

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Ю. Л. МОШЕНЦЕВ, В. Г. БОРОЗЕНЕЦЬ

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ
ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
ПО КОМПРЕСОРНИМ МАШИНАМ**

Рекомендовано Методичною радою НУК

Миколаїв 2008

УДК 621.45.037 (076)

Мошенцев Ю. Л., Борозенець В. Г. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт по компресорним машинам. – Миколаїв: НУК, 2008. – 60 с.

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

Методичні вказівки містять методику випробувань в лабораторії кафедри ДВС поршневого, відцентрового та роторно-лопатевого компресорів. Виконання лабораторних робіт дає можливість студентам практичного ознайомлення з конструкцією і роботою типових допоміжних механізмів дизельних СЕУ; придбання практичних навичок в обслуговуванні і найпростіших дослідженнях названих механізмів; зіставлення теоретичних знань з результатами власних експериментальних досліджень.

Призначені для виконання лабораторних робіт студентами усіх форм навчання за фахом 8.090210 Двигуни внутрішнього згоряння.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Б. Г. Тимошевський.

*Згідно з наказом ректора НУК № 08 від 09.01.2008
методичні вказівки публікуються в авторській редакції.
Відповідальність за редагування несе автор.*

1. ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

Для проведення випробувань компресорних машин в лабораторії кафедри ДВЗ встановлені наступні стенди: "Поршневий компресор середнього тиску", "Приводний відцентровий компресор", "Роторно-лопатевий компресор".

Метою лабораторних досліджень на вказаних стендах є:

- практичне ознайомлення з конструкцією і роботою типових допоміжних механізмів дизельних СЕУ;
- придбання практичних навиків в обслуговуванні і простих дослідженнях названих механізмів;
- зіставлення теоретичних знань студентів з результатами власних експериментальних досліджень.

Проведення випробувань на стендах в основному завершується побудовою визначених залежностей, кожна з яких описана у відповідних розділах методичних вказівок.

1.1. Порядок підготовки до робіт

- Вивчити устрій досліджуваного агрегату і стенду.

При виконанні робіт бригадним методом кожен член бригади веде робочий зошит, в який при підготовці роботи заносяться наступні дані:

- назва роботи і її мета;
- схема стенду з докладним підписуночним написом;
- принциповий вид кривих, які будуть побудовані за експериментальними даними;

- послідовність виконання роботи на стенді;
- формули для виконання обчислень;
- таблиці вимірювань і обробки результатів.

1.2. Звітність по лабораторних роботах

Кожен член бригади звітує по виконаній роботі індивідуально. Визначення основних параметрів роботи випробовуваних агрегатів виконувати відповідно до рекомендацій розділу 5. Помилки результатів обчислювати по розділу 6. Результати вимірювань і результати їх обробки заносити в таблиці, форми яких приведені в розділах з описами лабораторних робіт. Звіт приводиться в робочому зошиті і повинен містити наступні елементи:

- чисельний приклад обробки результатів для одного з режимів, вказаного викладачем – із записом алгеброй формул, короткими коментарями, підстановкою чисельних значень і одиниць вимірювань (для кінцевих результатів);
- зведену таблицю результатів;
- графіки шуканих залежностей (на форматі A4) – виконуються уручну на міліметровці або на звичайному папері у вигляді комп'ютерного роздруку за дозволом викладача.

1.3. Загальні вказівки до виконання графіків

При побудові графічних залежностей необхідно слідувати рекомендаціям, приведеним в "Методичних вказівках до виконання лабораторних робіт по насосах", складених авторами цієї ж роботи.

1.4. Техніка безпеки

Компресорні установки, призначені для проведення на них лабораторних робіт, є натурними об'єктами. Потужності, споживані кожним із стендів, складають величини від трьох до десяти кіловат.

Стисле в балонах повітря здатне розвивати протягом короткого часу велику потужність, оскільки тут має місце акумуляція тривало накопичуваної енергії. Крім того, повітря, що стискається, містить частинки масла і води. Тому поводження із стислим повітрям вимагає обережності. У жодному випадку не слід направляти струмінь стислого повітря на себе або товаришів.

Всмоктуючі патрубки компресорів можуть затягувати легкі предмети (частини одягу, дрانتя, и т.п.), що може стати причиною аварії. Канали цих отворів при нормальній експлуатації перекриті запобіжними ґратами, проте незалежно від цього слід гарантовано виключити можливість попадання в них будь-яких предметів при роботі з компресорами.

Частини компресорів, що обертаються, володіють значною енергією, здатною при руйнуванні компресора приводити до значних пошкоджень тих об'єктів, в які вони потраплять. Ці ж частини можуть "захопити" частини одягу випробувачів, якщо одяг містить елементи, не відповідні правилам роботи з рухомими механізмами (не можна носити вільні шарфи, краватки, незастебнуті пояси, вільні шнури, і т.п.) В нормально працюючих машинах частини, що обертаються, ретельно відбалансовані і захищені кожухами, що виключає можливість виникнення небезпеки при роботі з ними. Робота компресорів без захисних кожухів або при виникненні сильних вібрацій не допускається.

Грубе порушення умов експлуатації поршневих, ротаційних і відцентрових машин приводить до серйозних наслідків. Так, робота поршневого компресора без охолодження може привести до вибуху в циліндрах і руйнуванню машини. Відсутність мастила протягом декількох секунд виводить з ладу відцентровий нагнітач. Тому до лабораторних робіт допускаються особи, що пройшли відповідну теоретичну підготовку, інструктаж по техніці безпеки при роботі в лабораторії і що вивчили конструкцію, принцип дії і правила обслуговування лабораторних установок.

У разі виявлення будь-яких несправностей компресорної установки необхідно або не приступати до виконання роботи, або зупинити компресор і повідомити про це керівників. Робота на стендах без присутності навчального майстра або викладача категорично забороняється. Під час виконання лабораторних робіт студенти не повинні здійснювати дії, не передбачені завданням і не узгоджені з викладачем або навчальним майстром.

2. ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

Випробування поршневого пускового компресора середнього тиску.

2.1. Стенд поршневого компресора середнього тиску

На стенді встановлений компресор типу 2 ОК-1 (див. рис. 1).

Дані компресора 2 ОК-1:

Число ступенів z	2
Число робочих порожнин кожного ступеня χ	1
Число циліндрів 1-го і 2-го ступенів i	2
Частота обертання колінчастого валу n , об/хв.....	500
Максимальний тиск повітря після 1-го ступеня, p_1 , МПа.....	0,9
Максимальний тиск повітря після 2-го ступеня, p_2 , МПа.....	6,0
Розхід компресора (паспортний, $n = 500$ об/хв.) $\text{нм}^3/\text{г}$:	
при $p_2 = 6$ МПа.....	26
при $p_2 = 3$ МПа.....	30
Потужність, споживана компресором, не більше, кВт:	
при кінцевому тиску p_2 , 3 МПа.....	7,2
при кінцевому тиску p_2 , 6 МПа.....	8,0
Діаметр циліндра 1-й ступені d_1 , мм.....	100
Діаметр циліндра 2-й ступені d_2 , мм.....	35
Хід поршня S , мм.....	100

Охолодження – примусове, прісною або морською водою.

