

Міністерство освіти і науки України
Національний університет “Одеська політехніка”

Методичні вказівки до лабораторних занять з дисципліни
«Компресори, вентилятори та насоси»
для здобувачів денної і заочної форми навчання першого
(бакалаврського) рівня спеціальності 143 “Атомна енергетика”
освітньої програми “ Атомна енергетика ”

Одеса 2024

Міністерство освіти і науки України
Національний університет “Одеська політехніка”
Кафедра екологічної безпеки та гідравліки

Методичні вказівки до лабораторних занять з дисципліни
«Компресори, вентилятори та насоси»

для здобувачів денної і заочної форми навчання першого
(бакалаврського) рівня спеціальності 143 “Атомна енергетика”
освітньої програми “ Атомна енергетика ”

Затверджено
на засіданні кафедри
екологічної безпеки та
гідравліки
Протокол № 13
Від 28.06.2024

Одеса 2024

Методичні вказівки до лабораторних занять з дисципліни «Компресори, вентилятори та насоси» для здобувачів денної і заочної форми навчання першого (бакалаврського) рівня спеціальності 143 “ Атомна енергетика ” освітньої програми “ Атомна енергетика”/ Укл.: Мельник С.В., Сурков С.В., Смик С.Ю. Одеса: Національний університет «Одеська політехніка», 2024. – 32 с.

Укладачі: канд. техн. наук, доц.
С. В. Мельник, С.В. Сурков, С.Ю. Смик

Лабораторна робота № 1

Дослідження роботи відцентрового насоса

Мета роботи - вивчення принципу дії відцентрового насоса, методики проведення його випробувань і обробки отриманих експериментальних результатів та побудови його характеристик.

Загальні положення

Відцентрові машини належать до класу динамічних, оскільки в них переважають сили інерції, а енергія передається рідині завдяки безпосередній взаємодії потоку з робочими лопатками. Відцентровий насос (рис. 1.1.) складається з вхідного патрубку 1, робочого колеса з лопатками 2. Робоче колесо знаходиться у корпусі спіральної форми 3 і насаджене на вал, який обертається завдяки електродвигуну. При обертанні робочого колеса рідина, що підводиться нормально до площини рисунка (вздовж осі), під дією відцентрових сил відкидається до периферії, пройшовши спіральний корпус і дифузор (напірний патрубок) 4, надходить у мережу.

Площа перерізу корпусу збільшується, і тому швидкість потоку зменшується, і частина його кінетичної енергії перетворюється на потенційну (енергію тиску). У міжлопатевих каналах частинки рідини здійснюють складний рух: переносний – зі швидкістю U , відносний – зі швидкістю W і абсолютний в і швидкістю C .

На рис. 1.2 показано план швидкостей для частинки, що знаходиться на зовнішньому діаметрі (D_2) колеса (вектор W_2 спрямований по дотичній до профілю лопатки). Кут β_2 зветься конструктивним і залежить від профілю лопатки. Основними параметрами насоса є подача Q , напір H , потужність N і ККД η .

Поняття подачі еквівалентне поняттю витрати. Подача може бути об'ємною Q (м³/с) і масовою Q_m (кг/с). При цьому

$$Q_m = \rho \cdot Q \quad (1.1)$$

Де ρ – густина рідини, що проходить через насос, кг/м³.

У міжнародній системі одиниць використовується поняття масового напору E (Дж/кг), під яким розуміють енергію, що передається кожному кілограму рідини, яка проходить через гідравлічну машину. В насособудуванні використовують поняття напору, під яким розуміють висоту

Рисунок 1.1 – Схема відцентрового насосу

Рисунок 1.2 – План швидкостей на зовнішньому ободі

стовпа рідини $H(m)$, що врівноважує тиск у даній точці. Напір і масовий напір пов'язані простим співвідношенням

$$E = g \cdot H \quad (1.2)$$

Отримати розрахункову формулу для напору можливо завдяки використанню теореми-імпульсів. Оскільки ця теорема справедлива лише для струмкової течії, тобто для робочого колеса з нескінченною кількістю нескінченно тонких лопаток, то виникає індекс « ∞ ». Крім того, через те, що не були враховані, гідравлічні втрати, напір, що розраховується, є ідеальним. Таким чином

$$H_{ід}^{\infty} = \frac{(C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1)}{g} \quad (1.3)$$

Завдяки теоремі косинусів цю формулу можна привести до такого вигляду

$$H_{\text{ід}}^{\infty} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (1.4)$$

Перший додток виникає за рахунок обертального руху. Другий - за рахунок зміни відносної швидкості у робочому колесі, тобто обумовлений дифузормим ефектом.

Ці складові напору є статичною його частиною. Третя складова - динамічною. При проектуванні насосів намагаються збільшити напір за рахунок статичної складової, оскільки зростання динамічної веде до збільшення втрат, отже і до зниження η .

Залежність напору від подачі $H = f(Q)$ зветься напірною (головною) характеристикою відцентрової машини. Використовуючи (1.3), можна отримати вираз для ідеального напору

$$H_{\text{ід}} = \left(\frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{\pi D_2 b_2 g} Q \right) K_z \quad (1.5)$$

де b_2 - ширина лопатки на діаметрі D_2 , м;

K_z - коефіцієнт, що враховує кінцеве число лопаток.

Таким чином можна розрахувати ідеальну напірну характеристику відцентрової машини. На рис. 1.3 приведені залежності для різних величин кута β_2 . При проектуванні відцентрових насосів використовують здебільше лопатки $\beta_2 < 90^\circ$, оскільки такі насоси найбільш економічні

Дійсна напірна характеристика завжди відрізняється від ідеальної тому, що у процесі передачі енергії виникають втрати. Об'ємні втрати виникають через перетікання рідини зі сторони високого тиску на сторону низького тиску, а також через витік. Ці втрати характеризуються об'ємним ККД η_0 . Гідравлічні втрати, які характеризуються гідравлічним ККД η_{Γ} , виникають через вихорувиникнення і гідравлічне тертя об робочі поверхні. І нарешті, механічні втрати виникають через тертя в сальниках і підшипниках. До них також відносять втрати на тертя рідини о неробочі поверхні. Ці втрати характеризуються механічним ККД η_M . Повний ККД може бути розрахований як добуток окремих

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_M \quad (1.6)$$

Оскільки за загальним правилом під повним ККД розуміють співвідношення корисної потужності (потужності, яка передана рідині) до потужності насоса (потужності до валу), то

$$\eta = \frac{N_k}{N} \quad (1.7)$$

Де

$$N_K = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1.8)$$

Отже

$$N = (\rho \cdot g \cdot Q \cdot H)\eta \quad (1.9)$$

Опис експериментального стенда

Оскільки дійсна напірна характеристика відрізняються від ідеальної, то найточнішим шляхом її отримання є проведення випробу насоса. Випробування може проводитися як з метою отримання дійсних характеристик нового насоса, так і з метою їх перевірки через деякий, строк експлуатації насоса. В даній роботі треба визначити характеристики насоса БЦНМ 3/17 і порівняти отриману напірну характеристику з паспортною.

Дослідний стенд (рис. 1.3) складається з бака (1) до якого підключено насос (2), що нагнітає воду через регулюючий вентиль (3) і витратомірну діафрагму (4). Для вимірювання перепаду тиску і діафрагми підключений П-подібний диференційний манометр.

