

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

ГІДРАВЛІЧНІ І АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ

Методичні вказівки та завдання
до виконання індивідуального завдання
для студентів спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія»,
освітньої програми «Теплогазопостачання і вентиляція»

Київ 2023

УДК 621.22

Г46

Укладач О. В. Задоянний, канд. техн. наук, доцент

Рецензент О. П. Любарець, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний за випуск К. М. Предун, д-р. екон. наук,
професор

*Затверджено на засіданні кафедри теплогазопостачання та
вентиляції, протокол № 11 від 1 березня 2023 року.*

В авторській редакції.

Гідравлічні і аеродинамічні машини : методичні вказівки та завдання
Г46 до виконання індивідуального завдання / уклад. О.В. Задоянний. –
Київ : КНУБА, 2023. – 24 с.

Наведено методику та подано приклади вибору вентиляторів і насосів для систем вентиляції, кондиціонування повітря і теплохолодопостачання.

Призначено для студентів спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» освітньої програми «Теплогазопостачання і вентиляція».

Зміст

Загальні положення.....	4
Методика вибору вентиляторів.....	4
Приклад вибору вентилятора.....	7
Методика вибору насосів.....	9
Приклад вибору насоса для насосної установки.....	12
Список літератури.....	18
Додатки.....	19
...	

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Дисципліна «Гідравлічні і аеродинамічні машини» відноситься до циклу професійної та практичної підготовки в освітній програмі «Теплогазопостачання і вентиляція», є інженерною дисципліною, а окремі її розділи мають місце в освітніх програмах спеціальності «Будівництво та цивільна інженерія». Майбутнім інженерам в галузі вентиляції, теплопостачання та кондиціонування повітря необхідні знання з устрою, режимів роботи, проектування та особливостей експлуатації нагнітальних машин – насосів, вентиляторів, компресорів тощо. Перелічене обладнання є обов'язковим функціональним елементом у кожній інженерній системі із створення й забезпечення санітарних, комфортних і технологічних норм параметрів повітря в приміщеннях. Метою цього курсу є формування у студентів фахових знань та навичок для набуття ними відповідних компетенцій на бакалаврському освітньому рівні. Завданням курсу є надання студентам теоретичних та практичних знань з устрою, особливостей режимів роботи та методикам вибору нагнітачів для відповідних інженерних мереж.

МЕТОДИКА ВИБОРУ ВЕНТИЛЯТОРІВ

Вибір вентилятора виконують відповідно до вихідних даних, якими є розрахункові втрати тиску ΔP_p , Па у вентиляційній мережі та витрата повітря L_p , м³/год в ній. Виходячи з положення, що вентилятор призначений для подолання розрахункового опору мережі для розрахункової витрати повітря, призначають – $\Delta P_p = P_v$ та $L_p = Q$, тобто – продуктивність Q та тиск P_v вентилятора мають бути відповідними до розрахункових параметрів мережі повітропроводів системи вентиляції.

Вибір вентилятора починають з вибору його типу, для чого спочатку визначають значення питомої швидкохідності (критерій швидкохідності) [2, с. 54, 55], яка характеризує *напороздатність* та *подачездатність* нагнітача за однією із формул

$$n_n = 5,54 n \frac{Q^{1/2}}{P_v^{3/4}}; \quad (1)$$

$$n_n = 53 \omega \frac{Q^{1/2}}{P_v^{3/4}}, \quad (2)$$

де $P_v = \Delta P_p \frac{\rho_0}{\rho_p}$ – повний тиск вентилятора, Па, приведений до стандартних умов, якщо $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$; $Q = Q_p \frac{\rho_0}{\rho_p}$ – продуктивність вентилятора, приведена до стандартних умов, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ_p – розрахункова густина повітря, кг/м^3 ; n – обертова частота робочого колеса за хвилину, хв^{-1} ; ω – кутова частота обертання робочого колеса, с^{-1} .

Обертова та кутова частота зв'язані між собою залежністю

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}. \quad (3)$$

Значення обертової або кутової частоти в формулах (1),(2) беруть довільно, орієнтуючись на паспортні дані вентиляторів заводів-виробників [2].

Розрахункове значення густини повітря визначають з формули

$$\rho_p = \frac{353}{273+t_p}, \text{ кг/м}^3, \quad (4)$$

де t_p – розрахункова температура, $^{\circ}\text{C}$.

Відповідно до отриманого за формулами (1),(2) значення питомої швидкохідності з табл. 1 дод. 1 вибирають тип вентилятора з відповідною високою ($n_n > 60$), середньою ($n_n = 30 \dots 60$), або малою швидкохідністю ($n_n < 30$). Чим більше значення питомої швидкохідності n_n , тим більшу подачу і менший напір забезпечує нагнітач. Орієнтовно слід брати для радіальних вентиляторів $n_n = 6 \dots 120$, осьових – більше 120.

Далі на сайті виробника [2] з паспортних даних вибраного типу вентилятора вибирають до аналізу і подальших розрахунків його графічну характеристику, яка відповідає розрахунковим значенням продуктивності Q , $\text{м}^3/\text{год}$ та тиску P_v , Па.

Наступним кроком на відповідній графічній характеристиці вентилятора (рис.1) вибирають його типорозмір із найближчим до взятого раніше значенням обертової (або кутової) частоти і проводять визначення інших показників. Фіксують на характеристиці значення коефіцієнта

корисної дії, яке повинно бути не менше ніж 0,9 від максимального (в т. 2 на рис. 1 його значення дорівнює $\approx 0,69 > 0,63$).