Загальні види компресора дані на рис. 1. Тут 1 – колінчастий вал; 2 – водяний вихровий насос; 3 – підшипник рамовий; 4 – порожнина охолодження; 5 – клапан нагнітальний першого ступеня; 6, 7 – клапан всмоктуючий і нагнітальний другого ступеня; 8 – кришка циліндра другого ступеня; 9 – циліндр другого ступеня і кришка циліндра першого ступеня; 10 – циліндр першого ступеня; 11 – клапан всмоктуючий першого ступеня; 12 – диференціальний поршень; 13 – шатун; 14 – кришка картера; 15 – корпус холодильників повітря; 16 – клапан продувочний; 17 – корпус водомасловіддільника; 18 – запобіжний клапан першого ступеня; 19 – манометр тиску повітря після першого ступеня.

Привід компресора – електродвигун змінного струму, через клино-ремінну передачу. Компресор 2 ОК-1 має два диференціальні поршні і, відповідно, по два паралельно працюючі циліндри 1-й і 2-й ступенів.

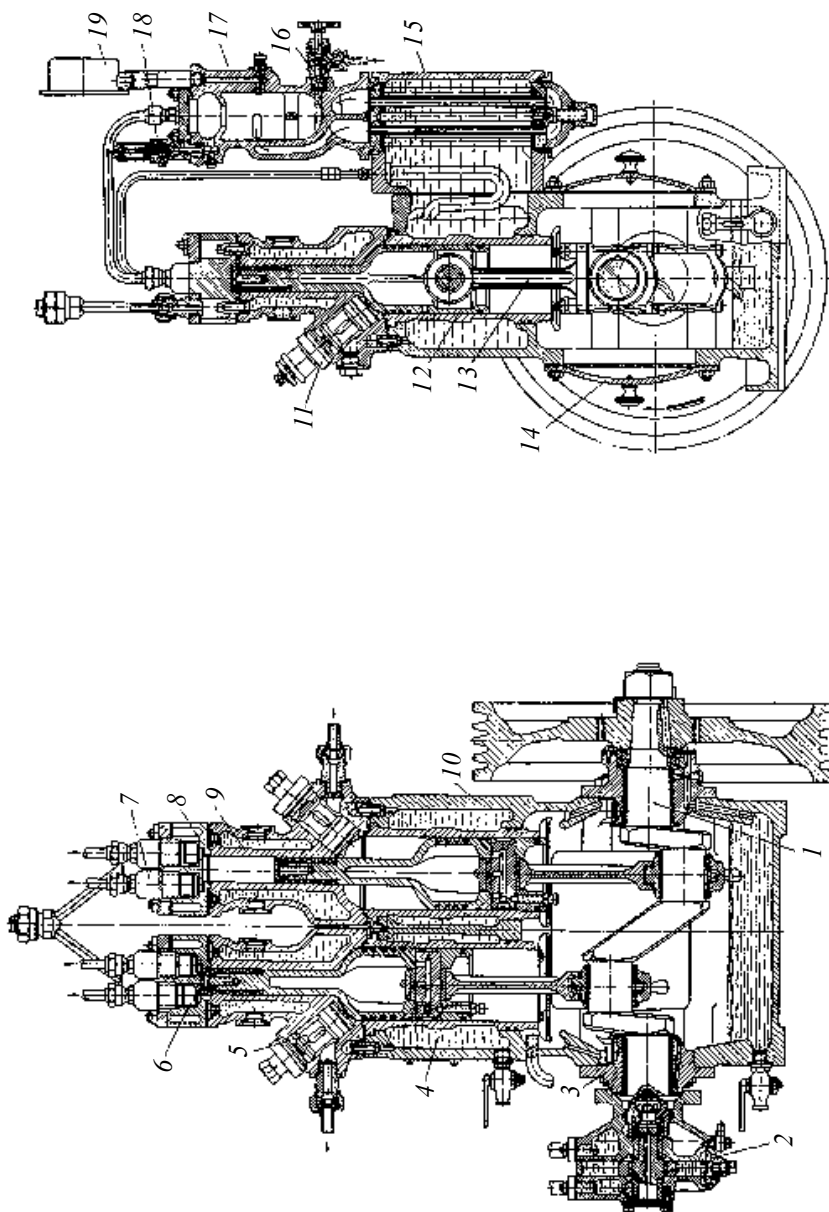


Рис. 1. Подовжній і поперечний розрізи компресора 2 ОК-1

Установка (рис. 2) складається з компресора 2 ОК-1 (поз. 1), електродвигуна 2, повітроводів високого тиску з арматурою на них і балонів для стислого повітря 5. Компресор всмоктує повітря з бака-заспокоювача 17, куди той поступає через звужуючий розходомерний пристрій 18, у якості якого використовується профільоване сопло (лемніската). При визначенні розходу (витрати, подачі, продуктивності, видатності – все це синоніми) повітря фіксується різниця рівнів у водяному диференціальному манометрі 19. Для вимірювання тиску повітря після 1-го і 2-го ступенів, а також в балонах встановлені пружинні манометри 13, 10 і 4 відповідно. Величина споживаної потужності розраховується за показниками електроприладів 3. Запуск електродвигуна здійснюється натисненням пускової кнопки. Для зменшення пускових навантажень можна прикрити клапани-регулятори всмоктування 16.

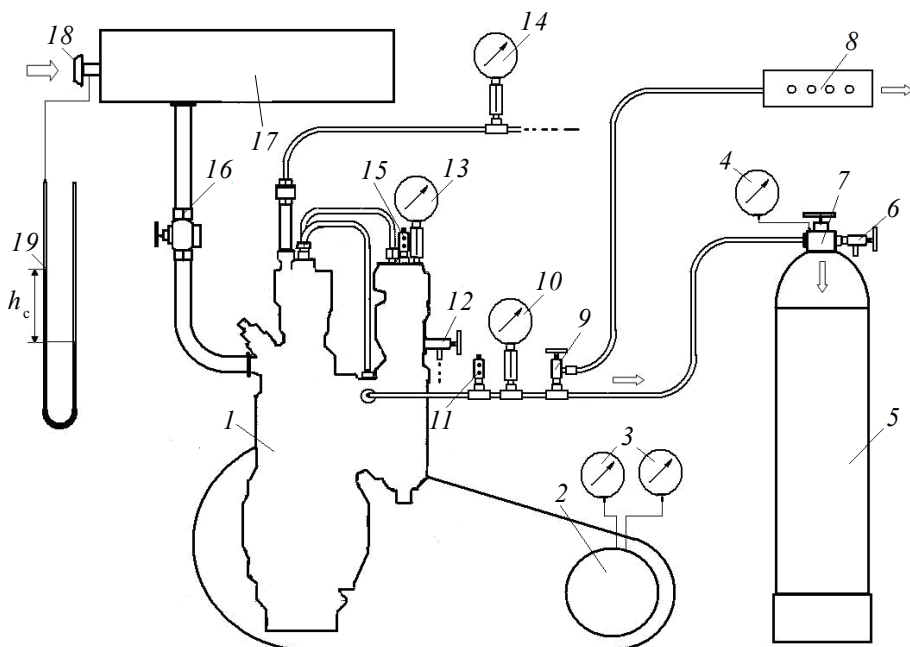


Рис. 2. Установка компресора 2 ОК-1:

1 – компресор; 2 – двигун; 3 – електроприлади; 4, 10, 13 – манометри тиску повітря; 5 – балон; 6 – клапан видалення конденсату; 7 – воздухопріємний клапан; 8 – глушник; 9 – клапан скидання повітря в атмосферу; 11 – запобіжний клапан; 12 – клапан продувочний; 14 – манометр тиску охолоджуючої води; 15 – запобіжний клапан; 16 – дросельний клапан; 17 – бак-заспокоювач; 18 – расходомерное сопло; 19 – п'єзометр

При роботі компресора вода і масло з сепаратора видаляються в стічну ємність через клапан продування 12. Охолоджуюча вода подається з водопроводу. Для контролю за її надходженням встановлений водяний манометр 14. Температура охолоджуючої води на виході контролюється по термометру.

На водомасловіддільнику компресора встановлений запобіжний клапан 1-го ступеня 15, а на трубопроводі до балонів – запобіжний клапан 2-го ступеня 11. На повітряних балонах встановлені приймальні клапани 7. Для видалення конденсату з балонів використовують продувочний клапан 6. Для випуску повітря з балонів і компресора в атмосферу на повітропроводі встановлений клапан 9, через який повітря поступає до глушника 8.

2.2. Запуск компресора

- Перед запуском необхідно оглянути зовнішній вид стенду, переконатися в справності приводу до компресора, перевірити наявність масла в картері (у разі потреби долити масло).
- Закрити приймальний клапан на балоні стислого повітря, якщо в балонах тиск вище за атмосферне.
- Відкрити клапан продування на сепараторі.
- Пустити воду, що охолоджує, через оболонку циліндрів.
- Пустити в хід компресор натисненням пускової кнопки.
- Переконаватися в нормальній роботі компресора і справності манометрів, поступово закриваючи продувочний клапан сепаратора.
- Закрити продувочний клапан сепаратора і одночасно відкрити приймальний клапан балона.

Запуск електродвигуна здійснюється натисненням пускової кнопки. Для зменшення пускових навантажень можна прикрити клапани-регулятори всмоктування 16. Крім того під час запуску слід відключити електроприлади 3 щоб запобігти їх перенавантаженню пусковим струмом.

2.3. Обслуговування під час роботи

- При роботі компресора стежити за температурою нагріву циліндра. Цей контроль проводиться на дотик, від руки. Температура води, що виходить з компресора, не повинна бути вище 45 °С.

- Стежити за показниками манометра 1-го і 2-го ступенів. Граничні величини тиску: $p_1 = 8 \text{ кгс/см}^2$ (0,8 МПа); $p_2 = 30 \text{ кгс/см}^2$ (3 МПа).
- Кожні 20 хв. відкривати клапан продування сепаратора, це ж зробити у разі перевищення тиску за 1-м ступенем (більше 8 кгс/см^2). Клапан тримати відкритим до повного видалення конденсату. Якщо тиск за 1-м ступенем після продування не знижується до нормального ($p_1 \leq 8 \text{ кгс/см}^2$), то це указує на несправність клапанів. Робота компресора забороняється до усунення дефекту.

Увага!

Продування компресора при необхідності виконувати між вимірювальними циклами. Під час вимірювальних циклів клапан продування не відкривати. При відкритому клапані продування вимірів не проводити.

2.4. Зупинка компресора

- Перед зупинкою компресора продати і осушити повітряні порожнини циліндрів і холодильників. Для цього відкрити клапан продування сепаратора, закрити вентиль на нагнітальному трубопроводі і дати попрацювати не менше двох хвилин.
- Відключити живлення електродвигуна.
- Відключити охолоджуючу воду.
- Через 5 хв. після зупинки компресора закрити клапан продування сепаратора.

2.5. Випробування компресора 2 ОК-1

При випробуванні компресора слід одержати його характеристику при постійній частоті обертання колінчастого валу, що представляє систему залежностей (рис. 3):

$$P_1, P_2, P_k = f(p_6); Q, N_k = f(p_6) \text{ і } \lambda_n = f(p_6),$$

де P_1, P_2, P_k – ступені підвищення тиску відповідно в 1-му, 2-му ступенях і у всьому компресорі; p_6 – тиск у балонах (протитиск на виході з компресора); Q – розхід (продуктивність) компресора; N_k – споживана потужність компресора.

Вказані залежності повинні будуватися в діапазоні p_6 від можливого мінімуму до 3 МПа. Мінімум протитиску забезпечується під час роботи

компресора з відкритим клапаном скидання повітря в атмосферу 9 при попередньому видаленні з балонів стислого повітря.

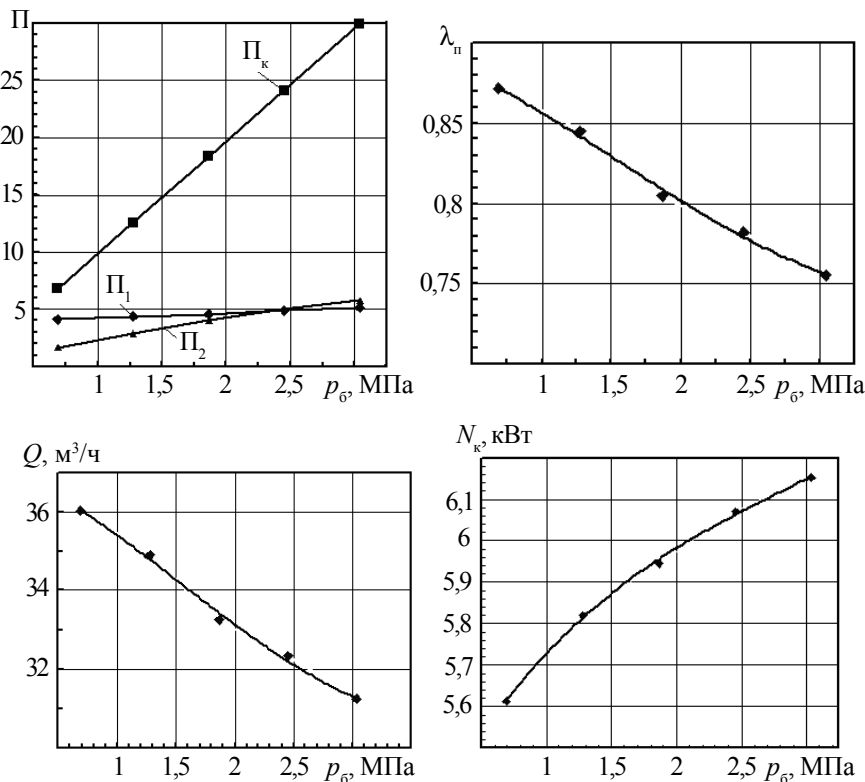


Рис. 3. Система основних залежностей, що характеризують роботу компресора

2.6. Порядок проведення випробувань

Основний цикл вимірювань.