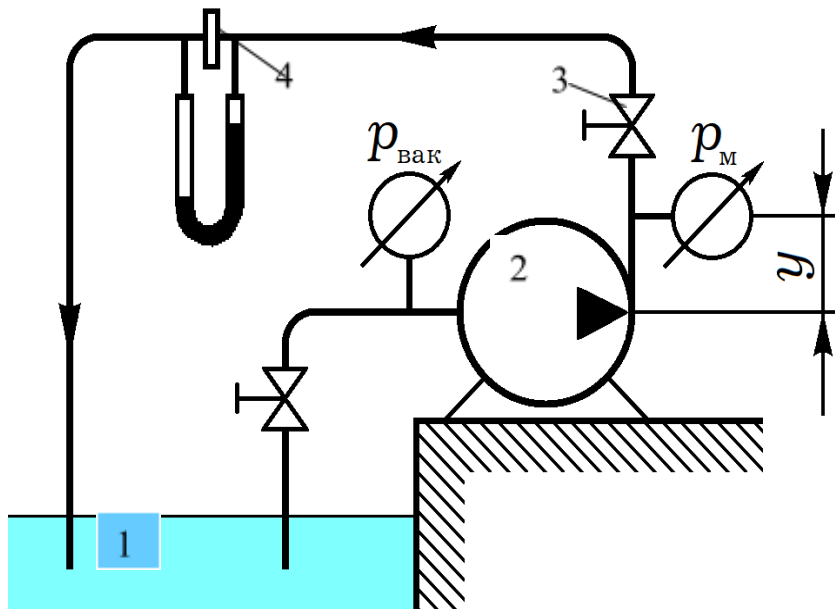


Рисунок 1.3 – Принципова схема експериментального стенда для випробування відцентрового насоса

Послідовність виконання роботи

1. Перевіряють положення вентилля 3. Оскільки при відкритому вентилі під час запуску насоса може виникати гідроудар, то перед включенням електродвигуна вентиль має бути закритим.

2. Вмикають електродвигун. При цьому режимі, який зветься холостим ходом, показання манометра $P_m = P_m^{max}$ показання вакуумметра $P_{\text{вак}}$. Оскільки подача дорівнює нулю, то перепад на дифманометрі теж дорівнює 0.

$$\Delta h = h_{\text{л}} + h_{\text{п}}$$

Величини $h_{\text{л}}$ і $h_{\text{п}}$ - показання лівого і правого колін дифманометра.

3. Вимірюють за допомогою ватметра потужність холостого ходу.

4. Повністю відкривають вентиль 3. При цьому $\Delta h = \Delta h^{max}$. На цьому режимі записують показання приладів.

УВАГА! Для підвищення надійності і достовірності дослідів регулювання роботи вентилем 3 проводять тільки у бік його закриття. Не можна встановлювати режим, послідовно прикриваючи і відкриваючи вентиль.

Результати спостережень заносять до Таблиці (табл. 1.1)

Таблиця 1.1 – Таблиця спостережень

N дослідів	$P_{\text{м}}$ кг/см ²	$P_{\text{в}}$ кг/см ²	$h_{\text{л}}$ мм	$h_{\text{пр}}$ мм	$\Delta h_{\text{пр}}$ мм	$n_{\text{в}}$
1						
2						

де $n_{\text{в}}$ - кількість поділок шкали ватметра.

Обробка результатів дослідів

1. Розраховують манометричний $H_{\text{м}}$ і вакуум метричний $H_{\text{в}}$ напори виходячи з того, що 1 кгс/см² - 10 м водяного стояла.

2. Визначають подачу насоса у кожному режимі

$$Q = C\sqrt{\Delta h}$$

де C - коефіцієнт витрати, значення якого наводиться у таблиці стенда.

3. Розраховують швидкості у вхідному (V_1) і вихідному (V_2) патрубках насоса у кожному режимі з рівняння $V = QA$

де A - площа перерізу відповідного патрубку (діаметри патрубків надаються в табличках стендів).

4. Знаходять повний напір насоса

$$H_n = H_m + H_{\text{вак}} + y + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

Де y - перевищення осі манометра над точкою підключенням вакуумметра.

5. Розраховують корисну потужність насоса за (1.8)

6. За показаннями ватметра розраховують електричну потужність для кожного режиму

$$N_{\text{ел}} = k n_w$$

де K - коефіцієнт ватметра (наводиться у табличках стендів)

7. Знаходять потужність, що споживає насос (потужність на валу)

$$N = N_{\text{ел}} \eta_{\text{дв}}$$

Де $\eta_{\text{дв}}$ – ККД електродвигуна.

8. За (1.7) знаходять ККД насоса.

Результати розрахунків для всіх режимів вносять у таблицю розрахунків (табл. 1.2)

Таблиця 1.2

Таблиця розрахунків

N досліді	H_m м	$H_{\text{вак}}$ м	Q л/с	V_1 м/с	V_2 м/с	H м	N_k Вт	$N_{\text{ел}}$ Вт	N Вт	η –

Подання результатів роботи

1. За наявними формулами розраховують повний напір насосу в кожній точці.

2. На графіку креслять напірну характеристику $H = f(Q)$.

3. За $\eta = \frac{N_k}{N}$ визначають ККД насоса.

4. На одному графіку креслять графіки $N = f(Q)$, та $\eta = f(Q)$.

5. Для точці з максимальним ККД використовуючи $n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0.75}}$, розраховуємо коефіцієнт швидкості і визначаємо тип робочого колеса.

6. Аналізують отримані результати і роблять висновки.

7. Письмово відповідають на контрольні запитання.

Приклад розрахунків до роботи
Параметри експериментального стенду № 5

Частота обертання робочого колеса	$n = 2900 \text{ об/хв}$
Коефіцієнт витратомірної діафрагми	$k_Q = 1,712 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт ватметра	$k_w = 5,5$
Геометрична висота осі манометра над точкою підключення вакуумметра	$y = 0,3 \text{ м}$
Коефіцієнт корисної дії електродвигуна	$\eta_{ед} = 0,85$
Діаметр труби на вході в насос	$d_{вх} = 25 \text{ мм}$
Діаметр труби на виході з насосу	$d_{вих} = 20 \text{ мм}$

Результати спостережень

№ досліду	p_m	$p_{\text{вак}}$	Δh	n_w
	кГ/см ²	кГ/см ²	мм	-
1	1,43	0	0	32
2	1,25	0,1	75	41
3	1,18	0,15	120	43
4	1	0,3	173	44
5	0,92	0,35	235	45
6	0,82	0,43	283	45

Розрахунок точки № 2 запишемо докладно.

Об'ємна витрата води

$$Q = k_Q \sqrt{\Delta h} = 1,712 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{0,075} = 4,689 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,4689 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Швидкості води на вході та на виході

$$v_{\text{вх}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вх}}^2} = \frac{4 \cdot 4,689 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,025^2} = 0,9551 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$v_{\text{вих}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вих}}^2} = \frac{4 \cdot 4,689 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,02^2} = 1,492 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Повний напор насосу

$$H_{\text{н}} = 10(p_{\text{м}} + p_{\text{вак}}) + y + \frac{v_{\text{вих}}^2 - v_{\text{вх}}^2}{2g} = 10 \cdot (1,25 + 0,1) + 0,3 + \frac{1,492^2 - 0,955^2}{2 \cdot 9,8} = 13,87 \text{ м}$$

Корисна потужність насосу

$$N_{\text{к}} = \rho g H_{\text{н}} Q = 1000 \cdot 9,8 \cdot 13,87 \cdot 4,689 \cdot 10^{-4} = 63,72 \text{ Вт}$$