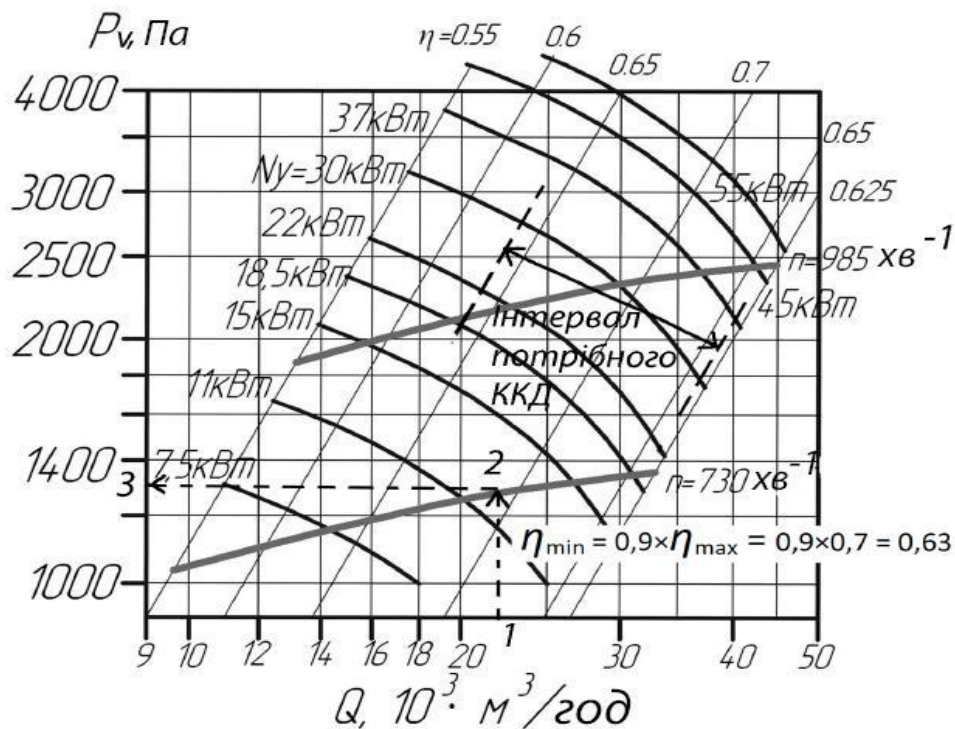


Рис. 1. Характеристика вентилятора з прикладом визначення параметрів;
1-2-3 – хід визначення параметрів вентилятора

Зазвичай номінальні характеристики вентилятора за продуктивністю та тиском не відповідають повною мірою розрахунковим значенням втрати тиску в мережі $\Delta P_p \neq P_v$ та її витраті $Q \neq L_p$, тому їх потрібно привести до відповідності. Рекомендовано корегувати спочатку значення втрат тиску в мережі повітропроводів ΔP_p за рахунок зміни її конструкції, залишаючи водночас незмінним значення витрати $L_p = Q$, якщо їх взято за пріоритет.

У разі неможливості скорегувати у відповідність до вибраного вентилятора характеристику вентиляційної мережі за рахунок втрат тиску в мережі, розглядають можливість зміни витрати повітря, або двох параметрів разом. У сучасній інженерній практиці відповідність вказаних параметрів здійснюється встановленням автоматичного регулятора частоти обертання електродвигуна приводу вентилятора.

Далі уточнюють потрібну потужність електродвигуна

$$N_{\text{сп}} = \frac{Q \cdot P_v}{1000 \cdot \eta} \cdot k, \text{ кВт}, \quad (5)$$

де k – коефіцієнт запасу потужності, який беруть 1,1; η – ККД вентилятора у робочій точці характеристики. Потрібна потужність не повинна бути більше за встановлену N_y .

Останнім кроком у виборі вентилятора є вибір відповідного до нього електродвигуна, який вибирають з даних сайту виробника.

Після вибору вентилятора та електродвигуна їх характеристики – повний тиск P_v , Па та продуктивність Q , м³/год, потужність електродвигуна тощо беруть для аналізу та подальших інженерних розрахунків системи.

ПРИКЛАД ВИБОРУ ВЕНТИЛЯТОРА

Потрібно вибрати вентилятор в комплекті з електродвигуном для вентиляційної мережі з такими вихідними даними:

- розрахункове значення витрати повітря $L_p = 2450$ м³/год;
- розрахункове значення втрати тиску $\Delta P_p = 420$ Па;
- температура повітря $t_p = 28^\circ\text{C}$.

Приводять до стандартних умов розрахункові значення витрати повітря та втрати тиску в вентиляційній мережі, для чого спочатку обчислюють густину повітря відповідно до розрахункової температури за формулою (4)

$$\rho_p = \frac{353}{273+t_p} = \frac{353}{273+28} = 1,17 \text{ кг/ м}^3;$$

$$Q = L_p \frac{\rho_0}{\rho_p} = 2450 \frac{1,2}{1,17} = 2513 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$P_v = \Delta P_p \frac{\rho_0}{\rho_p} = 420 \frac{1,2}{1,17} = 431 \text{ Па}.$$

Беруть кутову частоту обертання вала вентилятора $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$, або відповідне цьому значенню обертову частоту та обчислюють критерій швидкохідності за формулами (1) або (2)

$$n_n = 53 \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}} \cdot \omega}{P_v^{\frac{4}{3}}} = 53 \cdot \frac{\left(\frac{2512}{3600}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 100}{(431)^{\frac{4}{3}}} = 46,8$$

Враховуючи отримане значення показника швидкохідності, яке відповідає вентиляторам низького та середнього тиску та користуючись даними табл. 1, дод. 1, на сайті виробника [2] вибирають вентилятор ВЦ 14-46 № 3,15 із значенням обертової частоти робочого колеса $n = 920 \text{ хв}^{-1}$ ($\omega = 96,3 \text{ с}^{-1}$), яке є найближчим до прийнятого попередньо. Конструкція вентилятора – із безпосереднім з'єднанням з електродвигуном (виконання 1) та відносним значенням діаметра робочого колеса $\frac{D}{D_H} = 1,05$.