У цьому циклі розхід (продуктивність) компресора визначається за допомогою розходомірного сопла на всмоктуванні. Вимірювання всіх інших параметрів виконується під час наповнення компресором повітряних балонів, без зміни режиму його роботи від пуску і до зупинки. Робота повинна виконуватися на заздалегідь прогрітому компресорі і після видалення конденсату з повітряних балонів. Послідовність проведення випробувань повинна відповідати викладеному нижче.

1. Задатися (по вказівці викладача) граничним значенням тиску p_6 в ході випробувань. За умовчанням це 3 МПа. Далі задатися рядом значень проміжкового тиску, при яких виконуватимуться всі вимірювання в ході випробувань. Рекомендується задавати їх від нуля через приблизно рівний інтервал в поділках шкали манометра, встановленого на балонах. За умовчанням прийняти інтервал в 10 поділок. Записати в таблицю вимірювань 1 всі проміжкові значення p_6 , відлічуючи їх від початкового через прийнятий інтервал, до тиску 3 МПа.

2. Перевірити положення приймальних клапанів на балонах. Вони повинні бути відкриті (штатне положення при проведенні лабораторних робіт). Відкрити клапан продування сепаратора компресора 16 (рис.1) і клапан скидання повітря в атмосферу 9 (рис.2). Після зниження тиску повітря в балонах до нуля запустити компресор (тут рекомендується окремий випадок запуску компресорної установки, зручний для виконання випробувань). Після закінчення двох хвилин видалити конденсат з балонів, відкривши клапани продування балонів, після чого клапани продування балонів закрити. Ще через 2 хв. записати початковий тиск p_6 в табл. 1. Не змінюючи режиму роботи компресора, записати всі параметри, що входять в таблицю вимірювань.

3. Закрити клапан продування сепаратора 16 (рис. 1) і клапан скидання повітря в атмосферу 9 (рис. 2). Спостерігати за поступовим зростанням тиску повітря в балонах. У момент досягнення чергового значення p_6 , занесеного в таблицю, вимірювати, фіксувати, а потім заносити в таблицю вимірювань всі параметри, приведені в таблиці вимірювань (табл. 1). Оскільки зростання тиску при наповненні компресором повітряних балонів відбувається порівняно поволі, фіксація всіх параметрів може бути виконана без зміни режиму роботи компресора з достатньою точністю, якщо кожен параметр спостерігатиме і заноситиме в таблицю спеціально призначений член бригади випробувачів.

4. Після досягнення граничного значення p_6 компресор зупинити.
Додатковий цикл вимірювань.

Устаткування стенду компресора 2ОК-1 дозволяє виконувати визначення розходу (витрати) повітря двома способами. У описаному вище випадку для визначення Q зручно використовувати звужуючий пристрій (сопло) на всмоктуванні. Якщо цього пристрою немає, то можна визначити витрату повітря об'ємним способом, використовуючи для цього по-

вітряний балон з відомою місткістю. У даній роботі цей спосіб використовується додатково, для отримання навичку визначення розходу компресора в звичайних технічних умовах. Вимірювання повинні виконуватися на заздалегідь прогрітому компресорі. Крім того, з балонів перед проведенням експерименту необхідно видалити конденсат, наявність якого змінює розрахунковий об'єм балонів.

Для визначення розходу вказаним способом необхідно вибрати довільний інтервал зміни тиску в балонах від p_{61} до p_{62} . Далі запустити компресор і, спостерігаючи за зростанням тиску в балонах, заміряти час зміни тиску $\tau_{\text{зап}}$ від p_{61} до p_{62} . Встановлений таким чином розхід (продуктивність) повинен бути віднесений до середнього тиску на вибраному інтервалі, тобто до тиску:

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_{61} + p_{62}}{2}.$$

Тиски p_{61} і p_{62} , а також можливе число інтервалів узгоджуються з викладачем. Результати вимірювань заносяться в таблицю 3.

Увага! Відкриття клапана продування у момент вимірювання часу заповнення балонів не допускається.

2.7. Приклад виконання таблиць

Перед таблицями необхідно вказати наступні дані: барометричний тиск B , мм рт.ст; температуру навколишнього середовища, t_o , °C; ціни поділок манометрів (ЦДМ) в одиницях їх шкал; класи точності всіх вимірювальних приладів (K); максимальні тиски для кожного приладу (p_{max}), об'єм повітряних балонів (V_6), включаючи об'єм сполучних повітряних труб, м³; значення постійного коефіцієнту розходомірного пристрою (A).

Наприклад:

$B = 765 \text{ мм.рт.ст}; \text{ЦДМ}_1 = \dots\dots\dots; \text{ЦДМ}_2 = \dots\dots\dots; \text{ЦДМ}_6 = \dots\dots\dots;$

$K_{M1} = \dots\dots\dots; K_{M2} = \dots\dots\dots; K_{M3} = \dots\dots\dots; K_6 = \dots\dots\dots;$

$p_{\text{max}1}^{\text{ман}} = \dots\dots\dots \text{кг/см}^2; p_{\text{max}2}^{\text{ман}} = \dots\dots\dots \text{кг/см}^2; p_{\text{max}6}^{\text{ман}} = \dots\dots\dots \text{кг/см}^2;$

$B_6^{\text{б}} = \dots\dots\dots \text{мм. рт. ст. } t_o = \dots\dots\dots \text{ } ^\circ\text{C}; V_6 = \dots\dots\dots \text{ м}^3;$

$A = 9,077 \times 10^{-4}.$

Таблиця 1. Параметри, що вимірюються (в таблиці усі тиски надлишкові)

№ п/п	$p_{би}$	$h_{ш}$	p_1	p_2	U	I_{ϕ}	Примітки
	ПОД. шкали	ММ.В.СТ.	КГ/СМ ²	КГ/СМ ²	В	А	
1	10	145	3,2	6	380	13,5	Какое установится
2	20	137	3,5	12	380	14	Деления указаны ориентировочно
3	30	120	3,7	18	380	14,3	
4	40	115	4	24	380	14,6	
5	50	92	4,3	30	380	14,8	

Таблиці результатів вимірювань підписує викладач або майстер з навчання.

