

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
„НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ”

**СТАЦІОНАРНІ УСТАНОВКИ ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ.
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
СТУДЕНТАМИ НАПРЯМІВ ПІДГОТОВКИ 6.050301 ГІРНИЦТВО,
6.050502 ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА**

Дніпропетровськ
2011

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
„НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ”



МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра гірничої механіки

**СТАЦІОНАРНІ УСТАНОВКИ ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ.
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
СТУДЕНТАМИ НАПРЯМІВ ПІДГОТОВКИ 6.050301 ГІРНИЦТВО,
6.050502 ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА**

Дніпропетровськ
НГУ
2011

Стационарні установки гірничих підприємств. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт студентами напрямів підготовки 6.050301 Гірництво, 6.050502 Інженерна механіка / І.М. Чеберячко, В.Г. Дерюгін, В.Є. Кириченко, Віт. Г. Шворак, Вол. Г. Шворак. – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 21 с.

Автори: І.М. Чеберячко, канд. техн. наук, доц.
В.Г. Дерюгін, канд. техн. наук, доц.
В.Є. Кириченко, канд. техн. наук, асист.
Віт. Г. Шворак, канд. техн. наук, доц.
Вол. Г. Шворак, асист.

Затверджено методичною комісією з напряму підготовки 0902 Інженерна механіка (протокол № 2 від 12.04.2011 р.) за поданням кафедри гірничої механіки (протокол № 15 від 30.03.2011 р.).

Методичні вказівки містять концептуальне викладення основних тем дисципліни „Стационарні установки гірничих підприємств” та складаються з частин, в яких наведені теоретичні положення, обладнання та принцип дії насосів і вентиляторів. Лабораторні роботи присвячені вивченню основних питань роботи насосів і вентиляторів як генераторів гідростатичного тиску рідини, а також дослідженню режимів їх роботи.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри гірничої механіки, д-р техн. наук, проф. В.І. Самуся

Вступ

Серед шахтного стаціонарного обладнання, від якого залежить надійність і безпека роботи сучасної шахти, одне з головних місць належить водовідливним і вентиляторним установкам. Головна водовідливна установка повинна відкачувати на денну поверхню воду, яка надходить у гірничі виробки, а головна вентиляторна установка – провітрювати гірничі виробки.

Основні теоретичні положення, обладнання та принцип дії насосів і вентиляторів висвітлено в одному розділі дисципліни «Стаціонарні установки гірничих підприємств». Водовідливні та вентиляторні установки є енергоємними, оскільки вони споживають до 70 % загальної кількості електроенергії, яка витрачається в шахті. Окрім цього, треба мати на увазі, що у водовідливних і вентиляторних установках густина рідини, яка переміщується в трубах і гірничих виробках, практично стала, оскільки стисливістю повітря при малих перепадах тиску у вентиляторній установці можна зневажати.

Лабораторні роботи, що пропонуються, присвячені вивченню основних питань роботи насосів і вентиляторів як генераторів гідростатичного тиску рідини, а також дослідженню режимів їх роботи. Студенти знайомляться з лабораторними установками, відповідною вимірювальною апаратурою та методиками обробки експериментальних даних. Після виконання лабораторних робіт вони повинні навчитись аналізувати отримані результати і робити відповідні висновки.

1. Загальні відомості

1.1. Безпека виконання робіт

Перед виконанням робіт необхідно ознайомитися з призначенням та функціями кожного елемента лабораторної установки, чітко уявити собі схему розташування вмикальних, регулювальних та вимірювальних пристроїв. Якщо установки мають у своєму комплекті електричні пристрої (освітлювальні, нагрівальні, вимірювальні, двигуни і т. ін.), необхідно візуально упевнитися в наявності та справності захисних заземлень.

Увімкнення установки проводити тільки з дозволу викладача. При роботі установки не допускати попадання води на електричні пристрої. У випадку зволоження корпусу або струмоведучих частин електричного пристрою треба негайно довести до відома викладача.

1.2. Короткі вказівки до складання звіту

Результати лабораторної роботи оформлюються у вигляді звіту на аркушах формату А4. На першій сторінці вказуються номер та найменування роботи, дата, прізвище, ініціали студента, група. Далі описуються мета роботи та послідовність її виконання; викреслюється схема установки, наводиться список приладів із зазначенням їх номера та класу точності, а також основні теоретичні залежності у вигляді прикладу методики обробки даних одного заміру (або групи). При оцінці точності отриманих даних використовуються фрагменти наведеної нижче методики обробки результатів вимірів. Дані експериментів та результати їх обробки подаються у вигляді таблиць, рекомендовані форми яких

наведені у прикладах до кожної роботи. Запропонована форма таблиць не обов'язкова та служить лише прикладом для ілюстрації. У таблицях та прикладах методики обробки експериментальних даних використовуювані величини зазначають із розмірністю.

Усі записи повинні бути виконані акуратно, схеми та графіки – за допомогою креслярського приладдя. Звіти різних робіт можна об'єднати в одному зошиті.

Повністю оформлений звіт підписується студентом і подається викладачу на перевірку, після чого захищається.

1.3. Обробка результатів вимірювань

Визначення статичної помилки вимірюваної величини проводяться в послідовності, що подана нижче.

1. При проведенні досліджень повинно бути виконано не менше трьох вимірювань у кожній точці.

2. Середнє арифметичне значення величини, що визначається x_i , має співвідношення

$$x_n = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (1.1)$$

де n – кількість вимірювань у даній точці.

3. Середнє квадратичне відхилення (емпіричний стандарт) параметра визначається так:

$$S_n = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_n - x_i)^2}}{n - 1}. \quad (1.2)$$

4. Довірчий інтервал Δx_n вимірюваної середньої арифметичної величини параметра визначається за формулою

$$\Delta x_n = t_n \frac{S_n}{\sqrt{n}}, \quad (1.3)$$

де t_n – коефіцієнт Стюдента (для надійної ймовірності $\alpha = 0,95$) за табл. 1.

Таблиця 1

n	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
t_n	12,706	4,303	3,182	2,776	2,571	2,447	2,365	2,306	2,262	1,96

Таким чином, з імовірністю $\alpha = 0,95$ значення вимірюваного параметра у подальшому будуть знаходитися у межах

$$\bar{x}_n - \Delta \bar{x}_n \leq \bar{x}_i \leq \bar{x}_n + \Delta \bar{x}_n. \quad (1.4)$$

5. Для оцінки вірогідності середньої арифметичної x_n задається необхідна величина відносного довірчого інтервалу ε_{np} у частках середньої арифметичної величини, наприклад $\varepsilon_{np} = 0,4$, та за нею розраховується допустимий довірчий інтервал

$$\Delta x_{\text{дон}} = \varepsilon_{np} \bar{x}_n, \quad (1.5)$$

який порівнюється з одержаним за рівнянням (1.3).