Потужність на валу

$$N = k_w n_w \eta_{\text{ед}} = 5,5 \cdot 41 \cdot 0,85 = 191,7 \text{ Вт}$$

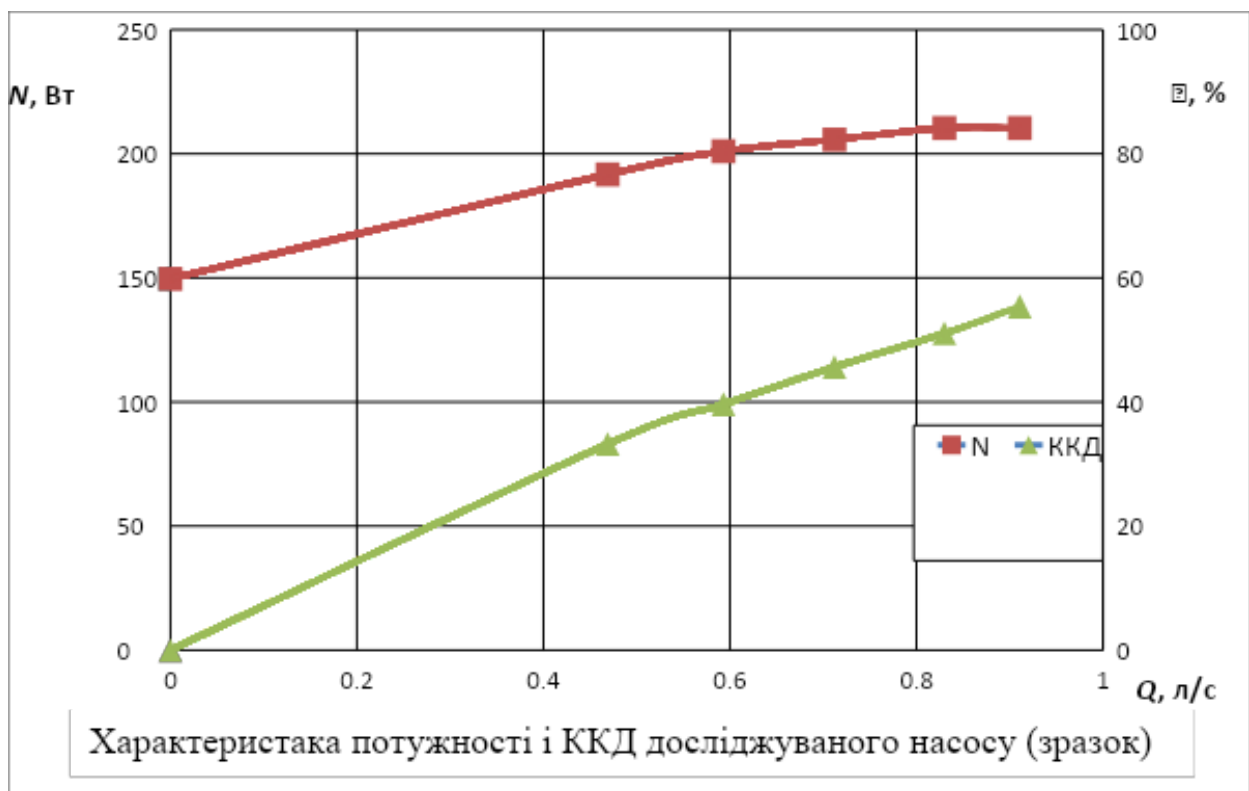
Коефіцієнт корисної дії насосу

$$\eta = \frac{N_{\text{к}}}{N} = \frac{63,72}{191,7} \cdot 100\% = 33,24 \%$$

Розрахунок інших точок представляємо у вигляді таблиці.

Q	Q	$v_{\text{вх}}$	$v_{\text{вих}}$	$H_{\text{н}}$	$N_{\text{к}}$	N	ККД
м³/с	л/с	м/с	м/с	м	Вт	Вт	%
0	0	0	0	14,6	0	149,6	0
0,0004689	0,4689	0,9551	1,4924	13,87	63,72	191,67	33,24
0,0005931	0,5931	1,2082	1,8878	13,71	79,67	201,03	39,63
0,0007121	0,7121	1,4506	2,2666	13,45	93,89	205,7	45,65
0,0008299	0,8299	1,6907	2,6417	13,21	107,44	210,38	51,07
0,0009107	0,9107	1,8554	2,8990	13,05	116,503	210,375	55,38

За результатами розрахунків будемо характеристики $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.



Максимальний ККД досягнутий в точці № 6. Для цієї точки розраховуємо коефіцієнт швидкохідності n_s :

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0.75}} = 3,65 \frac{2900 \cdot \sqrt{9,107 \cdot 10^{-4}}}{13,05^{0.75}} = 46,5$$

Висновки

Отримані характеристики відцентрового насосу є типовими для даного класу насосів. Напірна характеристика є падаючою в усьому діапазоні значень.

Максимальний ККД досягається при $Q = 0,91$ л/с. При цьому значенні розрахований коефіцієнт швидкохідності $n_s = 46,5$. Оскільки $n_s < 100$, робоче колесо є тихоходним. Це означає, що насос забезпечує відносно великий напір навіть при малій частоті обертання.

Контрольні запитання

1. У чому полягає мета проведення лабораторної роботи?
2. Що розуміють під подачею, масовим напором і корисною потужністю? Яким чином пов'язані ці величини?
3. Наведіть план швидкостей на вихідному діаметрі робочого колеса дайте відповідні пояснення.
4. Як пов'язаний $H_{\text{ід}}^{\infty}$ зі швидкостями C_2, U_{2, w_2} ? На що вказують індекси «ід» і "∞"?
5. Що розуміють під статичною і динамічною складовими напору? За рахунок якої складової слід підвищувати напір? Чому?
6. Який вигляд має ідеальна, напірна характеристика насоса і чому вона відрізняється від дійсної?
7. Охарактеризуйте втрати, які виникають у насосі.
8. Якими приладами необхідно користуватися при проведенні випробування насоса?

Лабораторна робота № 2

Паралельна робота відцентрових насосів на мережу

Мета роботи — дослідження режимів роботи двох паралельно ввімкнених насосів у гідравлічну мережу із заданими геометричними параметрами і

Загальні положення.

Залежність двох основних параметрів. $H = f(Q)$ вказує на те, що в різних умовах напір і подача відцентрового насоса можуть бути різними. Ці умови задає гідравлічна мережа, на яку працює насос узагальному випадку характеристика мережі має вигляд

$$H = H_{\text{ст}} + SQ^2 \quad (2.1)$$

де H - напір на початку мережі, тобто той напір, під дією якого здійснюється рух рідини з витратою Q ;

$H_{\text{ст}} = H_{\text{г}} + \frac{P_{\text{х}} - P_{\text{п}}}{\rho g}$ - статична висота ($H_{\text{г}}$ - різниця геометричних позначок рівня рідини у резервуарах (рис. 2.1);

P_k і P_n - тиски у цих резервуарах);

$$S\text{-опір гідравлічної мережі, с}^2/\text{м}^5$$

$$S = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{1}{2gA^2} S = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{1}{2gA^2} \quad (2.2)$$

Де λ - коефіцієнт Дарсі;

l, d, A - довжина , діаметр трубопроводу і площа перерізу;

$\Sigma \zeta$ - сума коефіцієнтів втрат місцевих опорів, які розташовані на трубопроводі.

Добуток дорівнює втратам напору у мережі. Вигляд характеристики мережі (2.1) вказує на те, що вона є параболою, яка починається у точці $H_{ст}$.

Маючи характеристику SQ^2 мережі, завжди можна визначити, який напір треба створити для забезпечення заданої витрати Q . Зважаючи на те, що цей напір створює насос, стає можливим визначити його параметри. Отже, напір і подача насоса завжди дорівнюють напору і витраті у мережі. Тому для визначення цих параметрів достатньо знайти цільну точку напірної характеристики насоса і характеристики мережі. Ця точка, (А) зветься робочою і визначається здебільш графічно.

У тих випадках коли один відцентровий насос не може забезпечити потрібних параметрів у мережі, застосовується спільна робота декількох насосів. Існують дві принципові схеми включення насосів при їх спільній роботі: послідовне і паралельне включення (рис. 2.1).

Насоси 1 і 2 можуть бути як однаковими, так і різними, тобто мати папірні характеристики, що відрізняються.