Таблиця 2. Параметри, що обчислюються (в таблиці усі тиски надлишкові)

№ п/п	$p_{би}$	$h_{ш}$	p_1	p_2	P_1	P_2	P_k	Q	Q_t	$l_{п}$	N_k
	кПа	ММ. В.СТ.	кПа	кПа	—	—	—	М ³ /Г	М ³ /Г	—	кВт
1	689,5	149	416,1	690,8	4,10	1,66	6,80	36,02	41,33	0,87	5,61
2	1276,9	140	445,6	1279,4	4,38	2,87	12,59	34,92		0,84	5,82
3	1864,2	127	465,2	1868,0	4,58	4,02	18,38	33,26		0,80	5,95
4	2451,5	120	494,6	2456,6	4,87	4,97	24,18	32,33		0,78	6,07
5	3038,9	112	524,0	3045,2	5,16	5,81	29,97	31,23		0,76	6,15

Таблиця 3. Визначення розходу об'ємним способом (в таблиці усі тиски абсолютні)

№ п/п	$p_{би}$	$p_{би}$	$\tau_{зап}$	$p_{бср}$	Q
	ПОД	кПа	с	кПа	М ³ /ч
1	15	983,20	53,48	1130	38,8
2	20	1276,87			
3	25	1570,53	62,82	1717	34,9
4	30	1864,19			

Таблиця 4. Значення погрішностей визначення основних параметрів

№ п/п	δP_1	δP_2	δP_k	δQ	$\lambda_{п}$
1	0,0067	0,0050	0,0056		
2	0,0066	0,0033	0,0054		
3	0,0065	0,0026	0,0054		
4	0,0064	0,0023	0,0053		
5	0,0064	0,0020	0,0053		

3. ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

Випробування приводного відцентрового компресора

3.1. Стенд приводного відцентрового компресора

На стенді (рис. 4) встановлений відцентровий компресор, призначений для висотного наддуву бензинового авіаційного поршневого двигуна літака типу Супер-аеро.

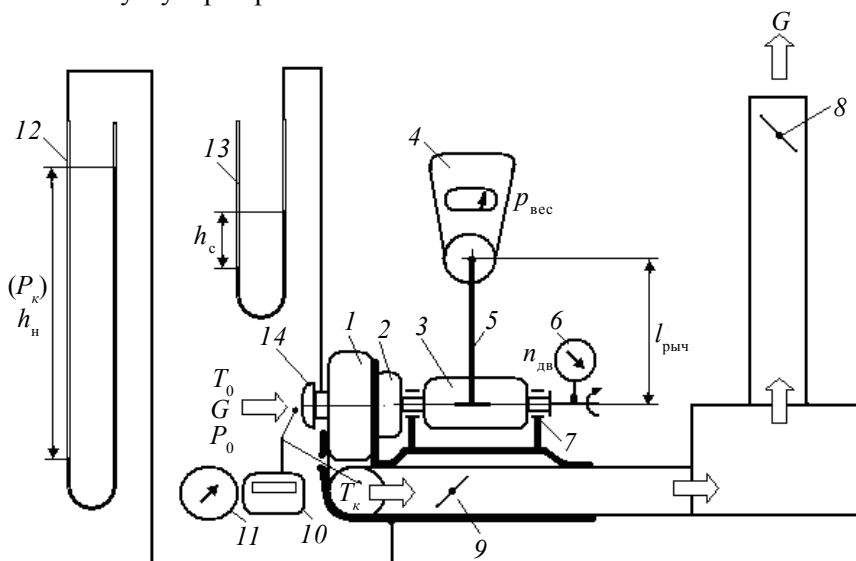


Рис. 4. Схема стенду для зняття характеристики компресора:

1 – компресор; 2 – мультиплікатор; 3 – електродвигун; 4 – терези; 5 – важіль для передачі зусилля від корпусу двигуна на чашку терезів; 6 – тахометр; 7 – підшипник; 8, 9 – дросельні заслінки; 10 – термометр, 11 – барометр, 12 – манометр (водяний п'єзометр) на нагнітанні; 13 – вакуумметр (водяний п'єзометр) сопла; 14 – розходомірне сопло.

Це типовий приводний наддувочний компресор поршневого двигуна для низького рівня наддуву. Низький рівень форсування компресора по частоті обертання і по P_k робить його відносно безпечним в роботі при частих випробуваннях для навчально-лабораторних завдань.

Компресор має наступні параметри.

Зовнішній діаметр робочого колеса:..... 150 мм.

Тип робочого колеса: напіввідкрите з осьовим входом, вхідним направляючим апаратом, що обертається, (обертовим скеровуючим апаратом) і радіальними лопатками на виході.

Число ступенів (послідовно встановлених робочих коліс):.....1.

Тип дифузору:.....безлопатковий.

Частота обертання робочого колеса на номінальному режимі:.....17000 об/хв

Розхід компресора максимальний:.....0,2 кг/с.

Степінь підвищення тиску (максимальна):.....1,2.

При роботі авіаційного двигуна обертаючий момент передавався ротору компресора через планетарний редуктор (мультиплікатор) (рис. 4), що підвищує, з передавальним числом 1:6,7.

Редуктор має вбудований пристрій, що роз'єднував зв'язок між ротором компресора і валом поршневого двигуна при зупинці останнього. Це запобігало руйнації колеса компресора при зупинках поршневого двигуна. Руйнація виникає з тої причини, що інерційний вибіг колеса компресора триває значно довше, ніж вибіг поршневої машини. Пристрій, що роз'єднує, в редукторі 2 на стенді заблокований, тому зупинка приводного електродвигуна повинна виконуватися з плавним зменшенням його частоти обертання, щоб уникнути пошкодження деталей компресора і їх з'єднань.

На лабораторному стенді компресор приводиться в дію електродвигуном постійного струму, що дозволяє плавно змінювати обороти ротора під час випробувань.

Опис стенду. Компресор 1 приводиться в дію електродвигуном 3, який закріплений на фундаменті таким чином, що його корпус може обертатися в опорах щодо осі ротора.

Кут повороту корпусу електродвигуна навколо осі ротора обмежується важелем 5, що передає зусилля на тарілку терезів 4. По величині зусилля $P_{\text{вс}}$ на довжині важеля l визначається момент, що крутить, на валу електродвигуна (див. розділ 5). Повітря в компресор 1 поступає через спеціальне сопло 14, що служить для визначення розходу (продуктивності) компресора. З цією метою у вузькій частині сопла вимірюється розрідження h_c за допомогою вакуумметра 13 (на стенді для цього використовується водяний п'єзометр).