6. Якщо виявиться, що $\Delta x_{\text{дон}} < \Delta x_n$, то це значить, що наявна кількість вимірювань величини недостатня, щоб із заданою надійною ймовірністю α при заданій ε_{np} визначити достовірно її середнє арифметичне значення.

При цьому необхідна кількість вимірювань n_2 для забезпечення заданих ε_{np} та α визначається так:

$$n_2 = \left(\frac{t_\infty S_n}{\varepsilon_{np} \bar{x}_n} \right)^2 \cong 24,1 \left(\frac{S_n}{\bar{x}_n} \right)^2, \quad (1.6)$$

де $t_\infty = 1,96$, а $\varepsilon_{np} = 0,42$.

7. Якщо при експерименті виникає підозра, що заміри можуть бути з грубими помилками, то необхідно все перевірити.

З цією метою визначають середнє арифметичне значення та стандарт вимірюваної величини без урахування гаданих аномальних значень x_i :

$$S_{n-k} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_{n-k} - x_i)^2}}{(n-k)-1} x_{n-k} = \frac{\sum_{i=1}^{n-k} x_i}{n-k}, \quad (1.7)$$

де k – кількість заданих аномальних значень x_i .

Після цього визначають відносну помилку δ_i "вистрибуючого" значення x_i

$$\delta_i = \frac{x_{n-k} - x_i}{S_{n-k}} \quad (1.8)$$

та порівнюють її з граничним (критичним) значенням $[\delta]_n$ (табл. 2) для $\alpha = 0,95$.

Таблиця 2

$n-k$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20	30	40
$[\delta]_n$	15,6	4,97	3,56	3,04	2,78	2,62	2,51	2,43	2,37	2,15	2,08	1,96

При $[\delta]_n < \delta_i$ аномальні значення вимірюваної величини з імовірністю 0,95 можуть сприйматися як грубі помилки вимірювань, отже із розрахунків (1.6) виключаються.

1.4. Урахування систематичної та випадкової (статичної) помилки вимірювань

Якщо абсолютна помилка вимірювального приладу дорівнює σ , то як верхню границю сумарної помилки Δ_m одиничного вимірювання можна прийняти величину

$$\Delta_{\text{max}} = \sigma + \Delta \bar{x}_n, \quad (1.9)$$

тобто з імовірністю 0,95 можна вважати, що результати вимірювань не будуть відрізнятися від істинного значення на величину, що перевищує Δ_{max} , тобто

$$x_{\text{icm}} - \Delta_{\text{max}} \leq x_i \leq x_{\text{icm}} + \Delta_{\text{max}}. \quad (1.10)$$

Оцінка помилки непрямих вимірювань

Якщо величина R визначається як функція виміряних параметрів (A, B, C, \dots), тобто

$$R = f(A, B, C, \dots), \quad (1.11)$$

то точність розраховуваної функції R краще оцінити за допомогою відносної середньої квадратичної помилки σ_{R0} , що дорівнює відношенню середньої квадратичної помилки ΔR до величини $R = f(A, B, C, \dots)$ тобто

$$\sigma_{R0} = \frac{\Delta R}{R} = \sqrt{\left(\frac{\partial R \Delta A_{\max}}{\partial A R}\right)^2 + \left(\frac{\partial R \Delta B_{\max}}{\partial B R}\right)^2 + \dots}, \quad (1.12)$$

де ΔA_{\max} , ΔB_{\max} – сумарні помилки (1.9) вимірювання величин A, B, \dots

Вираз (1.12) дозволяє визначити вид залежності σ_R для різного виду функцій R (лінійна, степенева та ін.) та за отриманими конкретними формулами знайти довірчий інтервал ΔR величини R , що розраховується так:

$$\Delta R = \sigma_{R0} R, \quad (1.13)$$

де значення R визначається за середніми арифметичними значеннями вхідних величин (A, B, C, \dots), тобто

$$R = f(A, B, C, \dots). \quad (1.14)$$

2. Перелік лабораторних робіт

2.1. Основи теорії лопатевих насосів

Відцентрові насоси. Схеми відцентрових насосів. Рівняння Ейлера для насоса та турбіни. Теоретичний напір насоса. Вплив кількості лопатей на теоретичний напір. Корисний напір. Втрати енергії у насосі. Коефіцієнт корисної дії насосу. Характеристика відцентрових насосів. Основи теорії подібності насосів. Формули подібності. Коефіцієнт швидкохідності та типи лопатевих насосів. Осьові насоси.

Методичні вказівки

Рух частинок рідини у робочому колесі розглядається як складний процес, тому що обертається робоче колесо, а рідина рухається за його міжлопатевими каналами. Сума цих двох рухів дає абсолютний рух частинок рідини відносно нерухомого корпусу насоса.

Основне рівняння лопатевих насосів уперше було виведене А. Ейлером. Воно зв'язує напір насоса зі швидкістю руху рідини у характерних перерізах. Швидкість руху рідини залежить від подачі та частоти обертання робочого колеса насоса, а також від геометрії елементів цього колеса (діаметра, ширини каналів, форми лопатей) й умов підведення. Звідси основне рівняння дає можливість за заданими напором, частотою обертів та подачею насоса визначити вихідні елементи робочого колеса.

Умови протікання рідини в робочому колесі і спіральній камері насоса настільки складні, що уявлення про характер взаємозв'язку основних робочих параметрів відцентрового насоса вдається одержати тільки експериментальним шляхом, тобто випробуваннями насоса в лабораторії. Робоча характеристика лопатевих насосів будується у вигляді залежності напору насоса, споживаної їм

потужності та ККД від подачі насоса при постійній частоті обертання робочого колеса. Зі зміною частоти обертання робоча характеристика насоса також змінюється.

При конструюванні нових зразків лопатевих машин проводять лабораторні дослідження на моделях, тому що теоретичні вирішення більшості питань не дають задовільних більш-менш точних результатів. На моделях перевіряють форму лопатей робочого колеса і напрямного апарата, визначають ККД насоса і простежують, як він змінюється залежно частоти обертання, подачі й напору, досліджують можливість виникнення кавітації і т.д. Для переходу від модельних даних до натурних застосовують теорію подібності лопатевих насосів. Перерахувавши відповідно до теорії подібності характеристику модельного насоса, можна одержати характеристику проектного насоса.

