 - 0,4 \cdot U^2}}. \quad (26)$$

$$d_c = \frac{20}{\sqrt{\frac{0,78}{10^4 \cdot 7,3^2} (1+2,53)^2 \cdot 20^4 + 0,6(1+2,53)^2 - 0,4 \cdot 2,53^2}} \approx 3,2 \text{ (мм)}.$$

Діаметр сопла округлюється до десятих частинок міліметра.

Розріз елеватора ВТІ № 2 показаний на рис. 7. Основні конструктивні та приєднувальні розміри елеваторів наведені в [7, табл.6.2].

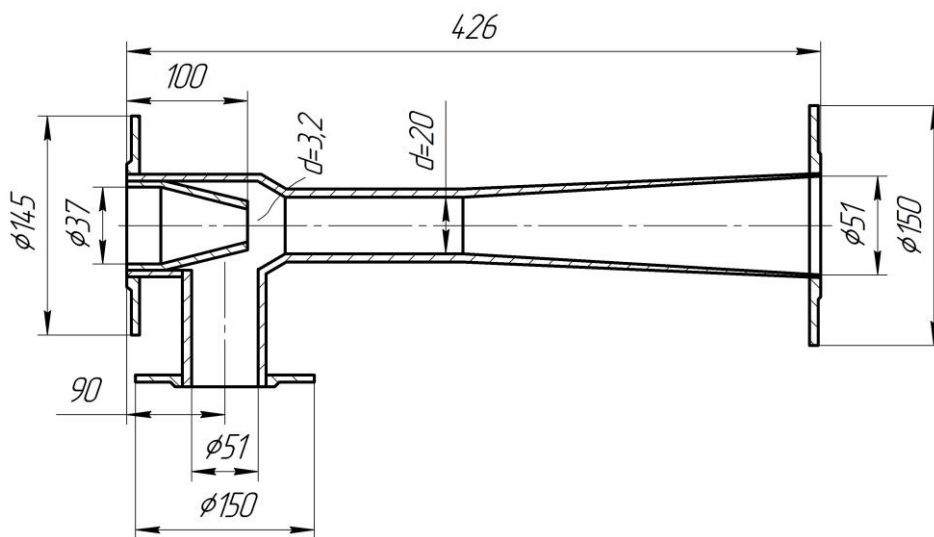


Рисунок 7 – Розріз елеватора ВТІ № 2

### Задача 7

Відцентровий насос піднімає воду на висоту  $h_z = 6\text{ м}$  по трубопроводу довжиною  $l = 700\text{ м}$  і діаметром  $d = 150\text{ мм}$  (рис. 8). Коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda = 0,03$ , сумарний коефіцієнт місцевих опорів  $\sum \xi = 12$ . Характеристика насоса при  $n = 1000\text{ хв.}^{-1}$  наведена в табл. 3

Необхідно визначити:

- 1) подачу, напір та потужність, яка споживається насосом;
- 2) подачу води в трубопровід при паралельному включенні двох однакових насосів;
- 3) подачу води в трубопровід при послідовному включенні двох однакових насосів;
- 4) як зміниться подача і напір насоса при зменшеній частоті обертання до  $n_2 = 900\text{ хв.}^{-1}$ .

Таблиця 3 – Характеристика насоса при  $n = 1000\text{ хв.}^{-1}$

Q, л/с	0	4	8	12	16	20
H, м	10	10,2	9,7	8,8	7,6	6,0
H	0	0,28	0,51	0,63	0,65	0,55

Розв'язання. Для визначення подачі, напору і необхідної потужності насоса при роботі на заданий трубопровід, необхідно побудувати характеристику насоса та насосної установки.