Повітря з компресора поступає в напірний трубопровід. Безпосеред-

ньо за компресором встановлені датчики статичного тиску, призначені для визначення надмірного тиску нагнітання. Цей тиск на установці вимірюється за допомогою манометра 12 (водяного п'єзометра), по якому визначають величину надмірного водяного стовпа h_n . Поблизу датчиків тиску встановлені датчики температури (термопари).

По напірному трубопроводу повітря поступає в ємність, що імітує впускну систему двигуна. На трубопроводі між компресором і ємністю, на малій відстані від зрізу нагнітального патрубку компресора, встановлена перша дросельна заслінка 9, а на виході з ємності встановлена друга дросельна заслінка 8.

Стенд обладнаний пристроєм для плавного регулювання частоти обертання електродвигуна за допомогою зміни струму збудження приводного електродвигуна. Частота обертання ротора електродвигуна вимірюється електротахометром індукційного типу 6.

3.2. Запуск і обслуговування компресора

Стенд обладнаний системою циркуляційного змащення редуктора компресора. Перед початком випробувань змащувальне масло повинно бути прогріте до 40...50 °С. Запуск компресора здійснюється після включення масляного насоса і стабілізації тиску масла. Зміна частоти обертання повинна виконуватися дуже плавно, щоб уникнути перевантажень у вузлах компресора і редуктора.

Примітка! Конструкція стенду не є типовою і не імітує реальних умов експлуатації об'єкту, які мало б сенс вивчати або забезпечувати на навчальних заняттях. Тому запуск і зупинка компресора на стенді виконуються майстром з навчання.

3.3. Випробування відцентрового приводного компресора

Метою випробувань даного компресора на лабораторних роботах є отримання фрагментів його характеристики, яка є системою залежностей:

$$P_k = f(G, n_i), \eta_{ад} = f(G, n_i),$$

де P_k – степінь підвищення тиску; $\eta_{ад}$ – адіабатний КПД компресора; G – розхід (витрата) повітря; n_i – частота обертання ротора.

Схематичний вид характеристики компресора даний на рис. 5. Окрім фрагментів характеристики представляють інтерес залежності:

$$N_k = f(G, n_i),$$

де N_k – споживана потужність.

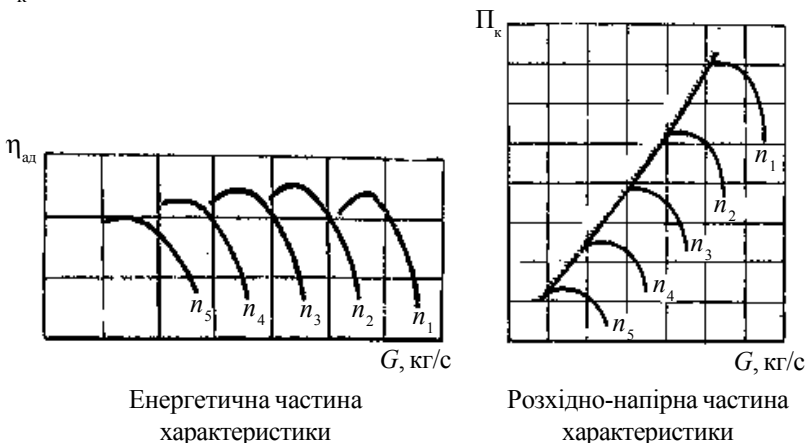


Рис. 5. Складові частини характеристики відцентрового компресора:

$$n_1 > n_2 > n_3 \dots$$

Схематичний вид таких залежностей показаний на рис. 6.

Окрім визначення названих вище даних, представляє значний інтерес визначення таких параметрів компресора, як його повна внутрішня робота L_i , показник політропи стиснення n , значення питомих газодинамічних втрат енергії ΔL_r . Всі ці параметри повинні обчислюватися за наслідками експериментального дослідження. Відповідні графіки можуть бути побудовані чи ні, залежно від точності визначення даних параметрів (по розсуду викладача).

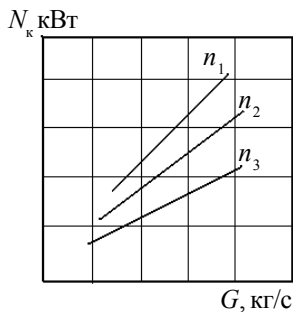


Рис. 6. Схематичний вигляд залежності потужності компресора від витрати і частоти обертання: $n_1 > n_2 > n_3$.

Зняття характеристики компресора в повному об'ємі вимагає великих витрат часу, тому для кожної бригади випробувачів виділяється певний об'єм випробувань, обмежений отриманням залежностей при одній або двох заданих частотах обертання ротора.

При постійній частоті обертання ротора n_i

повинно бути організовано не менше чотирьох режимів по значенню розходу повітря G . Щоб побудувати експериментальну криву при мінімальному числі точок, необхідно одержати їх на рівновіддалених один від одного відстанях (приблизно) у вибраній системі координат.

Спосіб забезпечення режимів, при яких зміна величин розходу повітря для експериментальних точок відповідатиме рекомендованому вище, ясний з наступних міркувань. Щоб встановити режим, відповідний точці 4 (рис. 7), необхідно повністю відкрити заслінку 8 на виході з накопичувальної ємності компресора при фіксованому значенні n .

При цьому положенні заслінки і встановленому значенні частоти обертання ротора двигуна n_i можуть бути визначені всі параметри, вказані в таблиці 5, і відповідно встановлено значення показань вакуумметра (п'єзометра) h_{c1} на розходомірному соплі.

Увага! Заслінка 9 в нагнітальному трубопроводі компресора (рис. 4) при знятті всіх точок характеристики фіксується в повністю відкритому положенні.

Режим, відповідний точці 1 (початок помпажу), встановлюється при тих же оборотах шляхом повільного закривання заслінки 8 (рис. 4) до появи помпажних явищ. Щоб точно встановити розхід, відповідний початку помпажних явищ, операцію повільного закривання заслінки проводять кілька разів з подальшим швидким відкриттям для повного і ефективного усунення помпажа. Після того, як межа помпажа встановлена надійно, заслінку закріплюють для витримки режиму №1, і після його стабілізації заносять в таблицю 5 значення всіх вказаних в ній параметрів, включаючи показання вакуумметра h_{c1} на розходомірному соплі.