Теорія подібності дозволяє визначити параметр, що залишається однаковим для всіх геометрично подібних насосів при їхній роботі з однаковими режимами. Цей параметр називають питомим числом обертів чи коефіцієнтом швидкохідності. При заданій частоті обертання коефіцієнт швидкохідності збільшується з ростом подачі та із зменшенням напору.

Лабораторна робота №1

2.1.1. Дослідження роботи відцентрового насоса.

Методика випробування

Монтується установка (рис. 1), що складається з приймального пристрою 1, всмоктувального трубопроводу 2, вакуумметра 3, насоса 4, що випробується, манометра 5, приводного електродвигуна 6, напірного трубопроводу 7, ватметра 8, вимірювального бака 9 та вентиля 10. Насос працює за замкнутою системою – забирає воду з басейну 11 за допомогою приймального пристрою та всмоктувального трубопроводу і скидає її знову в басейн за допомогою напірного трубопроводу.

Режим роботи насосної установки (тиск, що створюється насосом, та витрата води через трубопровід) визначається спільним вирішенням напірних характеристик насоса та трубопроводу, тобто координати точки режиму роботи установки є одночасно координатами точки напірної характеристики насоса. Змінюючи за допомогою вентиля 10 характеристику трубопроводу, отримуємо різні режими роботи установки, а також і ряд точок напірної характеристики насоса.

З'єднані послідовно плавною кривою точки і є напірною характеристикою насоса $H = f(Q)$. Характеристику потужності $N_B = f(Q)$ та ККД $\eta = f(Q)$ розраховуємо за даними вимірювання тих самих режимів роботи установки.

Створюючи 8-12 різних режимів роботи, вносимо результати вимірювань до табл. 1. Розраховуючи за даними вимірювань подачу, напір, потужність на валу та ККД, будуємо в координатах $Q - H$, $Q - N_B$ та $Q - \eta$ характеристики насоса: $H = f(Q)$, $N_B = f(Q)$ та $\eta = f(Q)$.

Пуск насоса та перше вимірювання виконується при закритій засувці. Дані вимірювань заносяться в журнал спостережень (табл. 3).

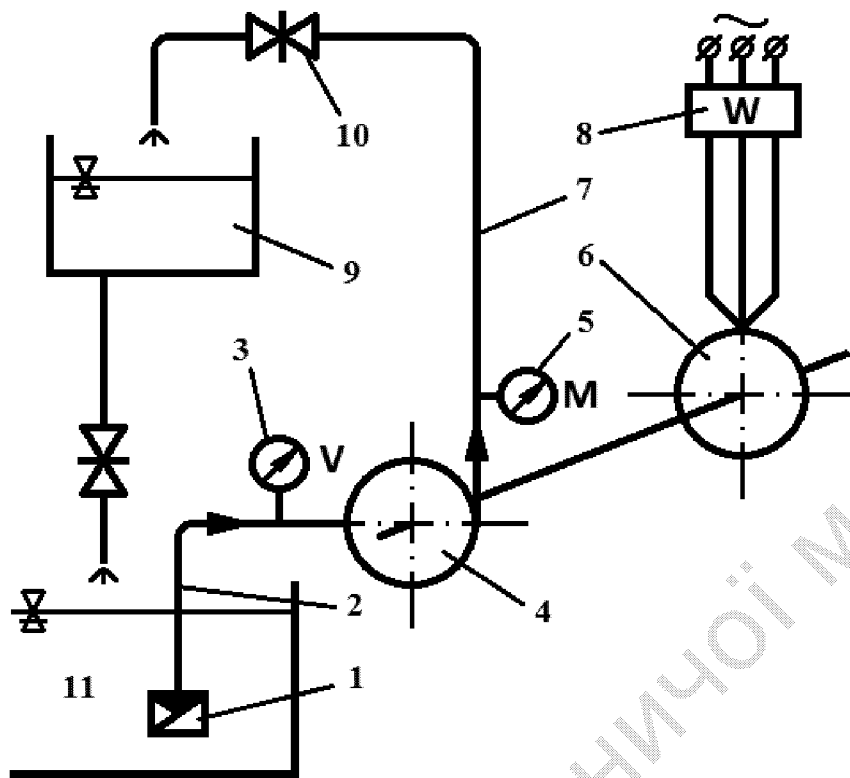


Рис. 1. Схема установки відцентрового насоса

2.1.2. Визначення подачі

За допомогою дросельного приладу (діафрагми, сопла Вентурі) визначають подачу насоса. На рис. 2 подана схема такого приладу. На рисунку: 1 – трубопровід, у якому пересувається вода за напрямом, позначеним стрілкою; 2 – діафрагма, що являє собою шайбу з отвором діаметром d (меншим за діаметр трубопроводу D); 3 – диференціальний манометр, що вимірює різницю тисків до та після шайби в міліметрах ртутного стовпчика.

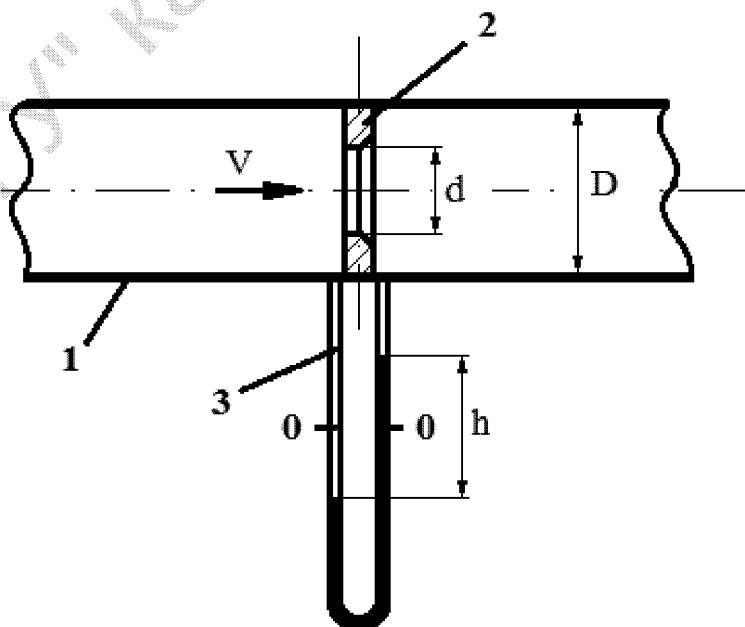


Рис. 2. Схема вимірювання подачі насоса за допомогою дросельного приладу

Величину витрати води в трубопроводі в цьому випадку визначають за формулою

$$Q = \mu \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gh \frac{\rho_{рт} - \rho_e}{\rho_e}}, \quad (2.1)$$

де μ – коефіцієнт витрати дросельного приладу;

d – діаметр дросельної шайби, м;

h – показання дифманометра, мм рт. ст.;

$\rho_{рт}, \rho_e$ – густина ртуті та води відповідно.