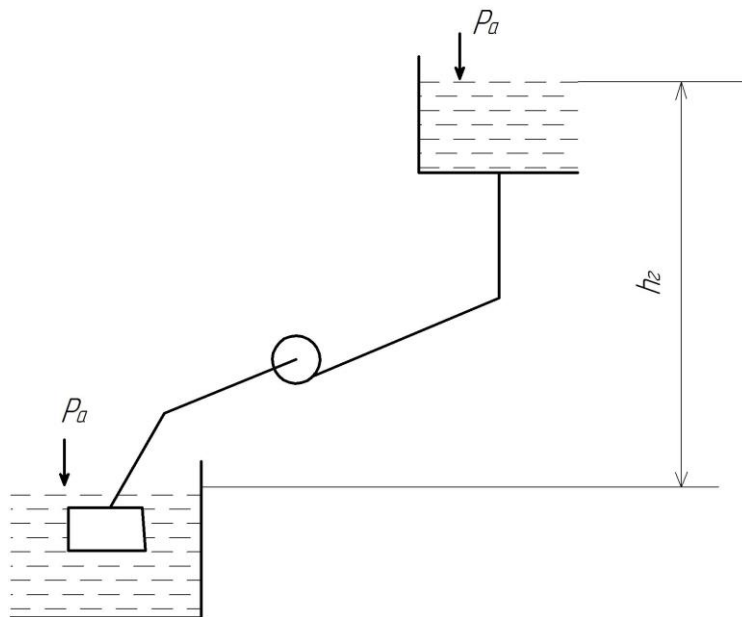


Рисунок 8 – Розрахункова схема

Характеристика насосної установки визначає залежність необхідного напору та витрати, будується за даними, отриманими за формулою:

$$H_{\text{необ}} = h_{\Gamma} + h_{\Pi} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g}, \quad (27)$$

де  $p_2, p_1$  – тиск на поверхні води відповідно в живильному та приймальному резервуарах. Оскільки в даному випадку два резервуари відкриті, то  $p_2 = p_1 = p_a$  та  $H_{необ} = h_z + h_n$ .

Втрати напору

$$h_{\Pi} = h_{тр} + \sum h_m = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{1}{2g} \left( \frac{4Q}{\pi d^2} \right)^2. \quad (28)$$

Підставляючи в цей вираз задані значення  $\lambda, l, d$  та  $\sum \xi$ , після перетворень отримаємо

$$h_{\Pi} = \left( 0,03 \frac{700}{0,15} + 12 \right) \frac{1}{2 \cdot 9,81} \left( \frac{4}{3,14 \cdot 0,15^2} \right)^2 Q^2 = 2,48 \cdot 10^4 Q^2.$$

Необхідний напір насоса визначається за формулою

$$H_{необ} = h_{\Gamma} + h_{\Pi} = 6 + 2,48 \cdot 10^4 Q^2. \quad (29)$$

Для побудови залежності  $H_{необ} = f(Q)$  задаємося рядом значень  $Q$  і знаходимо відповідні значення  $H_{необ}$ . Нехай, наприклад,  $Q = 10$  л/с =  $0,01$  м<sup>3</sup>/с. Тоді  $H_{необ} = 6 + 24800 Q^2 = 6 + 24800 \cdot 0,01^2 = 8,48$  м.

Значення  $H_{необ}$  при різних значеннях  $Q$

$Q, \text{ л/с}$	0	5	10	15	20
$H_{необ}, \text{ м}$	6,0	6,62	8,48	11,62	15,92

Точка А, точка перетину головної характеристики насоса (крива  $H_1 = f(Q)$ ) та характеристики насосної установки (крива  $H_{необ} = f(Q)$ ) є робочою точкою (рис. 9). Робоча точка визначає режим роботи насоса на заданий трубопровід:  $Q = 11,2$  л/с;  $H = 9,1$  м;  $\eta = 0,62$ .