Для отримання точок 2 і 3 з бажаним віддаленням від сусідніх по величині розходу повітря слід заздалегідь обчислити ті значення перепадів на розходомірному пристрої h_c , які потім повинні бути встановлені шляхом регулювання положення заслінки при організації режимів №2 і №3:

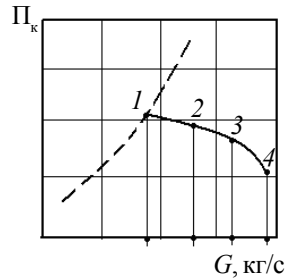


Рис. 7. Бажане розташування експериментальних точок на фрагменті розхідно-напірної характеристики компресора.

$$h_{c3} = \left(\sqrt{h_{c4}} - \frac{\sqrt{h_{c4}} - \sqrt{h_{c1}}}{3} \right)^2; \quad h_{c2} = \left(\sqrt{h_{c4}} - 2 \frac{\sqrt{h_{c4}} - \sqrt{h_{c1}}}{3} \right)^2.$$

Якщо число крапок рівне i , то можна записати для крапки з номером x (порядок нумерації, як на рис. 7):

$$h_{cx} = \left(\sqrt{h_{ci}} - (i - x) \frac{\sqrt{h_{ci}} - \sqrt{h_{cl}}}{i - 1} \right)^2.$$

3.4. Об'єм і порядок виконання дій при проведенні випробувань

Об'єм і порядок виконання дій при проведенні випробувань наступний:

- Встановити розхід повітря, відповідний межі помпажу при заданій частоті обертання. Витримати час, необхідний для стабілізації режиму. Стабілізація режиму може контролюватися по температурі повітря на нагнітанні. Постійність цієї температури протягом 3 хв. дозволяє вважати режим сталим. Виконати виміри всіх параметрів, приведених в таблиці вимірювань і занести їх в таблицю (табл. 5).

- Встановити максимальний розхід повітря через компресор (заслінка 8 повністю відкрита) при тій же частоті обертання, стабілізувати режим. Виконати виміри всіх параметрів, приведених в таблиці вимірювань і занести їх в таблицю (табл. 5).

- Використовуючи відомі значення перепадів тиску на розходомірному пристрої для двох виконаних режимів, розрахувати перепади h_c для режимів, що залишилися. Число режимів задасться викладачем. (За умовчанням число режимів по розходу повітря звичайно приймається рівним 4).

- Встановити один з розрахункових перепадів тиску на розходомірному пристрої, стабілізувати режим при заданій частоті обертання. Виконати виміри всіх параметрів, приведених в таблиці вимірювань і занести їх в таблицю (табл. 5). Далі встановити наступний розрахунковий перепад і т. д.

- Встановити другу задану частоту обертання і повторити пункти випробування з 1 по 4 для цієї частоти.

3.5. Приклад побудови графіків при оформленні результатів роботи

На рис. 8 і 9 показані залежності, які були побудовані за наслідками лабораторного випробування відцентрового компресора.

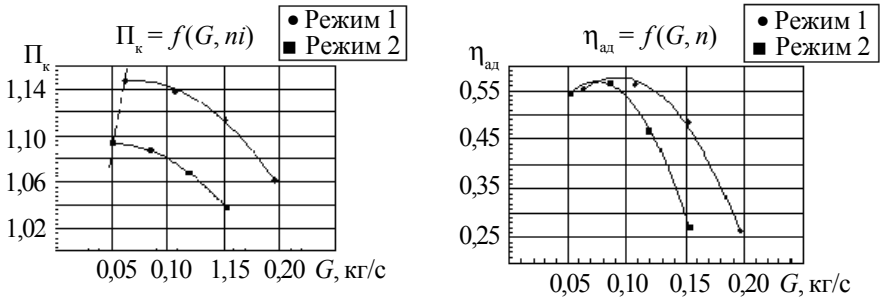


Рис. 8. Фрагменти витратно-напірної і енергетичної характеристики компресора:
режим 1 – $n_1 = 16750$ об/хв; режим 2 – $n_2 = 13400$ об/хв.

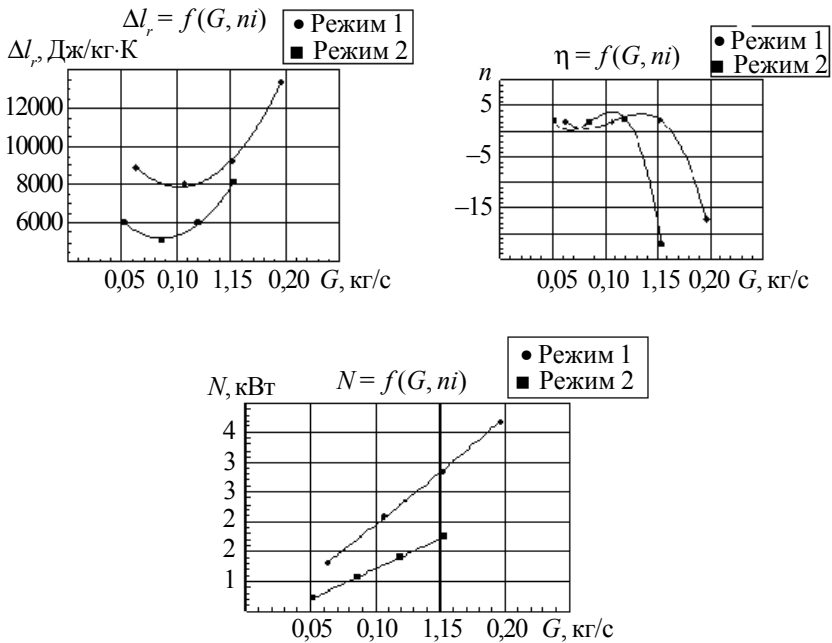


Рис 9. Додаткові експериментальні залежності, одержані при виконанні лабораторних випробувань відцентрового компресора:
режим 1 – $n_1 = 16750$ об/хв;
режим 2 – $n_2 = 13400$ об/хв.

Примітки щодо прикладу експериментальних залежностей.

1. Випробовуваний відцентровий компресор відноситься до низьконапірних машин, в якому на ряду режимів кінцевий тиск повітря підвищується до дуже маленьких значень. У цих умовах ряд параметрів, що визначають умови стиснення в компресорі, приймають значення, не характерні для наддувочних компресорів з вищими значеннями P_k . Це відноситься перш за все до адіабатного ККД компресора і до показника політропи стиснення n . Те, що деякі значення цих параметрів виходять за границі звичайних меж, цілком пояснюється вже вказаними особливостями низьконапірного компресора і цілком відповідає законам термодинаміки.

2. Всі експериментальні криві, запропоновані в прикладах, мають монотонний характер протікання і відповідають канонічному виду подібних залежностей.

3. Представлені в прикладах (див. табл. 1.3) значення погрішностей названих параметрів виходять за рамки прийнятних меж таких величин. Вони визначені на основі імовірнісного підходу до обчислення погрішностей і засновані на обліку відповідних класів приладів, використовуваних в лабораторних роботах.