За допомогою водозливу також можна визначити подачу насоса. Наприклад, незатопленого водозливу з тонкою стінкою (рис. 3), що являє собою прямокутний короб 1, в якому встановлена перегородка 2. Вода переливається через перегородку і висота шару води H перед перегородкою може слугувати мірою витрати.

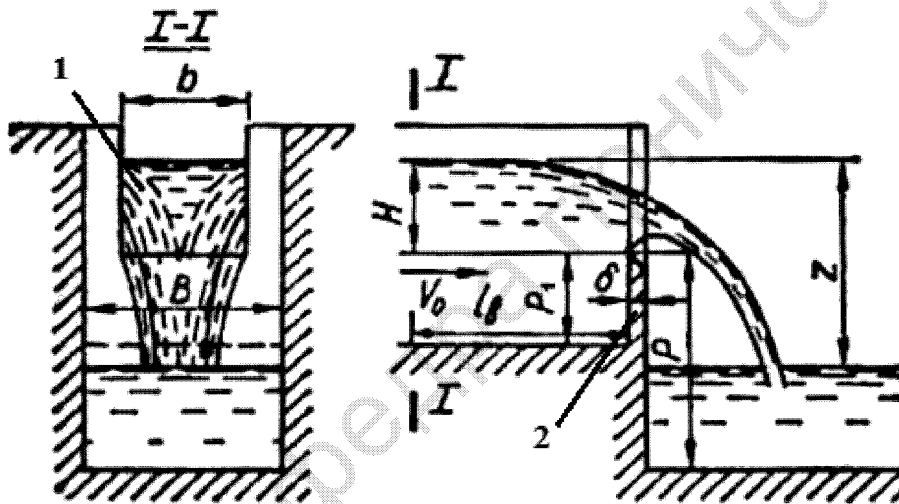


Рис. 3. Незатоплений водозлив з тонкою стінкою

Витрату води визначають за формулою

$$Q = mb\sqrt{2gH^3}, \quad (2.2)$$

де b – ширина водозливу, м;

H – напір водозливу, який вимірюється на відстані

$$l = \frac{2}{3}(0,5b + 1,2), \text{ м}; \quad (2.3)$$

m – коефіцієнт витрати водозливу.

Значення коефіцієнта m знаходимо за формулою

$$m = \left(0,405 + \frac{0,0027}{H} \right) \left(1 + 0,55 \frac{H^2}{(H + P_1)^2} \right). \quad (2.4)$$

Розмірність, що входить у цей вираз, підставляються в метрах.

Для насосів з подачею до $30 \text{ м}^3/\text{год}$ витрату води можна визначити за допомогою вимірювального бака.

У цьому разі подачу Q обчислимо за формулою

$$Q = \frac{3600V_{\phi}}{1000t}, \text{ м}^3/\text{год}; \quad (2.5)$$

де V_{ϕ} – кількість води в баці, л;
 t – час наповнення бака, с.

2.1.3. Визначення напору

Згідно із схемою (рис. 1) напір, створюваний насосом, визначається як сума показань вакуумметра та манометра. Значення напору приймається в м вод. ст. та визначається за формулою

$$H = (MC_M + VC_V) \cdot 10, \quad (2.6)$$

де M та V – відповідно показання манометра та вакуумметра в поділках;
 C_M та C_V – ціна поділки манометра та вакуумметра відповідно.

2.1.4. Визначення потужності на валу, корисної потужності та ККД насоса

Оскільки двигун та насос з'єднані за допомогою пружної муфти, потужність на валу двигуна дорівнює потужності на валу насоса. Потужність на валу насоса (двигуна) визначається з урахуванням потужності, спожитої з мережі, та ККД двигуна за формулою

$$N_e = \frac{C_W \sum W}{1000 \eta_{\text{дв}}}, \text{ кВт}, \quad (2.7)$$

де C_W – ціна поділки ватметра, Вт/под;

W – сума показань ватметра, знятих відповідно у фазах A , B та C ;

$\sum W = W_A + W_B + W_C$;

$\eta_{\text{дв}}$ – ККД двигуна.

Корисна потужність насоса

$$N_K = \frac{\rho_e g H Q}{1000 \cdot 3600}, \text{ кВт}, \quad (2.8)$$

де $\rho_e = 1020 \dots 1050 \text{ кг/м}^3$ – густина води з басейну.

ККД насоса визначається з рівняння

$$\eta_n = \frac{N_K}{N_e}. \quad (2.9)$$

2.1.5. Обробка даних випробувань

Оскільки приводом насоса є асинхронний двигун, то при вимірах навантаження кутова частота обертання його деякою мірою змінюється. Характеристика ж турбомашин базуються при сталому числі обертів. Для побудови індивідуальної характеристики насоса отримані подача, напір та потужність на валу, за допомогою законів пропорційності перераховуємо на нове стає число обертів n :

$$Q' = Q \frac{n'}{n}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (2.10)$$

$$H' = H \left(\frac{n'}{n} \right)^2, \text{ м}, \quad (2.11)$$

$$N'_e = N \left(\frac{n'}{n} \right)^3, \text{ кВт}. \quad (2.12)$$

Результати розрахунків заносимо в табл. 2 та будуюмо характеристики насоса.

Таблиця 3

Результати вимірювань

№ з/п	V, л	t, с	m, под	V, под	n, об/хв	Показання ватметра				Примітка
						W _A	W _B	W _C	ΣW	
...	С _W = С _V = С _M = η _{дв} =

Таблиця 4

Результати розрахунків

№ з/п	Q, м ³ /ГОД	H, м	N _e , кВт	N _K , кВт	η	Дані для побудови характеристик при n' = ...			Примітка
						Q', м ³ /ГОД	H', м	N' _e , кВт	
...

2.2. Основи теорії вентиляторних установок

Розділ "Вентиляторні установки" є складовою частиною дисципліни "Стационарні установки гірничих підприємств", входить в освітньо-професійну програму вищої освіти за професійним спрямуванням 0902 Інженерна механіка. На основі цього розділу студенти-електромеханіки виконують курсові та дипломні проекти.