Далі на графічній аеродинамічній характеристиці вибраного вентилятора проводять вертикальну лінію постійної продуктивності із значенням приведеної до стандартних умов витрати повітря $Q = 2,513 \text{ тис.м}^3/\text{год}$ до перетину з кривою характеристики $P_v - Q$. На перетині цих кривих отримують робочу точку «а». Ця крива відповідає значенню обертів робочого колеса вентилятора $n = 920 \text{ хв}^{-1}$. По отриманій робочій точці на вертикальній осі характеристики визначають повний тиск вентилятора, який становить 440 Па, а на полі характеристики – ККД = 0,67 (рис. 2).

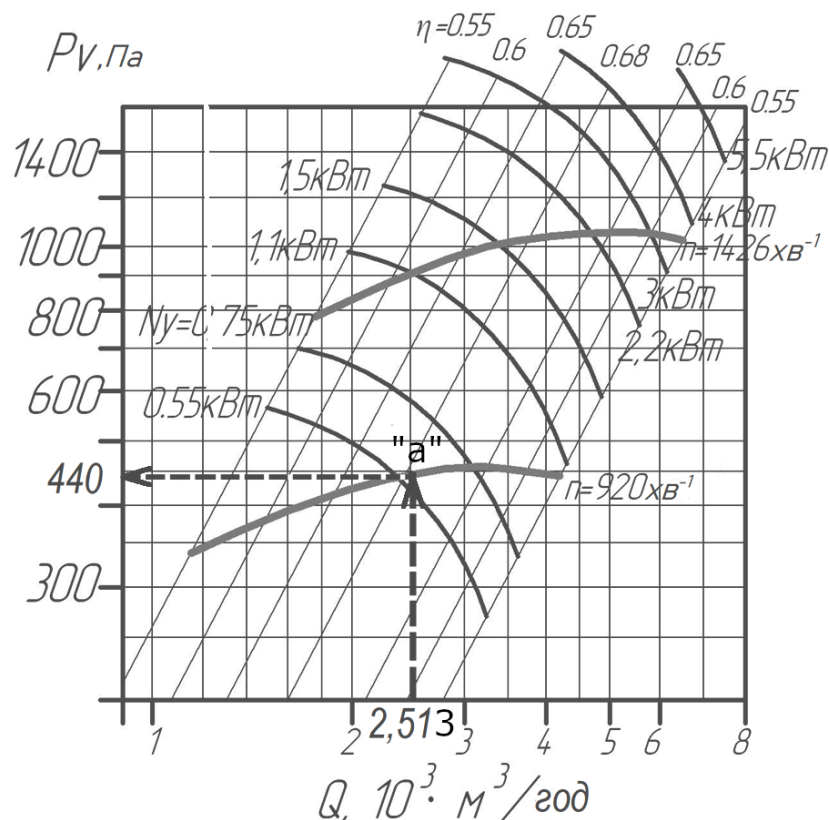


Рис. 2. Аеродинамічна характеристика вентилятора ВЦ 14-46 № 3,15 з прикладом вибору

Перевіряють умову відхилення ККД від максимального значення $\frac{0,67}{0,68} = 0,99$. Отримане значення не перевищує рекомендованого відхилення в 10 %. Значення повного тиску відповідно до характеристики вибраного вентилятора більше за потрібне розрахункове – 440 Па > 431 Па на 9 Па, що є незначним і становить $\frac{440}{431} = 1,02$, або 2%.

Робоча точка вентилятора знаходиться між кривими 0,75 та 0,55 кВт встановленої потужності. Перевіряють значення потрібної потужності електродвигуна із отриманим на характеристиці значенням повного тиску за формулою (9) і порівнюють її із встановленою, що на характеристиці N_y ,

$$N = \frac{LP}{1000 \cdot \eta} \cdot k = \frac{\left(\frac{2510}{3600}\right) \cdot 440}{1000 \cdot 0,69} \cdot 1,1 = 0,49 \text{ кВт.}$$

Отримане значення потрібної потужності не перевищує встановленого $N_y = 0,55$ кВт.

Значення обертової частоти робочого колеса вибраного вентилятора відповідає стандартному до електродвигуна $n = 920 \text{ хв}^{-1}$, яке після перерахунку за формулою (3) становить $\omega = 96,3 \text{ с}^{-1}$. Визначаючи критерій швидкохідності, за формулою (2) було попередньо взято значення кутової частоти обертання робочого колеса 100 с^{-1} , яке відрізняється від стандартного, що на характеристиці. Для приведення до відповідності й уточнення типу вентилятора перераховують значення критерія швидкохідності

$$n_n = 53 \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}} \cdot \omega}{P_v^{\frac{4}{3}}} = 53 \cdot \frac{\left(\frac{2515}{3600}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 96,3}{440^{\frac{4}{3}}} = 44,4.$$

Отримане значення критерія швидкохідності відповідає раніше вибраному типу вентилятора – низького та середнього тиску.

На сайті виробника [2] вибирають найближчий за потужністю та рекомендований виробником електродвигун АИР71В6.

Таким чином вибрано вентилятор ВЦ 14-46 №3,15 з робочим колесом $\frac{D}{D_H} = 1,05$ та електродвигуном АИР71В6.