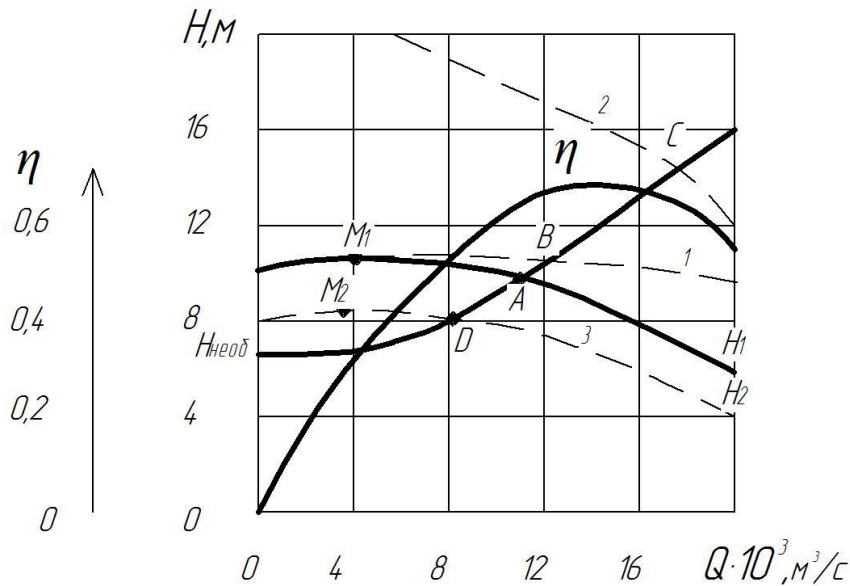


Рисунок 9 – Характеристика насосної установки

Корисна потужність

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H = 1000 \cdot 9.81 \cdot 0.0112 \cdot 9.1 = 1000 \text{Вт} = 1(\text{кВт}). \quad (30)$$

Споживана потужність визначається за формулою

$$N_k = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{1}{0,62} = 1,61(\text{кВт}). \quad (31)$$

Для визначення подачі води в трубопровід при паралельному включенні двох однакових насосів необхідно побудувати їх сумарну характеристику шляхом додавання абсцис точок кривих  $H_1 = f(Q)$  обох насосів, взятих при одній і тій же ординаті  $H$ . Оскільки за умовою задачі два насоси однакові, то їх сумарна характеристика будується шляхом подвоєння абсцис точок кривих  $H_1 = f(Q)$ . На рис. 9 сумарна характеристика зображена кривою 1. Точка В перетину цієї кривої з насосною характеристикою установки (крива  $H_{\text{необ}} = f(Q)$ ) є робочою. Абсциса точки В дорівнює сумарній подачі обох насосів ( $Q=12.8 \text{ л/с}$ ), ордината – напору насосів ( $H=10\text{м}$ ).

Сумарна характеристика двох насосів, включених послідовно, будується додаванням ординат точок кривих  $H_1 = f(Q)$  обох насосів при одних і тих же значеннях подачі. Оскільки за умовою задачі насоси однакові, то їх сумарна характеристика будується шляхом подвоєння ординат кривої  $H_1 = f(Q)$  (рис. 9, кривою 2). Перетин сумарної характеристики насосів з характеристикою насосної установки дає робочу точку С, яка визначає подачу  $Q=17,8 \text{ л/с}$  і сумарний напір  $H=13,8\text{м}$  обох насосів.

Для визначення подачі та напору насоса при новій частоті обертання  $n_2 = 900 \text{ хв}^{-1}$  необхідно перерахувати нову характеристику насоса на цю частоту обертання.

Візьмемо на кривій напорів  $H_1 = f(Q)$  при  $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$  деяку точку  $M_1$ . Її абсциса  $Q_1 = 4 \text{ л/с}$ , ордината  $H_1 = 10,2 \text{ м}$ .

Підставляючи ці значення в формулу, отримаємо відповідні значення подачі та напору при новій частоті обертання:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} = 4 \cdot \frac{900}{1000} = 3,6 (\text{л/с}); \quad (32)$$

$$H_2 = H_1 \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 10,2 \cdot \left( \frac{900}{1000} \right)^2 = 8,27 (\text{м}). \quad (33)$$

Результати перерахунку на нову частоту обертання  $n_2 = 900 \text{ хв}^{-1}$

$Q_2, \text{ л/с}$	0	3,6	7,2	10,8	14,4	18
$H_2, \text{ м}$	8,1	8,27	7,87	7,13	6,16	4,86

Ці точки наносяться на графік і з'єднуються плавною лінією, отримуємо криву напорів при  $n_2 = 900 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 9, крива 3). Точка D – перетин цієї кривої з характеристикою насосної установки – є робочою. Координати її визначають подачу та напір насоса при  $n_2 = 900 \text{ хв}^{-1}$ :  $Q = 8,3 \text{ л/с}$ ,  $H = 7,7 \text{ м}$ . Відповідно при зменшенні частоти обертання подача насоса зменшиться на величину  $Q = 11,2 - 8,3 = 2,9 \text{ л/с}$ . Результати розрахунків заносимо в табл. 4.