Майбутні виробничі функції бакалавра пов'язані з одним чи кількома елементами існування вентиляторних установок – проектуванням, створенням, експлуатацією, відновленням тощо. У разі подальшої підготовки фахівця засвоєні з дисципліни знання мають бути базою для опанування методами комп'ютерних розрахунків вентиляторних установок.

Ефективність і економічність роботи шахти значною мірою визначаються правильністю рішень з організації окремих технологічних процесів, серед яких питання провітрювання гірничих виробок, камер і шахти в цілому є одним з найважливіших.

Основним засобом, що забезпечує атмосферні умови згідно з вимогами "Правил безпеки в підземних гірничих виробках", є вентиляторні установки головного провітрювання. Підвищення вимог до шахтної вентиляції обумовило,

в свою чергу, підвищення вимог до шахтних вентиляторних установок головного провітрювання, а саме: до подачі, тиску, якості регулювання, надійності, економічності та шумових характеристик.

Ефективна і надійна вентиляція гірничих робіт забезпечує необхідні санітарно-гігієнічні умови працюючих та належний стан шахтної атмосфери, отже, підвищує продуктивність праці.

Головні вентиляторні установки шахт згідно з Правилами безпеки повинні працювати цілодобово. Зупинка вентиляторної установки, наприклад у випадку реверсування, дозволяється лише на 10 хвилин, не більше.

Електродвигуни потужністю 500 кВт і більше роблять ці установки дуже енергоємними, що вимагає від проєктанта грамотного виконання розрахунків та прийняття правильного рішення на основі глибоких знань та розуміння фізичних процесів при роботі вентиляторних установок.

Згідно з навчальним планом студенти-електромеханіки вивчають шахтні вентиляторні установки протягом семестру. Одночасно з вивченням теоретичних та практичних питань вони виконують курсовий проєкт (денна форма навчання) або індивідуальне завдання (заочна форма навчання) з розрахунку головної вентиляторної установки. Студенти розраховують лише основні технологічні параметри установки, за якими будують аеродинамічну характеристику вентиляторної мережі шахти, вибирають необхідний тип вентилятора, визначають режим його роботи на початку роботи шахти і в кінці, а також вибирають відповідний тип привідного електродвигуна, який забезпечує надійну роботу у визначений термін.

Виконання студентами дипломного проєкту охоплює все те, що зазначено вище. Окрім цього, студенти визначають спосіб регулювання режиму роботи та частоту обертання ротора (робочого колеса) вентилятора на кожному ступені, кути встановлення лопатей робочого колеса або напрямного апарата. На завершення вони визначають енергетичні та економічні показники роботи всієї вентиляторної установки.

2.2.1. Загальні відомості. Основні поняття та визначення шахтної вентиляторної установки

1. Шахтна вентиляторна установка головного провітрювання складається з будівлі, вентиляторів (відцентрових або осьових), дифузорів, вентиляційних каналів, які з'єднують ствол (головний або вентиляційний) з вентилятором, всмоктувальних каналів, глушника шуму (для осьових вентиляторів), привідного електродвигуна, пускової апаратури, обладнання дистанційного управління, контролю робочих параметрів вентилятора, допоміжного і пристроїв для зміни напрямку руху повітря (реверсування) та перемикання вентиляторів.

2. Шахтне повітря відрізняється від атмосферного наявністю в ньому рудничних газів, водяної пари, значної кількості пилу, а іноді штибу і води.

3. При проєктуванні вентиляторної установки користуються поняттям "нормальне атмосферне повітря", під яким розуміють повітря, що знаходиться

під тиском 760 мм рт. ст. (101400 Па) при температурі 20°C (293 °K) і відносній вологості 50%. Густина нормального атмосферного повітря дорівнює 1,2 кг/м³.

4. Шахтна вентиляційна мережа являє собою сукупність вентиляційних стволів розгалужених підземних гірничих виробок, які обдуваються повітрям. Витрата повітря через виробку залежить від аеродинамічного опору вентиляційної мережі та різниці тисків на вході й виході з мережі.

5. Характерна особливість вентиляційної мережі – несталість її аеродинамічного опору при експлуатації шахти, який залежить від довжини, перерізу і кількості гірничих виробок, їх шорсткості, типу сполучення поміж ними і т. ін.

6. Для кожної вентиляційної мережі залежність тиску повітря від його витрати (нехтуючи природною тягою) може бути подана у вигляді квадратичної параболи з вершиною на початку координат. Така крива називається характеристикою вентиляційної мережі. За допомогою цієї кривої роблять попередній висновок про величину тиску, яку необхідно мати для того, щоб переміщувати атмосферне повітря по вентиляційній мережі з розрахунковою витратою.

7. В шахтній вентиляційній мережі практично завжди діє природна тяга. Вона тим більша, чим глибша шахта і чим більша різниця температур повітря на вході та виході з вентиляційних стволів. В глибоких шахтах при значній різниці температур повітря вона досягає 100 кПа. Під час зими, при низьких температурах атмосферного повітря, тяга сприяє збільшенню кількості повітря, яке надходить до шахти, а влітку, навпаки, зменшує його кількість.

8. Дію природної, тяги при спільній роботі з вентилятором можна розглядати як роботу двох послідовно включених вентиляторів. Тому при побудові сумарної характеристики до тиску вентилятора додають величину природної тяги у вигляді сталого відрізка для всіх режимів роботи вентилятора, якщо напрямки дії природної тяги і вентилятора збігаються, та віднімають, якщо напрямки їх дії протилежні.

9. Для побудови характеристики зовнішньої мережі користуються еквівалентним отвором, який розраховують двічі: перший раз на початку роботи шахти (коли опір зовнішньої мережі вентиляційної системи складає мінімальну величину) і другий – наприкінці (коли довжина гірничих виробок буде найбільшою, а опір зовнішньої мережі – максимальним).

10. Машинобудівні заводи України виробляють відцентрові та осьові вентилятори з номінальними витратами 10, 18, 32, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630 м³/с і з номінальним статичним тиском установки 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 710 кПа при роботі на повітрі, густина якого дорівнює 1,2 кг/м³.

11. Залежно від величини нормальних витрат та тиску діаметр ротора вентилятора може складати 1100, 1600, 1800, 2100, 2500, 2800, 3000, 3150, 4000, 4500 і 5000 мм.