МЕТОДИКА ВИБОРУ НАСОСІВ

Методика вибору насоса на відміну від вибору вентилятора передбачає обов'язковий обрахунок допускної висоти всмоктування для запобігання уникнення нестійкої роботи насоса внаслідок виникнення кавітації [1, ст.139]. Цей показник є індивідуальним для кожної насосної установки і залежить від індивідуальних характеристик насоса та мережі трубопроводів, що до нього приєднані. Для насоса без мережі трубопроводів на його графічних характеристиках вказують значення допускного кавітаційного запасу, перевищення якого може призвести до виникнення нестійкої роботи насоса та зниження його режимних характеристик. Під час вибору насосної установки цю величину враховують для підрахунку допускної висоти всмоктування.

Вихідними даними для вибору насоса є попередньо отримані витрата води в мережі – Q , м³/год та потрібний напір – H , м. Для визначення допускної висоти всмоктування додатково потрібні значення температури води, t , °С, що перекачується насосом, діаметра всмоктувального патрубку насоса, $d_{пв}$, м, який беруть з паспортних даних після вибору насоса та гідравлічної характеристики трубопроводів насосної установки – довжини l , м, суми коефіцієнтів місцевого опору $\Sigma\zeta$ та значення абсолютної шорсткості матеріалу стінки трубопроводу Δ , мм тощо.

Вибір насоса починають з розрахунку критерія швидкохідності (питомої швидкохідності) для насосів за однією із формул:

$$n_s = 34,9 \omega \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}; \quad (6)$$

$$n_s = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (7)$$

де n – обертова частота валу насоса, хв⁻¹; Q – продуктивність, м³/с; H – напір, м; ω – кутова частота обертання робочого органу насоса, с⁻¹.

Значення числа обертової частоти вала насоса, або кутової частоти обертання вала насоса беруть довільно, орієнтуючись на каталоги виробника насосів [3].

Далі за отриманим значенням критерія швидкохідності вибирають відповідний тип насоса з табл. 2 дод. 1 і за заданими значеннями напору та продуктивності вибирають робоче поле типорозміру насосного агрегату, що відповідає вибраному типу насоса. Наступним кроком з паспортних даних вибраного типу насоса, що на сайті виробника, вибирають графічну характеристику «напір» H – «продуктивність» Q

насосного агрегата з робочим полем із заданими значеннями продуктивності, напору та обертової (кутової) частоти робочого колеса. На графічній характеристиці вибраного насосного агрегата на перетині лінії заданого значення постійної продуктивності Q , яку проводять вертикально, та кривій характеристики $H-Q$ визначають *робочу точку* і відповідне до неї значення напору, а на перетині лінії постійної продуктивності Q та кривих характеристик споживаної потужності N , коефіцієнта корисної дії η та допускового значення кавітаційного запасу Δh_{don} , визначають відповідні значення цих величин, які є номінальними для вибраної насосної установки.

Розраховують споживану потужність електродвигуна за формулою

$$N_{\text{п}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (8)$$

де ρ – густина води, кг/м^3 (див. дод. 3), g – прискорення вільного падіння, м/с^2 , Q – продуктивність, $\text{м}^3/\text{с}$, H – напір, м, η – ККД.

Значення величин в формулі (8) беруть з вибраної графічної характеристики. Отримане значення величини споживаної потужності звіряють із значенням, що на характеристиці. Воно не повинно бути більше за номінальне.

Слід зазначити, що на робочій характеристиці насосної установки зазвичай вказують споживану потужність, а не встановлену як для вентилятора. Значення встановленої потужності вказують в технічній документації насосної установки.

Після вибору й уточнення параметрів насосної установки із вибраним насосом за прийнятими значеннями її характеристик обраховують значення допускової висоти всмоктування H_g . Допускна висота всмоктування H_g є показником, яким визначають максимальну вертикальну геометричну відмітку розташування всмоктувального патрубку насоса над поверхнею рідини в метрах (рис. 3). Її розраховують за формулою [1. стор.143]

$$H_{\text{в}} = \frac{P_{\text{а}} - P_{\text{с}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{don}} - \Sigma h, \text{ м}, \quad (9)$$

де P_a – атмосферний тиск Па; P_s – тиск насиченої пари води за відповідної температури, Па; Σh – втрати напору в мережі, м; ρ – густина води, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с².

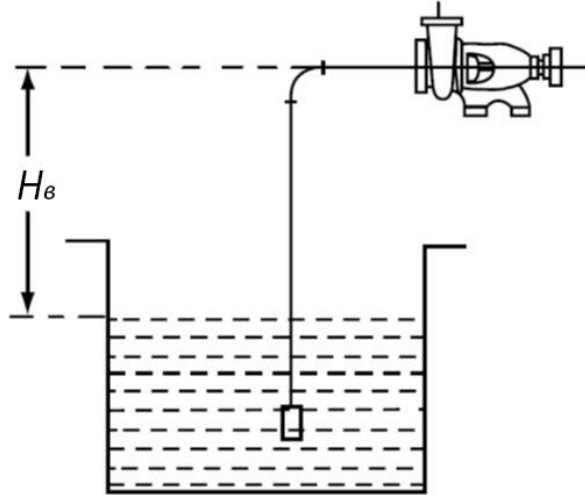


Рис. 3. Схема розташування насосної установки з визначенням допускної висоти всмоктування

ПРИКЛАД ВИБОРУ НАСОСА ДЛЯ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Потрібно вибрати відцентровий насос для трубопроводної мережі за заданими значеннями напору $H = 27$ м та продуктивності $Q = 47$ м³/год. Температура води, що перекачується, – $t = 40$ °С, довжина трубопроводів мережі $l = 12$ м, сума коефіцієнтів місцевого опору $\Sigma \zeta = 9$, труби металеві, абсолютна шорсткість яких $\Delta = 0,2$ мм. Визначити потрібну потужність на валу електродвигуна, допускний кавітаційний запас та допускну висоту всмоктування.