На рис. 2.2 показаний графік паралельної роботи двох різних насосів (такий випадок може виникнути при однакових насосах, коли їх характеристики за якихось причин мають розбіжності). Крива 1+2 отримується графічним складанням аналогічно попередньому. Конкретні значення робочих параметрів насосів можна визначити, який побудувати характеристику мережі, на яку працюють насоси. Точка А на рис 2.2 є робочою, тому загальна витрата у мережі $Q_{1+2} = Q_1 + Q_2$ (Q_1 і Q_2 подачі насосів 1 і 2 при їх спільній роботі),

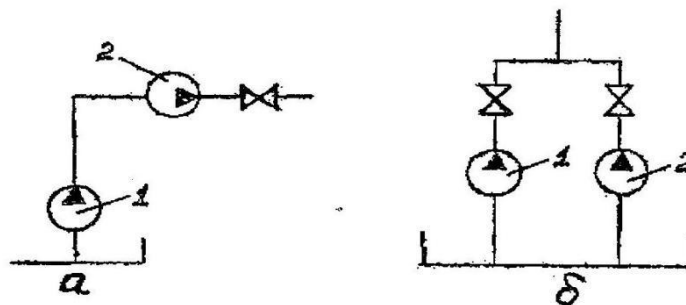


Рис. 2.1 – Схема підключення відцентрових насосів:
а - послідовне, б – паралельне

- а напір $H = H_1 = H_2$ тобто при паралельній роботі навіть різних насосів їх напори однакові.

Рис. 2.2 – Графік роботи на мережу двох різних відцентрових насосів при паралельному підключенні.

У випадку послідовного підключення двох насосів їх спільна характеристика може бути отримана шляхом складання характеристик по осі координат.

Опис експериментального стенда

Роботу виконують на стенді, схема якого зображена на рис. 2.3.

Установка складається з двох. паралельно ввімкнених відцентрових насосів 1 і що нагнітають воду із нижнього герметичного бака 2 через колектор 5 і нагнітальну магістраль 6 у напірний бак 8, з якого зливною магістраллю 9 вода повертається у резервуар 2. На виході з насосів встановлені запірні вентиля 3, що дозволяють відключати їх від нагнітальної лінії. Вентиль 4 - регулюючий, прикриваючи або закриваючи котрий змінюють подачу насоса (або насосів) при проведенні випробувань. Подачу вимірюють за допомогою діафрагми 7, до якої підключено П – подібний дифманометр 10. Тиск нагнітання вимірюють манометром М.

Порядок проведення роботи

1. Перевіряють положення вентилів 3 і 4. Вентиль 3 насоса, який підлягає, випробуванню, повинен бути відкритим, а вентиль 4 – закритим.

2. Вмикають той насос, який підлягає випробуванню. При цьому $P_m = P^{max}$ перепад на дифманометрі $\Delta h = 0$ витрата в мережі $Q = 0$.

3. Повністю відкривають вентиль 4. При цьому показання манометра $P_m = P^{min}$, а дифманометра $\Delta h = \Delta h^{max}$

4. Величину Δh^{max} розділяють на чотири приблизно рівних інтервали і прикриваючи вентиль 4, визначають показання приладів на цих режимах. Результати заносять у таблицю спостережень (табл. 2.1).

Після завершення випробувань першого насоса його вентиль закривають і відкривають вентиль другого насоса. Повторюють досліди і заносять їх результати, продовжуючи табл. 2.1.

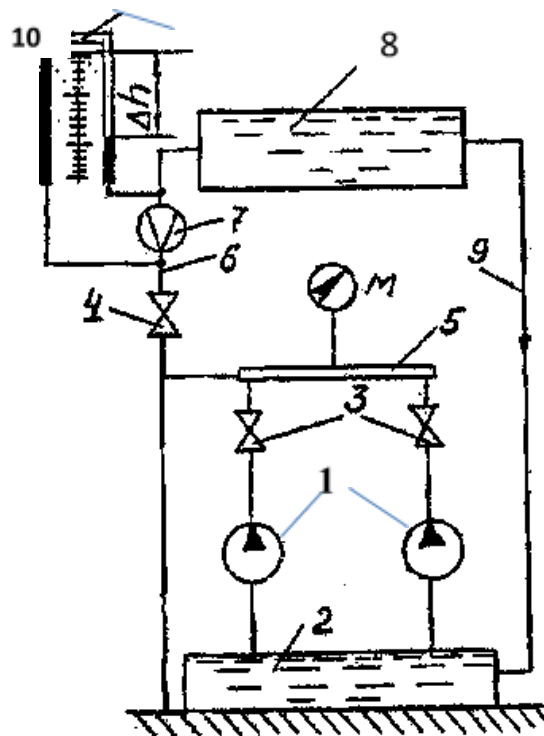


Рисунок 2.3 – Принципова схема експериментального стенда при паралельному підключенні двох відцентрових насосів

Для визначення точок напірної характеристики спільної роботи необхідно:

- повністю відкрити вентилі 3 обох насосів;
- закрити вентиль 4 і записати тиск нагнітання;
- повністю відкрити вентиль 4, записати тиск нагнітання і перепад за дифманометром;

- величину Δh^{max} розділяють на чотири приблизно рівних інтервали 1, прикриваючи вентиль 4, визначають показання приладів у цих режимах.

Результати, заносять у таблицю спостережень (у роботі їх повинно бути три).

N досліду	P_m кгс/см ²	h_l мм	$h_{пр}$ мм	$\Delta h = h_l + h_{пр}$ мм
1				
...				
6				

УВАГА! Експериментальний стенд має деякі особливості, які слід враховувати при проведенні дослідів і їх обробки. Головні з них такі:

1. При випробуванні спільної роботи насосів (у момент відкриття вентилля 4) необхідно стежити за перепадом на дифманометрі – перепад Δh^{max} не може бути більшим за максимально можливий, тобто вода не повинна переливатися з одного коліна дифманометра в інше.

2. Оскільки вода перекачується замкнутою мережею, то статична висота дорівнює нулю, і рівняння характеристики такої мережі має вигляд

$$H = SQ^2 \quad (2.3)$$

3. У насосів, що випробовуються, діаметри вхідного і вихідного патрубків однакові. Тому

$$V_1 = V_2 \text{ і } H = H_m = P_m \cdot 10 \text{ (м)} \quad (2.4)$$

4. Втрати напору в лініях, де встановлені вентилі 3, можна нехтувати, оскільки вони значно менші за втрати в основній магістралі 6.

Обробка результатів дослідів

1. Для кожного насоса і для спільної їх роботи розраховують таблицю залежності напору від подачі. При цьому напір визначають за (2.4), а подачу Q так;

$$Q = C\sqrt{\Delta h}$$

Значення c і u наведені у таблицях стендів.

Подання результатів роботи

1. За даними розрахованих таблиць креслять напірні характеристики кожного насоса і дослідну напірну характеристику їх спільної роботи.

2. Шляхом графічного складання напірних характеристик за подачами отримують характеристику спільної роботи насосів і порівнюють її з дослідною.

3. Розраховують коефіцієнт опору основної ділянки мережі

$$\xi_m = \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi_B + \xi_D \right)$$

де l і d наведені у таблиці стенда;

ξ_B, ξ_D - коефіцієнти втрат у вентилі 1 діафрагмі (наведені у таблиці стенда). Коефіцієнт Дарсі визначають за формулою Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_\vartheta}{d} + \frac{68}{R_e} \right)^{0,25}$$

Де K_ϑ - 0,5 мм - еквівалентна шорсткість труби.

$$R_e = \frac{v d}{\nu}$$

Де $\nu = \frac{Q_{max}}{A}$ - середня швидкість, м/с;

$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{(1+0,0158t)^2}$ - кінематична в'язкість, м²/с;

Q_{max} - максимальна подача двох паралельно працюючих насосів, м³/с;

t - температура води, °C.

Визначивши ξ_m розраховують таблицку залежності напору в мережі від витрати у її інтервалах від нуля до Q_{max} і за даними цієї таблицки креслять характеристику основної-ділянки напірної мережі.

4. Користуючись дослідними напірними характеристиками і розрахованою характеристикою мережі, визначають робочу точку параметри насосів при їх паралельній роботі, а також параметри кожного насоса, працюючого самостійно. Аналізують отримані результати і роблять висновки.