12. Аеродинамічні характеристики вентиляторної установки (вентилятора) – це залежності статичного тиску, спожитої нею потужності та

статичного ККД від витрати повітря при сталій частоті обертання та фіксованих кутах установлення лопатей робочих коліс, напрямного апарата або закрилків.

13. Аеродинамічну характеристику вентиляторної установки одержують при її випробуваннях у шахтних умовах або її подібної моделі на спеціальному стенді з подальшим перерахунком результатів, використовуючи закони пропорційностей (або закони Германа – Рато).

14. Вентилятор (відцентровий або осьовий) вибирають шляхом нанесення розрахункового режиму його роботи (секундної витрати і статичного тиску) на графік аеродинамічних характеристик вентиляторів. Необхідно приймати такий вентилятор, аеродинамічна характеристика якого проходить через точку з координатами розрахункового режиму (визначеного раніше) або вище її.

15. Режим роботи вентиляторної установки на зовнішню мережу визначається шляхом нанесення характеристик зовнішньої мережі на характеристику вентиляторної установки в тому самому масштабі. Точка перетину характеристики мережі з характеристикою статичного тиску вентиляторної установки визначає режим її роботи, тобто секундну витрату повітря та його статичний тиск.

16. Зміна схеми вентиляції, перерізу і довжини шахтної виробки і т. ін. призведе до зміни опору зовнішньої мережі, а також режиму роботи всієї вентиляторної установки, що також вплине на витрату повітря в шахті. Тому шахтна вентиляційна установка повинна мати такі пристрої, які дозволили б змінити аеродинамічну характеристику, щоб забезпечити необхідну витрату повітря без істотного зменшення ККД. Іншими словами, вентиляторна установка повинна мати широкий та економічний діапазон регулювання.

17. Регулювання режимів роботи проводиться для вентиляторів головного провітрювання:

- відцентрових – шляхом повороту рухомих лопатей напрямного апарата або поворотом закрилків (якщо вони є);
- осьових – зміною кута установки лопатей робочих коліс та поворотом лопатей напрямного апарата.

При необхідності замінюють привідний електродвигун, що дозволяє змінити також частоту обертання ротора вентилятора.

18. Відповідно до Правил безпеки шахтні вентиляторні установки головного провітрювання повинні бути обладнані приладами для зміни напрямку руху вентиляційного струменя (тобто реверсування). Ці прилади, як правило, містять систему спеціальних каналів, ляд або вертикальних дверей з приводом від лебідок.

19. Для проектування шахтної вентиляторної установки і вибору її основного енергомеханічного устаткування необхідно мати такі початкові дані: секундну потребу у витраті повітря в шахті, мінімальну та максимальну депресію, категорію шахти з газу та її добову продуктивність, загальний термін служби шахти.

20. Вибір вентиляторів здійснюють за допомогою аеродинамічних характеристик. За даними проекту вентиляції шахти складають графік зміни витрат і тиску повітря по годинно на весь строк служби шахти. Після цього

числові значення витрат і тиску наносять на графік ділянок промислового використання вентиляторних установок головного провітрювання.

21. Для шахти приймають вентиляторну установку, для якої складено повний графік її промислового використання. Якщо не вдається підібрати таку, тоді змінюють її частоту обертання шляхом заміни привідного електродвигуна.

22. Якщо графік зміни залежності витрата-тиск вписується в область використання двох і більше різних вентиляторних установок, то слід вибрати найбільш економічну з них, виходячи з наведених річних витрат та враховуючи капітальні вкладення. В цьому випадку, як правило, раціональною буде та вентиляторна установка, для якої вони будуть найменшими.

23. Відцентрові вентилятори головного провітрювання виготовляються двох видів: односторонні і двосторонні з діаметром ротора від 1100 до 5000 мм. Вказані особливості машин знаходять відображення в позначенні (аббревіатурі) вентиляторів. Розглянемо такий приклад:

ВЦ 11 М: В – вентилятор, Ц – відцентровий (рос. «центробежный») одностороннього всмоктування, 11 – діаметр ротора в дециметрах;

ВЦД 47 У та ВЦД 47 М «Север»: В – вентилятор, Ц – відцентровий, Д – двостороннього всмоктування, 47 – діаметр ротора в дециметрах. Букви або слова, які вказані за діаметром ротора вентилятора, відображають специфіку конструкції або її призначення. В наведеному прикладі: М – модернізований, У – з вузькою (рос. «узкой») лопаттю робочого колеса, "Север" – в північному виконанні й т. ін.

24. Аеродинамічна характеристика відцентрового вентилятора головного провітрювання – це графічна залежність статичного тиску від витрати повітря при фіксованій частоті обертання і фіксованому куті встановлення лопатей напрямного апарата. У зв'язку з тим, що регулювання відцентрового вентилятора передбачено за допомогою лопатей напрямного апарата, біля кожної кривої на цьому графіку вказано значення кута (в градусах), при якому побудована ця крива. Для визначення області промислового використання вентилятора та оптимальних умов його роботи на графіки залежності статичного тиску від витрати повітря нанесені також криві статичних ККД.

25. Вентиляторні установки головного провітрювання з відцентровими вентиляторами використовують у тих випадках, коли потрібно одержати великі витрати повітря при значному статичному тиску (до 700 кПа). При порівняно високих аеродинамічних характеристиках ці вентилятори не тільки економічні, але й мал шумні, що пояснюється особливістю їхньої аеродинамічної схеми, низькими гідравлічними витратами, а також конструкцією та способом установлення.

26. Осьові вентилятори головного провітрювання виготовляються, як правило, двоступеневими і мають чотири лопатевих вінця: це робочі колеса першого і другого ступеня, напрямний та спрямний апарати. Аббревіатура осьового вентилятора (як приклад) ВОД 11 П розшифровується так: В – вентилятор, О – осьовий, Д – двоступеневий, 11 – діаметр робочого колеса в дециметрах, П – ця літера вказує на те, що вентилятор оснащено лопатями робочих коліс, які виготовлені з пресованого полімерного матеріалу.

27. Аеродинамічна характеристика осьового вентилятора головного провітрювання – це графічна залежність статичного тиску від витрати повітря при фіксованій частоті обертання робочого колеса і фіксованому куті установки лопатей, значення якого вказано біля кожної кривої. Як для відцентрового, так і для осьового вентилятора з метою визначення області його промислового використання та оптимальних умов роботи на графіки залежності статичного тиску від витрати повітря нанесені криві статичних ККД.

28. Вентиляторні установки головного провітрювання з осьовими вентиляторами використовуються в тих випадках, коли потрібно мати незначні витрати повітря при невеликому статичному тиску (до 250 кПа).