Беруть довільно обертову частоту вала насосу $n = 2900$ хв⁻¹ та обчислюють критерій швидкохідності за однією з формул (6),(7)

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \cdot \frac{2900 \sqrt{\frac{47}{3600}}}{(27)^{3/4}} = 102 .$$

Отриманому значенню критерія швидкохідності відповідають насоси серії К(КМ), Д та ЦНІ (табл. 2, дод. 1). Вибирають насоси серії К(КМ), тому що вони мають найбільший діапазон за критерієм

швидкохідності від 60 до 180. З дод. 2 за відповідною графічною характеристикою вибирають насосний агрегат КМ 80-65-160, робочі характеристики якого є найближчими до заданих значень продуктивності й напору.

На сайті ТОВ Укрнасоссервіс [3] з каталогу насосного обладнання за заданими значеннями продуктивності та напору вибирають графічну характеристику «напір-продуктивність» вибраного насосного агрегата з відповідним значенням обертової частоти. На робочому полі вибраної графічної характеристики проводять вертикальну лінію із значенням розрахункової продуктивності до перетину із не меншим по напору значенням характеристики H з числом обертів вала насоса $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$ в діапазоні рекомендованих виробником максимальних значень ККД. Далі визначають та аналізують параметри в точці перетину – *робочій точці* «а» (рис. 4) та на перетині з кривими характеристик споживаної потужності N , коефіцієнта корисної дії η та допускнуго кавітаційного запасу $\Delta h_{\text{дон}}$. Визначені з графічної характеристики значення параметрів є номінальними і становлять: напір $H = 32,5 \text{ м}$, потужність $N = 6,25 \text{ кВт}$, ККД $\eta = 0,67$, допускнуий кавітаційний запас $\Delta h_{\text{дон}} = 4,0 \text{ м}$.

Значення напору перевищує розрахункове на $32,5 - 27 = 5,5 \text{ м}$, або на 20 %, що є значним. Перевищення напору може призвести до руйнівних наслідків в системах водопостачання. В практиці в подібних випадках орієнтуються на вимоги технічних умов щодо конкретної мережі та встановленого обладнання. Ними обмежують максимальні значення напору. Якщо напір не перевищує вимог щодо обмежень для встановленого обладнання, то беруть вибраний насосний агрегат до установки.

З конструктивних характеристик насосної установки для подальших розрахунків вибирають значення діаметру всмоктувального патрубку, яке дорівнює $d_{\text{вс}} = 80 \text{ мм}$ (перше число в маркуванні насосного агрегата дод. 2).

Уточнюють розрахунком потрібну потужність за отриманим з графічної характеристики значенням напору H

$$N_{\text{потр}} = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} = \frac{992 \cdot 9,81 \left(\frac{47}{3600}\right) 32,5}{1000 \cdot 0,67} \approx 6,16 \text{ кВт}.$$

Розраховане значення потрібної потужності не перевищує вказане на графічній характеристиці – $6,16 < 6,25$.

Далі для визначення допускної висоти всмоктування насосної установки H_B підраховують втрати напору в мережі трубопроводів.