Контрольні запитання

1. Які способи підключення насосів вам відомі з якою метою вони використовуються?
2. Покажіть на графіку, як будується спільна характеристика паралельно (послідовно) підключених насосів.
3. Що розуміють під характеристикою мережі. На що витрачається напір, який отримує рідина в насосі?
4. Що розуміють під статичною висотою? Чому для дослідного стенда вона дорівнює нулю?
5. Чи, змінюються подача насоса, коли паралельно до нього підключають другий насос? Як змінюється (якщо змінюється) при цьому напір у мережі?
6. Що розуміють під робочою точкою і що треба знати для її визначення?

Лабораторна робота № 3

Експериментальне дослідження відцентрового вентилятора

Мета роботи - вивчити конструкцію і принцип дії відцентрового вентилятора, методику проведення дослідження обробки експериментальних даних

Загальні положення.

Відцентрові вентилятори призначені для транспортування (переміщення) повітря або газу, тобто вони належать до класу повітродувних (або газодувних) машин. Головною характеристикою цих машин є ступінь підвищення тиску E котрий є відношенням тиску на виході в машини $P_{\text{вих}}$ до тиску на вході $P_{\text{вх}}$

$$E = \frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} \quad (3.1)$$

За цим параметром, а також залежно від характеру охолодження газові машини підрозділяються на три типи:

$E < 1,15$ - вентилятори

$E > 1,15$ (без примусового охолодження) - нагнітачі;

$E > 1,15$ (з примусовим охолодженням) - компресори.

Як і відцентрові насоси, відцентровані вентилятори належать до класу динамічних машин. Їх конструкції аналогічні, різниця лише, в оформленні складових частин. Наприклад, на відміну від литого корпусу насоса, корпус вентилятора зварений; робочі лопатки вентилятора приварюють або приклепують до диска.

У теорії цих машин енергія, яка передається газу (повітря), належить до одиниці об'єму, тобто замість напору використовують поняття тиск, який є сумою статичного і динамічного тисків

$$P = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}} \quad (3.2)$$

Динамічний тиск обумовлений швидкістю потоку повітря (газу) і може бути підрахований за формулою

$$P_{\text{дин}} = \frac{\rho_n V^2}{2} \quad (3.3)$$

де V - середня швидкість повітря в перерізі; м/с

ρ_n - густина повітря, кг/м³

За своєю фізичною природою динамічний тиск є кінетичною енергією, що віднесена до одиниці об'єму.

Оскільки у вентиляторі відбувається процес перетворення механічної енергії на енергію потоку газу, то повний тиск, створений вентилятором, буде дорівнювати різниці тисків на виході ($P_{\text{вих}}$) і на вході ($P_{\text{вх}}$), тобто $P = P_{\text{вих}} - P_{\text{вх}}$

Відповідно (3.2), кожний тиск є сумою $P_{ст}$ і $P_{дин}$, тобто

$$P_{вих} = P_{ст}^{вих} + 0,5\rho_n V_{вих}^2; P_{вх} = -P_{ст}^{вх} + 0,5\rho_n V_{вх}^2$$

Знак “-” перед $P_{ст}$ є тому, що на вході у вентилятор створюється тиск, нижчий за атмосферний. Отже, повний тиск створений вентилятором.

$$P = (P_{ст}^{вих} + P_{ст}^{вх}) + 0,5\rho_n (V_{вих}^2 - V_{вх}^2) \quad (3.4)$$

Корисну потужність вентилятора обчислюють за (3.5), повний ККД - за (3.6).

$$N_k = P \cdot Q, \text{ Вт} \quad (3.5)$$

де Q - подача рентлятора.м³ с.

Повний ККД

$$\eta = \frac{N_k}{N} = \frac{PQ}{N} \quad (3.6)$$

Отже, потужність на валу

$$N = \frac{P \cdot Q}{\eta} \quad (3.7)$$

Вентилятори, як правило, створюють помірний тиск. За цією Ознакою вентилятори підрозділяються на три групи: низького тиску(до 1000 Па), середнього тиску (більш 1000, але менше 3000 Па) і високого тиску (більш 3000 Па). Для оцінки якості машини щодо створеного Нею тиску використовують поняття статичного ККД .

$$\eta_{ст} = \frac{P_{ст} Q}{N} \quad (3.8)$$

Де $P_{ст} = P_{ст}^{вх} + P_{ст}^{вих}$, Па

Гідравлічний ККД розраховують за формулою

$$\eta_r = - \frac{P \cdot Q}{N - N_0} \quad (3.9)$$

Де N_0 - потужність холостого ходу вентилятора, тобто потужність вентилятора, коли він працює на закриту мережу ($Q = 0$)

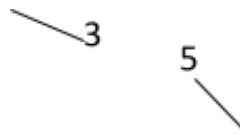
Коефіцієнт швидкохідності вентилятора

$$n_s = 5,54 \cdot n \cdot p^{-0,75} \cdot Q^{0,5} \quad (3.10)$$

Q - подача вентилятора м³/с;

P - повний тиск, Па ;

Рисунок 3.1 – Принципова ² і експериментального стенда
для іспиту відцен ¹ового вентилятора



n - частота обертання, об/хв.

Опис експериментального стенда.

Досліди проводять на стенді, показаному на рис. 3.1. Він складається з вентилятора 1, котрий приводиться в дію асинхронним двигуном. 2. На вхідному патрубку змонтовано колектор, виготовлений в органічного скла. Призначення колектору - створити рівномірне розподілення швидкості на вході. На рис. 3.2 показана схема колектору.

Записавши рівняння Бернуллі для перерізів 1-1, 2-2 і припустивши, що швидкість на значній відстані від колектору дорівнює нулю, можна записати

$$P = P_{\text{ст}} + 0,5 \rho_n U^2$$

$$U = \sqrt{\frac{2\Delta P_k}{\rho_p}}$$

де ΔP_k вакуум з колекторі.

Оскільки епюра швидкості з колекторі рівномірна, то U дорівнює Передній швидкості V , крім цього.

$$\Delta P_k = \rho_p g \Delta h_k$$

ρ_p - густина рідини у дифманометр (вода), кг/м³

Δh_k - різниця рівнів рідин у дифманометрі, м

Середня швидкість

$$V_{\text{вк}} = \phi_{\text{к}} \sqrt{2g_n h \frac{\rho_p}{\rho_n}} \quad (3.11)$$

Де $\phi_{\text{к}}$ -0,95 - коефіцієнт колектора який враховує втрати енергії.

Отже, колектор є витратомірним пристроєм. Подача вентилятора регулюється шиббером (засувкою) 3. Дифманометр 4 призначений для вимірюваній статичного тиску на виході. Потужність, що споживає

вентилятор, вимірюють ватметром. Вентилятор нагнітає повітря в трубопровід 5.

Рисунок 3.2 – Схема підключення колектора

Порядок проведення роботи.

1. При повністю закритому шибері вмикають вентилятор і записують у табл.3.1 покази дифманометрів Δh_k і $\Delta h_{ст}$, а також ватметра (режим холостого ходу).
2. Відкривають повністю шибер і записують покази приладів при найбільшій подачі.
3. Поділивши перепад Δh_k на чотири приблизно рівних інтервали і прикриваючи шибер, повторюють експерименти.
4. Записують барометричний тиск P_6 і температуру повітря t .

№	$h_k^л$ мм	$h_k^{пр}$ мм	$\Delta h_k = h_k^л + h_k^{пр}$ мм	$h_{ст}^л$ мм	$h_{ст}^{пр}$ мм	$\Delta h_{ст} = h_{ст}^л + h_{ст}^{пр}$ мм	покази ватме

Обробка результатів експерименту.

1. Обчислюють густину повітря

$$\rho_n = 0,465 \frac{P_6}{T}$$

P_6 - барометричний тиск, мм рт.ст.

T - абсолютна температура, К.