Таблиця 4 – Результати розрахунків

$Q, \text{ л/с}$	0	10	20	30	40	50	60
$H, \text{ м}$	12,6	13,3	13,6	13,4	12,7	11,5	9,6
$\eta$	0	0,48	0,68	0,77	0,83	0,81	0,74



## ЛІТЕРАТУРА

1. Пеклов А. А. Гидравлические машины и холодильные установки / Пеклов А. А – К. : Вища шк., 1971.– 162 с.
2. Бромлей М. Ф. Гидравлические машины и холодильные установки / Бромлей М. Ф. – М. : Стройиздат, 1971.– 214 с.
3. Калинушкин М. П. Насосы и вентиляторы / Калинушкин М. П. – М. : Высшая школа, 1987.– 316 с.
4. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / Черкасский В. М. – М. : Энергия, 1984. – 468 с.
5. Иванов О. П. Аэродинамика и вентиляторы. / О. П. Иванов, В. О. Мемченко – Л. : Машиностроение, 1986.– 198 с.
6. Внутренние санитарно-технические устройства / Под ред. И. Г. Староверова. – М. : Стройиздат, 1978. – Ч.2: Вентиляция и кондиционирование воздуха.– 253 с.
7. Справочник по теплоснабжению и вентиляции / Под ред. Р. В. Щекина.– К. : Будівельник, 1976. – Ч.1: Отопление и тепло-снабжение. – 267 с.
8. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Насосы и вентиляторы» с элементами научных исследований. – К. : КИСИ, 1988.– Ч.1. – 24 с.
9. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Насосы и вентиляторы». – К. : КИСИ, 1990. – Ч.2.– 27 с.
10. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. / Анурьев В. И – М. : Машиностроение, 1982. – 576 с.
11. Внутренние санитарно-технические устройства. Справочник проектировщика. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.2. /Под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. – М. : Стройиздат, 1992. – 416 с.
12. Самарин О. Д. Рациональный выбор радиальных и осевых вентиляторов. / О.Д. Самарин // Водоснабжение и санитарная техника, 1999, № 5. – С. 26 - 27.
13. Вентиляторы общего и специального назначения. Каталог продукции. 1999 г., часть 1, выпуск 1. – М. : ОАО «МОВЕН», 1999. – 72 с.
14. Поляков В. В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Скворцов Л. С. – М. : Стройиздат, 1990. – 336 с.
15. Вакина В. В. Машиностроительная гидравлика (примеры расчетов) / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров – К. : Вища шк., 1986. – 208 с.

*Навчальне видання*

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**до вивчення дисципліни**  
**«Гідравлічні та аеродинамічні машини»**  
**(прикладні завдання для СРС і контрольних робіт)**  
**для студентів напряму підготовки**  
**6.060101 – «Будівництво» всіх форм навчання**

Редактор В. Дружиніна  
Коректор З. Поліщук

Укладачі: Іван Васильович Коц  
Віталій Володимирович Петрусь  
Наталя Петрівна Бадьора

Оригінал-макет підготовлено Н. Бадьорою

Підписано до друку  
Формат 29,7×42<sup>1</sup>/<sub>4</sub>. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman  
Друк різнографічний. Ум. друк. арк.  
Наклад пр. Зам. №

Вінницький національний технічний університет,  
навчально-методичний відділ ВНТУ.  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,  
ВНТУ к. 2201.  
Тел. (0432) 59-87-36.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті  
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі.  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Тел. (0432) 59-87-38.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.