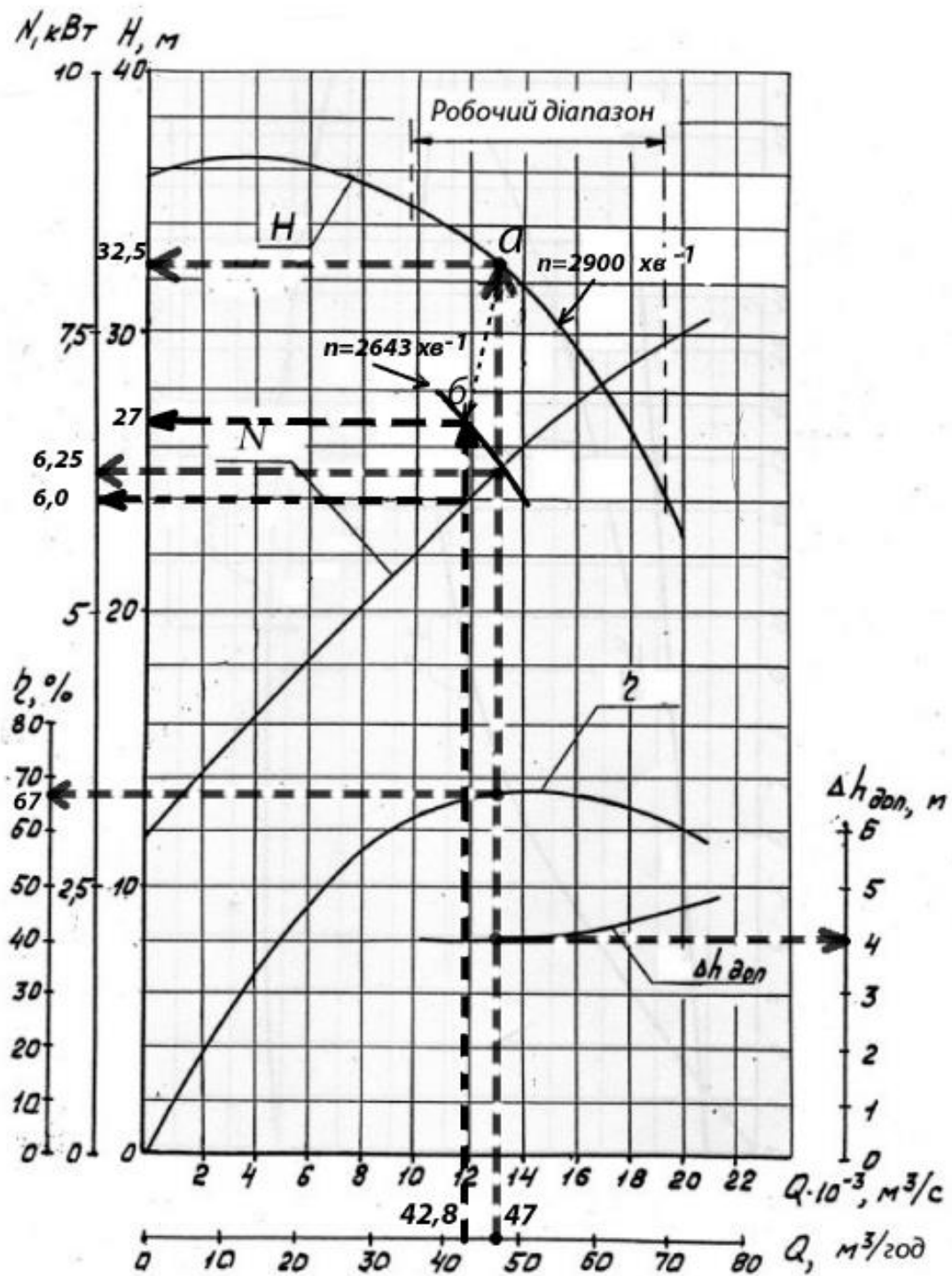


Рис. 4. Робоча характеристика насосного агрегата КМ 80-65-160 $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$ з прикладом визначення параметрів

Спочатку для цього визначають число Рейнольдса у всмоктувальному патрубку насоса для значення кінематичної вязкості води, відповідної до її заданої температури $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ (див. дод. 3)

$$Re = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вс}} v_t} = \frac{4 \left(\frac{47}{3600} \right)}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,659 \cdot 10^{-6}} = 315\,464.$$

Отримане значення числа Рейнольдса означає, що режим руху рідини – турбулентний (3-я область), тому коефіцієнт тертя визначають за формулою [1, стор. 80]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{315\,464} + \frac{0,2}{80} \right)^{0,25} = 0,0251.$$

Підраховують втрати напору в системі за формулою [1, стор. 146],

$$\Sigma h = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} = \left(0,0251 \frac{12}{0,08} + 9 \right) \frac{8 \cdot 0,013^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,08^4} = 4,36 \text{ м.}$$

Далі за заданим значенням температури води $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ з дод. 3 визначають значення тиску її насиченої пари $P_s = 7,5 \text{ кПа}$ та густини $\rho = 992 \text{ кг/м}^3$. Отримані величини підставляють в формулу (9) і підраховують допускну висоту всмоктування для насосної установки

$$H_{\text{в}} = \frac{P_{\text{а}} - P_s}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - \Sigma h = \frac{101325 - 7500}{992 \cdot 9,81} - 4,0 - 4,36 = 1,28 \text{ м.}$$

За результатами розрахунків для вибраного насосного агрегата КМ 80-65-160 з обертовою частотою вала насоса $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$ із заданою мережею трубопроводів для перекачування води з температурою $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ допускну висоту всмоктування насосної установки становить $H_{\text{в}} = 1,28 \text{ м}$, тобто насос має бути встановлений на відмітці не вище ніж 1,28 м від поверхні води в резервуарі.

У разі пріоритетного забезпечення розрахункового значення напору $H = 27 \text{ м}$ вибраним насосним агрегатом слід визначити якою буде його режимна робоча характеристика, тобто за якого значення обертової частоти вала насоса можна забезпечити розрахунковий напір. Для цього використовують регулювання його характеристики зміною частоти обертання робочого колеса насоса. Характеристика в такому режимі переміститься еквідистантно разом із робочою точкою із положення «а» в положення «б» (рис. 4). Для цієї точки обчислюють значення потрібної обертової частоти (кутової частоти) для заданого напору з пропорцій [1, стор.60] :

для напору

$$\frac{H_{\text{НОМ}}}{H_{\text{ПОТР}}} = \left(\frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{ПОТР}}} \right)^2 = \left(\frac{\omega_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{ПОТР}}} \right)^2 ; \quad (10)$$

для продуктивності

$$\frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q_{\text{ПОТР}}} = \frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{ПОТР}}} = \frac{\omega_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{ПОТР}}} . \quad (11)$$

З наведених пропорційних рівнянь визначають відповідну розрахунковим параметрам обертову частоту

$$n_{\text{ПОТР}} = n_{\text{НОМ}} \sqrt{\frac{H_{\text{ПОТР}}}{H_{\text{НОМ}}}} = 2900 \sqrt{\frac{27}{32,5}} = 2643 \text{ хв}^{-1}$$

Продуктивність для отриманого значення обертової частоти:

$$Q_{\text{ПОТР}} = Q_{\text{НОМ}} \frac{n_{\text{ПОТР}}}{n_{\text{НОМ}}} = 47 \frac{2643}{2900} = 42,8 \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

Отримані результати розрахунків показують, що зменшення обертової частоти вала насоса для забезпечення потрібного значення напору призводить до зменшення його продуктивності від номінального значення на $Q_{\text{НОМ}} - Q_{\text{ПОТР}} = 47 - 42,8 = 4,2 \text{ м}^3/\text{ГОД}$, або на $\frac{4,2}{43} 100 = 9,7 \%$. ККД водночас не зміниться суттєво і становить приблизно 0,66. Не зміниться також допускна висота всмоктування насоса $\Delta h_{\text{дон}} = 4,0 \text{ м}$.