2. За (3.11) розраховують вхідні швидкості потоку повітря.;

3. Розраховують витрату повітря

$$Q = V_{вх} A_{вх}, м^3 с,$$

де $A_{вх}$ площа перерізу колектору, $м^2$

4. Використовуючи рівняння нерозривності, обчислюють швидкості у трубопроводі 5.

$$V_{\text{вх}} A_{\text{вх}} = V_{\text{вих}} A$$

5. Розраховують статичну тиск на вході

$$P_{\text{ст}}^{\text{вх}} = \rho_p g \Delta h_k, \text{ Па}$$

де ρ_p - густина рідини в дифманометрі

6. Обчислюють статичний тиск на виході

$$P_{\text{ст}}^{\text{вих}} = \rho_p g \Delta h_{\text{ст}}, \text{ Па}$$

7. За (3.3) обчислюють динамічний тиск на вході і виході

8. За (3.4) розраховують повний тиск, створений вентилятором

9. Розраховують потужність на валу вентилятора.

$$N = k \cdot P_w \cdot \eta_{\text{ед}}, \text{ кВт}$$

де k - коефіцієнт ватметра;

$\eta_{\text{ед}}$ - 0,85 ККД електродвигуна.

10. За (3.5) обчислюють корисну потужність і за (3.6) - ККД вентилятора.

11. За (3.8) обчислюють статичний ККД, а за (3.9) - гідравлічний ККД,

Результати розрахунків заносять у таблицю (табл. 3.2)

N	$V_{\text{вх}} \text{ мс}$	$Q \text{ мс}$	$V_{\text{вих}} \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$P_{\text{ст}}^{\text{вх}} \text{ Па}$	$P_{\text{ст}}^{\text{вих}} \text{ Па}$	$P_{\text{дин}}^{\text{вх}} \text{ Па}$	$P_{\text{дин}}^{\text{вих}} \text{ Па}$	$P \text{ Па}$	$N \text{ кВт}$	$N_k \text{ кВт}$	$\eta -$	$\eta_{\text{ст}} -$	$\eta_T -$

Подання результатів роботи .

1. На міліметрівці будують характеристики вентилятора:

$$P = f(Q); N = f(Q); \eta = - f(Q); \eta_{\text{ст}} = f(Q); \eta_p = f(Q)$$

2. Аналізують одержані результати і роблять висновки по роботі.

Приклад розрахунків до роботи

Параметри експериментального стенду № 4

Коефіцієнт витрати колектору	$\varphi = 0,95$
Коефіцієнт корисної дії електродвигуна	$\eta_{\text{ед}} = 0,85$
Коефіцієнт ватметра	$k_w = 10,0$

Діаметр труби та колектору на вході в вентилятор	$d_{\text{вх}} = 102 \text{ мм}$
Діаметр труби на виході з вентилятору	$d_{\text{вих}} = 99 \text{ мм}$
Густина повітря	$\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$
Густина рідини в дифманометрах	$\rho_p = 1000 \text{ кг/м}^3$

Результати спостережень

№ дослід у	Колектор на вході в вентилятор			Статичний тиск на виході з вентилятору			Ватметр
	$h_{\text{л}}$	$h_{\text{пр}}$	$\Delta h_{\text{к}}$	$h_{\text{л}}$	$h_{\text{пр}}$	$\Delta h_{\text{ст}}$	
1			0			185	20
2			17			200	70
3			35			185	89
4			56			145	116
5			68			119	140
6			79			92	170

Розрахунок точки № 2 записуємо докладно.

Швидкість повітря на вході у вентилятор

$$v_{\text{вх}} = \varphi \sqrt{\frac{2g\Delta h_{\text{к}} \rho_p}{\rho}} = 0,95 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 0,017 \cdot 1000}{1,2}} = 15,83 \text{ м/с}$$

Об'ємна подача повітря

$$Q = v_{\text{вх}} \frac{\pi d_{\text{вх}}^2}{4} = 15,83 \cdot \frac{\pi \cdot 0,102^2}{4} = 0,1294 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Швидкість повітря на виході з вентилятору

$$v_{\text{вих}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вих}}^2} = \frac{4 \cdot 0,1294}{\pi \cdot 0,099^2} = 16,80 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Повний тиск повітря на вході у вентилятор:

$$p_{\text{вх}} = \rho_p g \Delta h_{\text{к}} + \frac{\rho}{2} v_{\text{вх}}^2 = 1000 \cdot 9,8 \cdot (-0,017) + \frac{1,2}{2} 15,83^2 = -16,24 \text{ Па}$$

Звертаємо увагу, що повний тиск менше атмосферного. Це обумовлено втратами тиску в колекторі.

Повний тиск повітря на виході з вентилятору:

$$p_{\text{вих}} = \rho_p g \Delta h_{\text{ст}} + \frac{\rho}{2} v_{\text{вих}}^2 = 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,200 + \frac{1,2}{2} 16,80^2 = 2129,43 \text{ Па}$$

Повний тиск вентилятору

$$p = p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}} = 2129,43 - (-16,24) = 2145,7 \text{ Па}$$

Корисна потужність вентилятору

$$N_k = pQ = 2145,7 \cdot 0,1294 = 277,5 \text{ Вт}$$

Потужність на валу

$$N = k_w n_w \eta_{\text{ед}} = 10 \cdot 70 \cdot 0,85 = 595 \text{ Вт}$$

Коефіцієнт корисної дії насосу

$$\eta = \frac{N_k}{N} = \frac{277,5}{595} \cdot 100\% = 46,65 \%$$

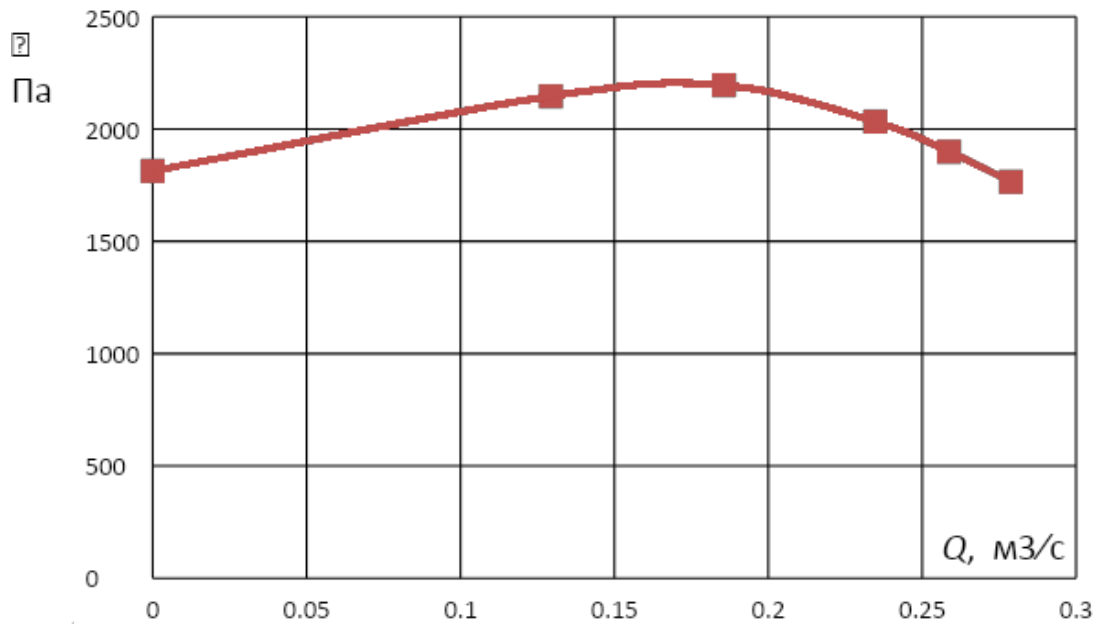
Ступінь стиснення повітря розраховуємо як відношення абсолютних тисків на виході та на вході:

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{бар}} + p_{\text{вих}}}{p_{\text{бар}} + p_{\text{вх}}} = \frac{101325 + 2129,4}{101325 - 16,2} = 1,021$$