29. Залежно від характеристики приводу (що регулюється або не регулюється) використовують високовольтні синхронні (серії СД, СДВ, СДСЗ) або асинхронні (серії АК, АКН, АКС) двигуни.

Лабораторна робота №2

2.2.3. Дослідження роботи вентилятора. Методика випробування

Монтується установка (рис. 4), що складається з колектора 1, всмоктувального трубопроводу 2, розширювальної камери 3, досліджуваного вентилятора 4, мікроманометрів 5 і 7, шиберу 6, привідного електродвигуна 8, тахометра 9, ватметра 10.

Режим роботи вентиляторної установки (тиск, що створюється вентилятором, та витрати повітря через трубопровід) визначається аналогічно режиму роботи насосної установки (рис. 5).

Регулювання режиму роботи установки залежить від положення шиберу. Дані вимірювань заносяться в журнал спостережень (табл. 3).

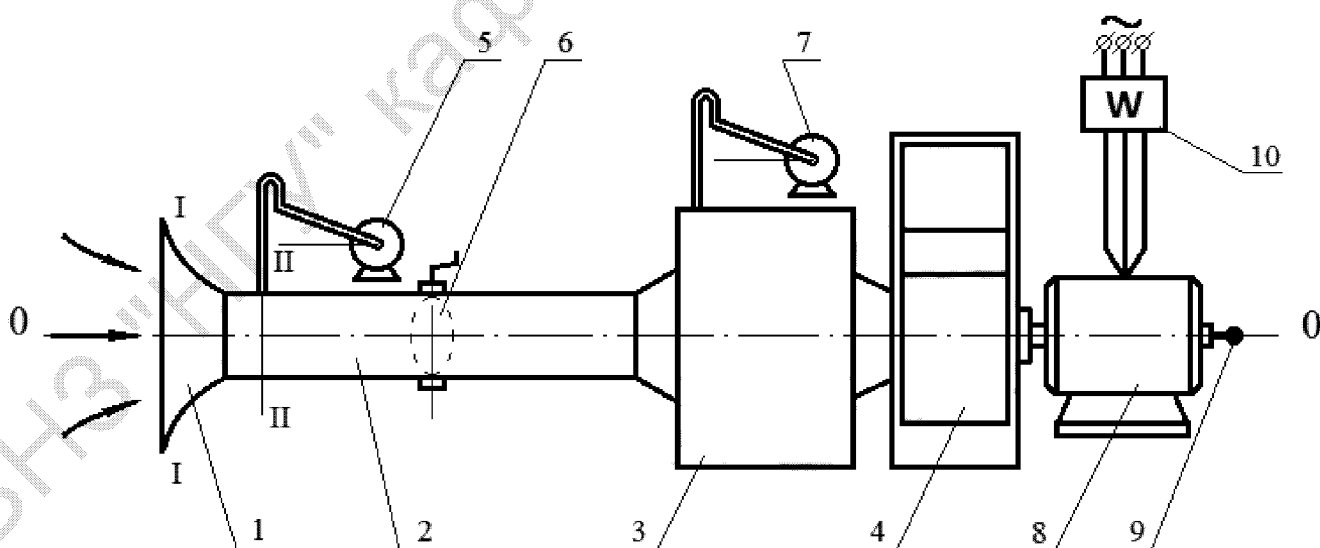


Рис. 4. Принципова схема установки

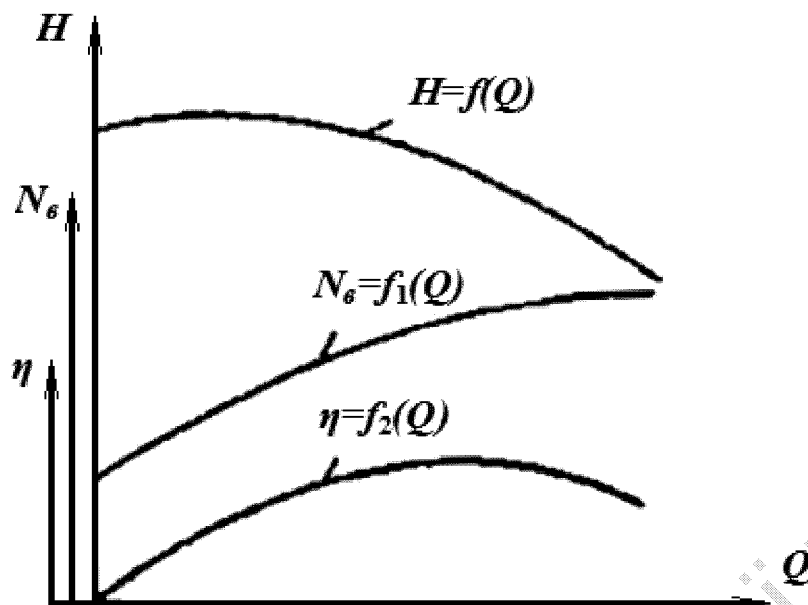


Рис. 5. Експлуатаційні характеристики відцентрового насоса (вентилятора)

2.2.4. Визначення подачі вентилятора

Подача вентилятора при його випробуванні визначається за допомогою вимірювальної трубки з колектором за формулою

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v, \quad (2.13)$$

де d – діаметр всмоктувального трубопроводу, м;

v – швидкість протікання повітря у всмоктувальному трубопроводі.

Для отримання залежності визначення швидкості протікання повітря у всмоктувальному трубопроводі розглянемо рівняння Бернуллі при сталому русі потоку реальної рідини в перерізах I-I та II-II (рис. 4).

$$p_1 + \frac{\rho_1 v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho_2 v_2^2}{2} + p_{\text{втр}}, \quad (2.14)$$

де p_1 та p_2 – абсолютний тиск в перерізах I-I та II-II, відповідно Па;

v_1 та v_2 – швидкість руху повітря в перерізах I-I та II-II, м/с;

ρ_1 та ρ_2 – густина повітря у вказаних перерізах, кг/м³;

$p_{\text{втр}}$ – тиск, витрачений на подолання опору між перерізами I-I та II-II, Па,

$$p_{\text{втр}} = \xi_{\text{кол}} \frac{\rho_2 v_2^2}{2}, \quad (2.15)$$

де $\xi_{\text{кол}}$ – коефіцієнт опору колектора.