Далі проводять такі самі розрахунки для отриманого значення обертової частоти $n = 2643 \text{ хв}^{-1}$, що й для установки із обертовою частотою $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$:

потрібна потужність електродвигуна

$$N_{\text{ПОТР}} = \frac{\rho g Q_{\text{ПОТР}} H_{\text{ПОТР}}}{1000 \eta} = \frac{992 \cdot 9,81 \left(\frac{42,8}{3600} \right)^{27}}{1000 \cdot 0,66} \approx 4,73 \text{ кВт};$$

число Рейнольдса (значення кінематичної в'язкості беруть таке саме, бо воно залежить виключно від температури води)

$$Re = \frac{4Q}{\pi \cdot d_{\text{пв}} \cdot v_t} = \frac{4 \left(\frac{42,8}{3600} \right)}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,659 \cdot 10^{-6}} = 287274;$$

втрати напору (режим руху рідини відповідає також 3-й області, тому значення коефіцієнта тертя не розраховують і беруть з попереднього розрахунку)

$$\Sigma h = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} = \left(0,0251 \frac{12}{0,08} + 9 \right) \frac{8 \cdot 0,012^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,08^4} = 3,71 \text{ м};$$

допускну висоту всмоктування

$$H_{\text{в}} = \frac{P_a - P_s}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - \Sigma h = \frac{101325 - 7500}{992 \cdot 9,81} - 4,0 - 3,71 = 1,93 \text{ м.}$$

Результати розрахунків зводять в табл. 1.

Таблиця 1

Результати розрахунків режимних параметрів насоса

Режимні параметри	Значення параметрів при числах обертів, хв ⁻¹	
	$n = 2900$	$n = 2643$
Продуктивність, м ³ /год	47	42,8
Напір, м	32,5	27
Допускна висота всмоктування, м	1,28	1,93
Потрібна/номінальна потужність електродвигуна, кВт	6,16/6,2 5	4,73/6,0
Коефіцієнт корисної дії	0,67	0,66*

*на рисунку не показано

По результатах розрахунків з вибору насоса для насосної установки роблять такі висновки:

1. Вибрана насосна установка з насосним агрегатом КМ 80-65-160 при значенні обертової частоти робочого органу 2900 хв⁻¹ може забезпечити розрахункову продуктивність 47 м³/год для напору 32,5 м, який на 5,5 м, або на 20 % перевищує розрахунковий. Значення

ККД відповідає оптимальному в робочому діапазоні і становить 0,66. Розрахункове значення потрібної потужності 6,16 кВт не перевищує номінальне, що на характеристиці 6,25 кВт.

2. Для незначного зменшення обертової частоти робочого органу до 2664 хв^{-1} насосна установка забезпечує розрахункові значення напору 27 м та продуктивності $42,8 \text{ м}^3/\text{год}$ для допустимого значення ККД. Потрібна потужність приводу в цьому випадку не перевищує номінальну – 4,73 кВт проти 6,0 кВт.

3. Для обох значень обертової частоти робочого органу допускна висота всмоктування насосного агрегата становить 4,0 м, а для насосної установки з мережею трубопроводів - 1,31 м, якщо $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$ та 1,93 м, якщо $n = 2643 \text{ хв}^{-1}$.

Раціональним є вибір насосної установки із скорегованим значенням обертової частоти $n = 2643 \text{ хв}^{-1}$. Водночас забезпечується потрібне розрахункове значення напору $H=27 \text{ м}$, максимальне значення ККД та унеможлиблюється кавітація під час встановлення насосного агрегата з допускною висотою всмоктування не вище 1,93 м. Незначним зменшенням продуктивності, яке становить $47 - 42,8 = 4,2 \text{ м}^3/\text{год}$, або $\frac{4,2}{47} \times 100 \approx 9\%$ можна знехтувати.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Мандрус І.В. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): підручник. – Львів: Магнолія плюс, видавець В.М. Піча, 2004. – 340 с.

2. Компанія ОВК ДНЕПР [Електронний ресурс] / ОВК ДНЕПР. – Електрон. дані. – Днепр, 2023. – Режим доступу: <https://ovk.dp.ua>. – Назва з екрану. – Дата перегляду : 17.11.2023.

3. ТОВ «Торгівельний дім «укрнасоссервіс» [Електронний ресурс] / ТОВ «Торгівельний дім «укрнасоссервіс». – Електрон. дані. – Олександрія, Кіровоградська обл. 2023. – Режим доступу: <https://ukrnasos.com.ua>. – Назва з екрану. – Дата перегляду : 17.11.2023.