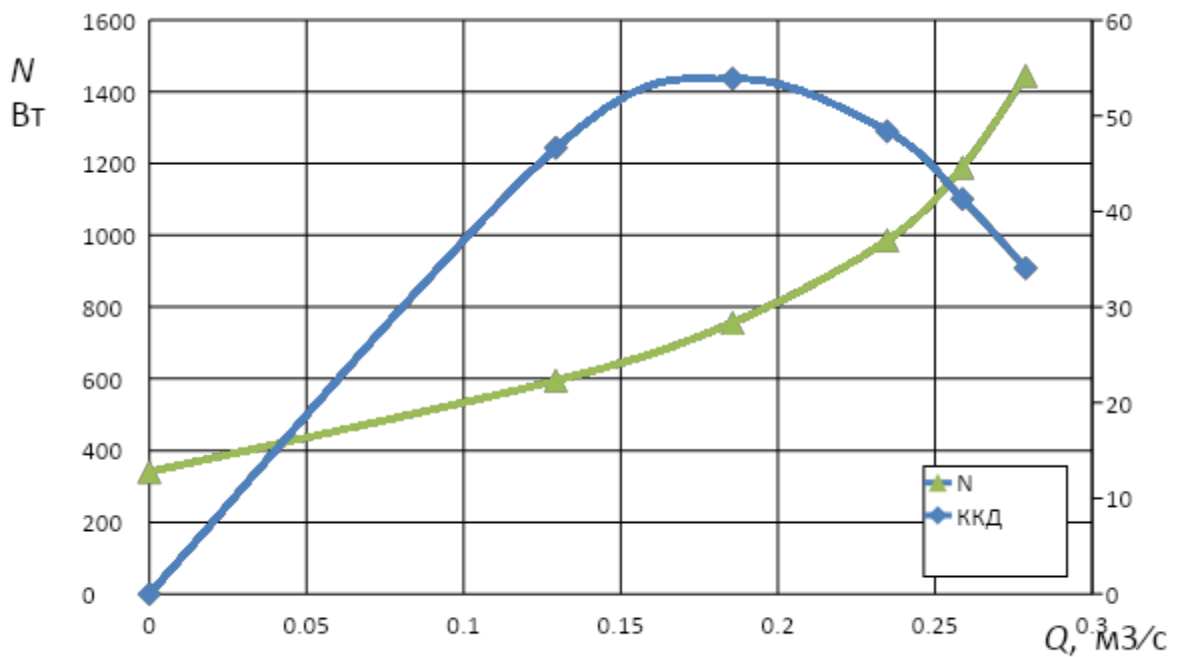
Розрахунок інших точок представляємо у вигляді таблиці (зразок).

№	$v_{\text{вх}}$	$v_{\text{вих}}$	Q	$p_{\text{вх}}$	$p_{\text{вих}}$	p	N_k	N	ККД	ε
досліду	м/с	м/с	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	Па	Па	Па	Вт	Вт	%	-
1	0	0	0	0	1813	1813	0	340	0	1,018
2	15,83	16,8	0,1294	-16,24	2129,4	2145,7	277,5	595	46,65	1,021
3	22,71	24,1	0,1856	-33,44	2161,8	2195,3	407,4	756,5	53,86	1,022
4	28,73	30,5	0,2348	-53,51	1979,1	2032,6	477,2	986	48,4	1,02
5	31,66	33,6	0,2587	-64,97	1834,1	1899,1	491,3	1190	41,29	1,019
6	34,13	36,2	0,2788	-75,48	1688,9	1764,4	492	1445	34,05	1,017

За результатами розрахунків будуюмо характеристики $p = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.



Головна характеристика досліджуваного вентилятора (зразок)



Характеристика потужності і ККД досліджуваного вентилятора (зразок)

Висновки

Отримані характеристики відцентрового вентилятору є типовими для даного класу апаратів. Напірна характеристика має зростаючу ділянку.

Максимальний ККД сягає 53,9 %, що говорить про незадовільний технічний стан вентилятору.

Максимальний ступень стиснення становить $\varepsilon = 1,022$. Оскільки $\varepsilon < 1,15$, досліджуваний апарат відноситься до класу вентиляторів. Припущення, що густина повітря залишається постійною, є правомірним.

Питання для самоконтролю

- 1) Чи існує принципова різниця між відцентровими насосами і вентиляторами?
- 2) Що розуміють під ступенем підвищенні тиску?
- 3) Які параметри використовують для класифікації газодувних машин?
- 4) Що розуміють під динамічним тиском? Як можна його підрахувати?
- 5) Що розуміють під повним тиском, що створюється вентилятором? Як його обчислити?
- 6) Що розуміють під корисною потужністю вентилятора? Що треба знати щоб її підрахувати?
- 7) Що розуміють під статичним ККД вентилятора? Для чого його використовують?
- 8) Чи є різниця у формулах для визначення коефіцієнті швидкохідності насоса і вентилятора
- 9) З якою метою на вході у вентилятор встановлено колектор?

Лабораторна робота № 4

Послідовна робота відцентрових вентиляторів на мережу.

Ціль роботи - вивчити спільну роботу відцентрових вентиляторів на мережу.

У результаті виконання роботи студент повинен:

Знати схеми паралельної та послідовного з'єднання вентиляторів, їхньої переваги та недоліки; вміти побудувати характеристики вентиляторів при послідовному з'єднанні, визначити подачу кожного з вентиляторів при роботі на мережу, установити доцільність їхньої спільної роботи.

Загальні положення

Необхідність в установці декількох спільно працюючих вентиляторів може виникнути при наступних обставинах:

1. Один вентилятор не відповідає завданню, а заміна його більш відповідним неможлива.
2. Подача або тиск встановленого вентилятора піддаються різким змінам.
3. Потрібно гарантувати надійність експлуатації вентилятора шляхом створення певного резерву.

Спільна робота вентиляторів може бути паралельною або послідовною.

Якщо потрібно змінити характеристику так, щоб різко збільшився діапазон подачі, то доцільно застосовувати паралельне з'єднання вентиляторів. Якщо ж потрібно змінити характеристику для того, щоб при тій

же подачі різко збільшився тиск, необхідне послідовне з'єднання вентиляторів.

В обох випадках кінцевим результатом є збільшення подачі вентиляторів.

При паралельному з'єднанні (рис. 4.1) вентилятори подають повітря в загальну мережу, причому через кожен вентилятор проходить тільки частина загальної кількості повітря. У місці з'єднання потоків установиться деякий загальний тиск, а витрата буде дорівнює сумі подач вентиляторів. Звідси витікає, що для побудови сумарної характеристики паралельно з'єднаних вентиляторів треба алгебраїчно складати їхні подачі при незмінних тисках (рис. 4.2).

Рисунок 4.1 – Схема
паралельного з'єднання
вентиляторів

Рисунок 4.2 – Побудова сумарної
характеристики при паралельному з'
єднанні

При послідовному з'єднанні (рис. 4.3) вентилятори встановлюють один за іншим, причому через кожен вентилятор проходить все повітря. Прикладами послідовного з'єднання можуть служити багатоступінчасті вентилятори.

Для побудови сумарної характеристики послідовно з'єднаних вентиляторів треба алгебраїчно складати їхні

При роботі в мережі двох однакових, паралельно з'єднаних вентиляторів їхня загальна подача Q_{1+1} визначається графічно за значеннями абсциси точки перетинання сумарної характеристики (крива 1+1 рис. 4.4) з характеристиками мережі.

Рисунок 4.3 – Схема
послідовного з'єднання
вентиляторів

Подача кожного вентилятора визначається по його характеристиці (крива 1), залежно від величини загального тиску спільно працюючих вентиляторів P_{1+1} . При одночасній паралельній роботі із двох однакових вентиляторів подача кожного рівняється половині їхньої загальної подачі.

При роботі в мережі двох однакових послідовно з'єднаних вентиляторів загальна подача і тиск визначаються по перетинанню їхньої сумарної характеристики з характеристикою мережі (рис. 4.4)

Тиск одного зі спільно працюючих вентиляторів P_{1+1} визначається перетинанням його характеристики з ординатою, проведеної через точку перетинання сумарної характеристики вентиляторів з характеристикою мережі (але ніяк не по перетинанню складових характеристик вентиляторів з характеристикою мережі).