Оскільки $p_1 = p_{\text{атм}}$, а $v_1 = 0$ (вважаємо, що площа перерізу I-I на вході до колектора безкінечно велика порівняно з перерізом II-II), то

$$p_{\text{атм}} = p_2 + \frac{\rho_2 v_2^2}{2} (1 + \xi_{\text{кол}}). \quad (2.16)$$

Звернемо увагу, що

$$p_{\text{атм}} - p_2 = h, \quad (2.17)$$

де h – показання манометра, помножене на синус кута нахилу його трубки

$$h = \frac{\rho_c}{\rho_e} (l_1 - l_0) \sin \alpha, \quad (2.18)$$

де ρ_e та ρ_c – відповідно густина води та спирту, кг/м³;

l_1 та l_0 – показання включеного та відключеного мікроманометра, м;

$\sin \alpha = k$ – синус кута нахилу трубки мікроманометра.

Для зручності вимірювань малих величин мікроманометр має пристрій для фіксованої зміни кута нахилу трубки, на якому вказані значення k для цих кутів.

Розв'язуючи спільно рівняння (2.16) та (2.17), отримуємо

$$v_2 = \sqrt{\frac{2h}{(1 + \xi_{\text{кол}})\rho_2}}, \text{ м/с.} \quad (2.19)$$

Підставляємо значення $\xi_{\text{кол}}$ у формулу

$$v = v_2 = 0,97 \sqrt{\frac{2h}{\rho_2}}, \text{ м/с.} \quad (2.20)$$

Стисненістю повітря нехтуємо, тоді

$$\rho_2 = 1,22 \text{ кг/м}^3. \quad (2.21)$$

2.2.5. Визначення повного тиску, створюваного вентилятором

Повний тиск, створюваний вентилятором, визначається сумою двох складових, а саме:

$$h_{\text{нов}} = h_{\text{ст}} + h_{\text{дин}}, \quad (2.22)$$

де $h_{\text{ст}}$ і $h_{\text{дин}}$ – статичний та динамічний тиск вентилятора відповідно, Па.

Статичний тиск вентилятора вимірюється за допомогою мікроманометра (дифманометра), підключеного до розширювальної камери (вважаємо, що швидкість повітря в ній дорівнює нулю), та визначається так:

$$h_{\text{ст}} = \frac{\rho_c}{\rho_e} (l_1 - l_0) \sin \alpha, \quad (2.23)$$

або

$$h_{\text{ст}} = \frac{\rho_c}{\rho_e} (h_{\text{л}} - h_{\text{пр}}), \quad (2.24)$$

де $h_{\text{л}}$ та $h_{\text{пр}}$ – показання лівої та правої трубки дифманометра.

А динамічний тиск визначається за формулою:

$$h_{\text{дин}} = \frac{\rho v_{\text{вих}}^2}{2}, \quad (2.25)$$

де швидкість повітря знайдемо з рівняння

$$v_{\text{вих}} = \frac{Q}{S}, \quad (2.26)$$

де S – площа вихідного перерізу вентилятора, м².

2.2.6. Визначення потужності на валу, корисної потужності та ККД вентилятора

Оскільки двигун та вентилятор з'єднані між собою, потужність на валу двигуна дорівнює потужності на валу вентилятора.

Потужність на валу двигуна (вентилятора) визначається виходячи з потужності мережі, та ККД двигуна

$$N_e = \frac{C_W \sum W}{1000 \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт}, \quad (2.27)$$

де C_W – ціна поділки ватметра, Вт/под;

W – сума показань ватметра;

$\eta_{\text{дв}}$ – ККД двигуна.

Корисна потужність вентилятора має формулу

$$N_K = \frac{Qh_{\text{пов}}}{102}, \text{кВт}, \quad (2.28)$$

Повний ККД вентилятора визначиться з виразу

$$\eta = \frac{N_K}{N_e}, \quad (2.29)$$

а статичний –

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{Qh_{\text{ст}}}{102 N_e}. \quad (2.30)$$

2.2.7. Обробка даних випробування

Обробка даних випробування виконується аналогічно розділу 2.1.4. Результати розрахунків заносяться до табл. 4 і за даними цієї таблиці будуються характеристики вентилятора.

3. Дослідження та експериментальне підтвердження законів пропорційності турбомашин

Закони пропорційності турбомашин є окремим випадком законів подібності. Ці закони належать до ряду подібних турбомашин, тобто тих, що мають пропорційність геометричних розмірів, та до однієї турбомашини, але при різних частотах обертання вала.

3.1. Методика випробувань

Таке дослідження можна провести на будь-якій з турбомашин. Як привід використовується двигун, для якого частота обертання може мінятися за бажанням експериментатора.

Подальша методика виконання аналогічна методикам, викладеним у 2.1 і 2.2, але показання знімаються при фіксованому стані засувки та геодезичній висоті H_z , що дорівнює нулю.

Випробування здійснюються два або більше разів при деяких постійних значеннях n . Наприклад, $n = 300$ об/хв, $n = 400$ об/хв і т.д.

У результаті обробки вимірювання отримаємо значення Q , H та N_e при фіксованому стані засувки та деяких значеннях n . Відповідно до законів пропорційності складемо співвідношення між подачами, напорами та потужностями при одному й тому ж стані засувки (шибера) та відповідних значеннях частот обертання вала. Перевіряємо правильність цих співвідношень за експериментальними даними.

Наприклад, співвідношення Q_1 та Q_2 при одному й тому ж стані засувки повинно дорівнювати співвідношенню n_1 та n_2 й т.д.

Список літератури

1. Попов В.М. Водоотливные установки [Текст] / В.М. Попов. – М.: Недра, 1990. – 254 с.
2. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания [Текст]: справочник / Г.А. Бабак, К.П. Бочаров, А.Т. Волохов и др. – М.: Недра, 1982. – 296 с.
3. Правила безпеки у вугільних шахтах / Державній комітет з нагляду за охороною праці. – К. 1996. – 207 с.
4. Попов В.М. Рудничные водоотливные установки [Текст] / В.М. Попов. – М.: Недра, 1972. – 298 с.

Чеберячко Іван Михайлович
Дерюгін Валентин Георгійович
Кириченко Володимир Євгенович
Шворак Віталій Григорович
Шворак Володимир Григорович

СТАЦІОНАРНІ УСТАНОВКИ ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ.
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
СТУДЕНТАМИ НАПРЯМІВ ПІДГОТОВКИ 6.050301 ГІРНИЦТВО,
6.050502 ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА

Редактор Ю.В. Рачковська

Пілписано до друку 03.03.11. Формат 30x42/4.
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. .
Обл.-вид. арк. . Тираж 100 прим. Зам. №

Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»
49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.