Критерій швидкохідності для вентиляторів

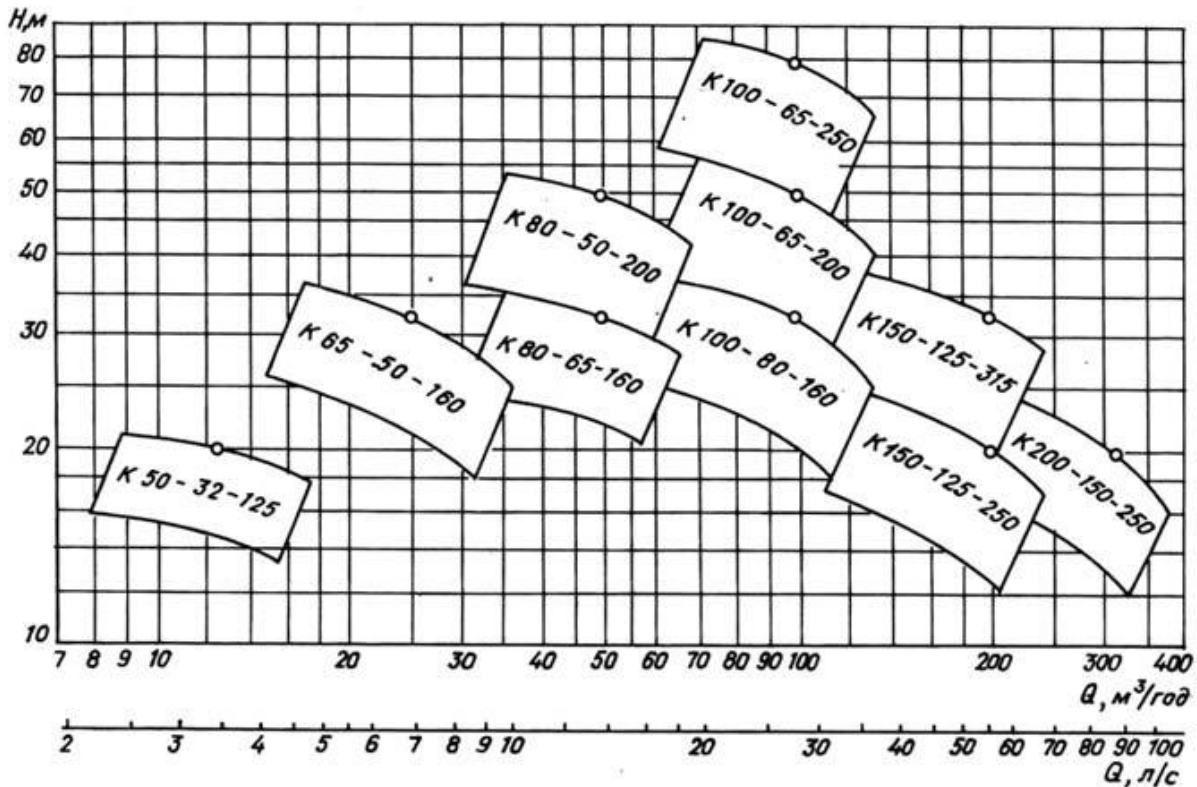
Тип вентилятора		Питома швидкохідність, n_n
Радіальні	Лопаті загнуті вперед (низького та середнього тиску)	30...60
	Лопаті загнуті назад (низького та середнього тиску)	50...80
	двостороннього всмоктування	80...120
Осьові		120...200

Таблиця 2

Критерій швидкохідності для насосів

Насоси		Питома швидкохідність, n_s
Осьові ПРОН		320...400
Діагональні		170...230
Відцентрові	ЦНІ	80...120
	К(КМ)	60...180
	Д	60...120
Багатоступінчасті БС		70
Вихрові В		9...27
Відцентрово-вихрові		50

Зведені поля напору та продуктивності насосів типу К(КМ)



Окремі фізичні властивості води

Номер за порядком	Фізичні властивості води в залежності від температури			
	Температура, °C	Густина, кг/м ³	Тиск насиченої пари, P_s , кПа	Кінематична в'язкість, $\nu \cdot 10^6$, м ² /с
1	0	999,9	0,61	1,789
2	10	999,7	1,23	1,306
3	20	998,2	2,4	1,006
4	30	995,7	5,1	0,805
5	40	992,2	7,5	0,659
6	50	988,1	12,3	0,556
7	60	983,2	10,0	0,478
8	70	977,8	31,0	0,415
9	80	971,8	48,2	0,365
10	90	965,3	70,1	0,326

Вихідні дані до РГР №1

Найменування величини	Варіанти завдання (за двома останніми цифрами залікової книжки)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.Розрахункове значення витрати повітря, L_p , (перша цифра), м ³ /год	2300	2750	3100	2220	4080	3700	3750	5450	4530	4800
2.Розрахункове значення втрати тиску, ΔP_p , Па, (друга цифра)	450	500	380	680	360	430	290	300	600	540
3.Температура повітря, °С (перша цифра)	8	6	14	6	24	0	8	17	23	10

Вихідні дані до РГР №2

Найменування величини	Варіанти задання (за двома останніми цифрами залікової книжки)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Розрахункове значення продуктивності, Q , м ³ /год (перша цифра)	34	18	22	25	42	27	28	30	25	33
2. Розрахункове значення напору, H , м (друга цифра)	35	44	27	34	38	44	37	33	40	32
3. Температура води, t °C (перша цифра)	20	50	35	30	70	5	10	44	35	15
4. Довжина трубопроводів мережі, l , м (друга цифра)	4	7	12	23	8	3	5	10	18	14
5. Обмеження щодо напору в системі, не більше, %	10	20	15	10	20	15	20	15	20	10
Сума коефіцієнтів місцевого опору $\Sigma\zeta$ (перша цифра)	4	12	14	9	6	10	11	4	8	13

Примітка. Допускається розбіжність розрахункового та номінального значень продуктивності насоса в межах 10%.

Навчально-методичне видання

ГІДРАВЛІЧНІ І АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ

Методичні вказівки та завдання
до виконання індивідуального завдання
для студентів спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія»,
освітньої програми «Теплогазопостачання і вентиляція»

Укладач **Задоянний** Олександр Васильович

Комп'ютерне верстання *А.П. Селівестрової*

Підписано до друку 13.12. 2023. Формат 60 × 84_{1/16}.

Ум. друк. арк. 1,39. Обл.-вид. арк. 1,5.

Електронний документ. Вид. № 113/Ш-23

Видавець і виготовлювач

Київський національний університет будівництва і архітектури

Повітрофлотський проспект, 31, Київ, Україна, 03037

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002