При одночасній послідовній роботі двох однакових вентиляторів тиск кожного у два рази менше загального тиску. При послідовному приєднанні до одного вже працюючого вентилятора такого ж вентилятора (це не повинне привести до істотної зміни характеристики мережі) загальний тиск збільшиться в порівнянні з P_1 , але не вдвічі, тому що робоча точка переміститься не по ординаті, а по квадратичній характеристиці мережі. Таким чином, тиск кожного з послідовно з'єднаних вентиляторів виявиться менше, ніж тиск одного працюючі на ту ж мережу вентилятора ($P_{(1+1)} < P_1$).

Що стосується подачі двох однакових послідовно працюючих вентиляторів, то вона буде дорівнювати подачі кожного з них Q_{1+1} , але більше подачі одного вентилятора при ізольованій його роботі на ту ж мережу.

Зміна тиску й подачі при послідовному приєднанні (або відключенні) вентиляторів, так само як й у випадку їхньої паралельної роботи, може бути визначено тільки графічно – шляхом накладення характеристик.

Загальна потужність двох спільно працюючих вентиляторів дорівнює сумі потужностей кожного з них. Загальний ККД установки двох спільно працюючих вентиляторів може бути відповідно обчислений після визначенні значень загальної подачі, тиску й потужності.

два
однакових вентиляторів

Мережа

Рисунок 4.5 – Схема експериментального стенду

Опис експериментального стенда

Роботу виконують на стенді, схема якого наведена на рис. 4.5.

Установка складається з 2-х послідовно з'єднаних вентиляторів (1), що приводять у дії асинхронними двигунами (2). Для виміру швидкості на вході в перший вентилятор змонтований колектор (3). Силу струму I і напруги V вимірюють за допомогою цифрових амперметра (4) і вольтметра (5). На ділянці за гасителем пульсації (6) для регулювання подачі встановлена поворотна засувка (7). З дифманометрів (8) і (9) вимірюють статичний тиск на вході і виході.

Порядок проведення роботи:

1. Вентилятор включають при закритій заслінці (кут $\beta=0^\circ$).
2. Змінюючи кут установки заслінки від 0° до 90° проводять виміри на 5-6 режимах у кожній серії випробувань.
3. Випробування проводять у наступній послідовності:
 - а) 1-й вентилятор
 - б) 2-й вентилятор
 - в) 1-й й 2-й вентилятори спільно

Результат вимірів заносять у таблицю.

№		$P_{\kappa}^{\text{л}}$	$P_{\kappa}^{\text{п}}$	ΔP_{κ}	$P_{\text{ст}}^{\text{л}}$	$P_{\text{ст}}^{\text{п}}$	$\Delta P_{\text{ст}}$	Показання амперметра I (А)			Показання вольтметра V (В)	
		Па	Па	Па	Па	Па	Па	1-й	2-й	3-й		
а	1											
												
	6											
б	1											
												
	6											
в	1											
												
	6											

Записують показання барометра $P_{\text{б}}$ і температуру повітря $t_{\text{в}}$.

Обробка результатів вимірювань

1. По відомому барометричному тиску $P_{\text{б}}$ (мм.рт.ст.) і температурі повітря $T = 273 + t_{\text{в}}$ обчислюють його густину

$$\rho_{\text{в}} = 0,465 \cdot \frac{P_{\text{в}}}{T} \quad (\text{кг/м}^3)$$

2. Визначають значення швидкостей на вході

$$V_{\text{вх}} = \phi_k \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_k}{\rho_{\text{в}}}} \quad (\text{м/с})$$

де $\phi_k = 0,95$ – коефіцієнт, що враховує втрати в колекторі.

3. Знаходять подачу вентилятора на режимах

$$Q = V_{\text{вх}} \cdot A_{\text{вх}} \quad \text{м}^3/\text{с}$$

де $A_{\text{вх}}$ - площа перетину колектора.

4. Статичний тиск на вході

$$P_{\text{ст}}^{\text{вх}} = \Delta P_k \quad (\text{Па})$$

5. Статичний тиск на виході

$$P_{\text{ст}}^{\text{вих}} = P_{\text{ст}} \quad (\text{Па})$$

6. Використовуючи рівняння нерозривності, обчислюють швидкості у вихідному перерізі

$$V_{\text{вх}} \cdot A_{\text{вх}} = V_{\text{вих}} \cdot A_{\text{вих}}$$

7. Визначають динамічні тиски на вході й виході для всіх режимів

$$P_{\text{дин}}^{\text{вх}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot V_{\text{вх}}^2}{2} \quad (\text{Па})$$

$$P_{\text{дин}}^{\text{вих}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot V_{\text{вих}}^2}{2} \quad (\text{Па})$$

8. Визначають повний тиск

$$P = \left(P_{\text{ст}}^{\text{вих}} + P_{\text{ст}}^{\text{вх}} \right) + \left(P_{\text{дин}}^{\text{вих}} - P_{\text{дин}}^{\text{вх}} \right)$$

9. Обчислюють корисну потужність вентиляторів

$$N_{\text{кор}} = P \cdot Q \quad (\text{Вт})$$

10. Обчислюють потужність електродвигуна

$$N_{\text{ел}} = V \cdot I \quad (\text{Вт})$$

11. Визначають потужність на валу вентиляторів

$$N_{\text{в}} = N_{\text{ел}} \cdot \eta_{\text{ед}} \quad (\text{Вт})$$

12. Обчислюють повний КПД вентиляторів

$$\eta = \frac{P \cdot Q}{N_{\text{в}}}$$

13. По заданому рівнянню побудувати характеристики мережі й визначити робочі параметри вентиляторів

$$P_c = A + B \cdot Q^2$$

Результати обчислень для всіх режимів заносять у таблицю.

Таблиця обчислень

№	$V_{\text{вх}}$	Q	$P_{\text{ст}}^{\text{вх}}$	$P_{\text{ст}}^{\text{вих}}$	$V_{\text{вих}}$	$P_{\text{дин}}^{\text{вх}}$	$P_{\text{ст}}^{\text{вих}}$	P	$N_{\text{кор}}$	$N_{\text{ел}}$	$N_{\text{в}}$	η
	м/з	м ³ /с	Па	Па	м/з	Па	Па	Па	Вт	Вт	Вт	

Подання результатів роботи:

1. По експериментальних точках будують характеристики $P = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$
2. Характеристики вентиляторів $P = f(Q)$ об'єднують із характеристикою мережі. Визначають параметри вентиляторів при роботі на мережу.
3. Аналізують отримані результати.

Контрольні питання

1. Які варіанти спільної роботи вентиляторів вам відомі ?
2. У яких випадках виникає необхідність установки спільно працюючих вентиляторів?
3. У яких випадках використовується паралельне включення вентиляторів?
4. Побудуйте характеристики двох однакових послідовно включених вентиляторів.
5. Укажіть основні переваги й недоліки послідовного включення вентиляторів.

Література

1. Ніколова Р.О. Гідравлічні та аеродинамічні машини: Навчальний посібник. – Одеса, ОДАБА. 2006. – 211 с.
2. Мандрус В.І., Юзьків Т.Б., Назарчук С.П., Ковалишин В.В. Насоси, вентилятори, компресори в пожежній техніці. – Львів: «СПОЛОМ», 2007. – 346 с.
3. Шевченко Т. О. Конспект лекцій з дисциплін «Гідравлічні та аеродинамічні машини» і «Насосні та повітродувні станції». – Х.: ХНУМГ, 2014. – 110 с.
4. Герасимов Г.Г. Нагнітачі та теплові двигуни. Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2012. – 552 с.
5. Сурков С.В., Бутенко О.Г. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теоретичні основи природоохоронних технологій». Одеса: НУ «Одеська політехніка», 2024. – 81 с.