Слід взяти до уваги, що реальні похибки, що мали місце в експериментах, значно менші, ніж одержані по розрахункових формулах, у зв'язку з чим вигляд і характер кривих відповідають канонічним. Це легко пояснити досвідом і старанністю осіб, що проводили експеримент. Зокрема, відомо, що хорошою лінійкою з ціною ділення в 1мм при відповідному навику можна вимірювати розміри з точністю до десятих міліметра. Аналогічно термометром з ціною ділення в 2К можна зміряти температуру з точністю до 0,5К. Встановлені при такому підході параметри реально можуть бути набагато точніше за тих, які номінально забезпечуються класом точності вимірювальних приладів. В той же час подібні результати не гарантують точність в технічному експерименті за всіх допустимих умов проведення вимірювань і не можуть вважатися достовірними в наукових дослідженнях. Для зниження погрішностей при наукових дослідженнях використовуються різні підходи, у тому числі і багаторазне збільшення кількості вимірювань.

4. Що стосується даних лабораторних випробувань, то вони лімітовані часом і мають цілі, відмінні від наукових. Цілком прийнятно, щоб у такому разі оцінки можливих вірогідних погрішностей були вельми високими. Додамо, що в даному випадку визначаються імовірнісні похибки одиничних технічних вимірювань. В той же час рекомендується прагнути до поліпшення реальної точності одержуваних в ході лабораторної роботи результатів на основі підходу, описаного в п. 3 з тим, щоб одержувати якісно правильні дані в умовах спрощеного експерименту і прогнозованого результату.

5. Представлені приклади лабораторних результатів цікаві тим, що містять ряд нетипових елементів, що не укладаються в рамки стереотипних інформацій про об'єкт дослідження. Ми вважаємо, що інформація про подібні елементи корисна для майбутніх дослідників, оскільки дозволяє спостерігати окремі відхилення від деяких стереотипних уявлень. Слід додати, що відмічене швидше є правилом, ніж виключенням для тих, хто працює з реальними агрегатами.

3.6. Приклад виконання таблиць при випробуванні відцентрового компресора

$$t_o = \dots ^\circ\text{C} ;$$

$$B = 772 \text{ мм.рт.ст. } l = 0,5\text{м}; A = 0,01;$$

$$K_b = 0,5; B_{\max}^6 = 799 \text{ мм.рт.ст.}; P_{\text{ст}} = 0,07 \text{ кг.}$$

Таблиця 5. Параметри, що вимірюються

№ режима	h_n	h_c	$t_{\text{к вх}}$	$t_{\text{к вих}}$	$n_{\text{дв}}$	$P_{\text{всв}}$	Примітки
	мм.в.ст.	мм.в.ст.	°C	°C	об/мин	кг	
	1	2	3	4	5	6	
1	640	310	16,3	35,0	2500	3,67	
2	1195	186	16,5	35,2	2500	3,11	
3	1450	93	16,7	36,1	2500	1,79	
4	1540	32	16,7	37,6	2500	1,17	
5	395	190	16,5	27,9	2000	2,18	
6	706	116	16,6	28,3	2000	1,71	
7	916	60	16,6	29,0	2000	1,42	
8	980	22	16,7	30,5	2000	0,51	

Таблиці результатів вимірювань підписує викладач або майстер з навчання.

Таблиця 2. Параметри, що обчислюються (в таблиці усі тиски абсолютні)

№ режиму	p_{κ}	p_o	$P_{\text{вес-}} P_{\text{ст}}$	T_{κ}	T_o	G	c_H	Π_{κ}	$\eta_{\text{ад}}$	L_i	n	ΔL_r	N_i	N	η_M
	Па	Па	кг	К	К	кг/с	м/с	—	—	Дж/кг·К	—	Дж/кг·К	кВт	кВт	—
1	109180	102908	3,6	308,2	289,5	0,196	80,8	1,06	0,264	18793,5	-17,192	13385,0	3,683	4,526	0,814
2	114619	102908	3,04	308,4	289,7	0,152	59,6	1,11	0,485	18793,5	2,384	9211,1	2,852	3,822	0,746
3	117118	102908	1,72	309,3	289,9	0,107	41,4	1,14	0,563	19497	2,003	8031,6	2,091	2,162	0,967
4	118000	102908	1,10	310,8	289,9	0,063	24,2	1,15	0,554	21004,5	2,036	8838,5	1,322	1,383	0,956
5	106779	102908	2,11	301,1	289,7	0,153	63,2	1,04	0,270	11457	-22,019	8122,1	1,757	2,122	0,828
6	109826	102908	1,64	301,5	289,8	0,120	48,0	1,07	0,465	11758,5	2,553	6028,3	1,409	1,649	0,854
7	111884	102908	1,35	302,2	289,8	0,086	34,03	1,09	0,566	12462	2,004	5136,1	1,074	1,358	0,791
8	112512	102908	0,44	303,7	289,9	0,052	20,59	1,09	0,543	13869	2,089	6022,9	0,724	0,443	1,635

Таблиця 3. Значення погіршностей визначення основних параметрів

№ режиму	δG	ΔG	$\delta \Pi_{\kappa}$	$\Delta \Pi_{\kappa}$	$\delta \eta_{\text{ад}}$	$\Delta \eta_{\text{ад}}$	δn	Δn	δL_r	ΔL_r	δN	ΔN	δN_i	ΔN_i	$\delta \eta_M$	$\Delta \eta_M$
	%	кг/с	%	%	%	%	%	%	%	Дж/кг·К	%	кВт	%	кВт	%	%
1	0,69	0,0014	0,51	0,0054	22,50	0,059	383,14	65,86	-2,7350	-366,09	-380,39	-17,22	2,83	0,104	-377,56	-3,07
2	0,80	0,0012	0,51	0,0056	18,65	0,090	34,48	0,82	0,9315	85,80	37,34	1,43	2,94	0,084	40,28	0,30
3	1,07	0,0011	0,51	0,0057	17,38	0,098	24,75	0,49	1,0057	80,77	28,12	0,61	3,13	0,065	31,25	0,30
4	2,09	0,0013	0,51	0,0058	16,24	0,090	23,69	0,48	0,9191	81,23	27,71	0,38	4,01	0,053	31,72	0,30
5	0,80	0,0012	0,51	0,0052	36,20	0,098	-794,42	174,92	-5,8106	-471,94	-791,28	-16,79	4,30	0,076	-786,98	-6,52
6	0,96	0,0012	0,51	0,0054	29,72	0,138	60,91	1,55	1,4604	88,04	64,34	1,06	4,38	0,062	68,72	0,59
7	1,37	0,0012	0,51	0,0055	26,79	0,152	38,48	0,77	1,5620	80,22	42,16	0,57	4,59	0,049	46,76	0,37
8	2,81	0,0015	0,51	0,0055	24,37	0,132	37,31	0,77	1,3497	81,29	44,06	0,19	5,70	0,041	49,77	0,81

4. ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3

Випробування роторно-лопатевого компресора

4.1. Стенд роторно-лопатевого компресора (РЛК)

На лабораторному стенді встановлений продувочний компресор двигуна ЯАЗ-204.

Основні дані компресора

Діаметр кола виступів роторів, мм.....145.

Довжина роторів, мм.....252.

Кількість ступенів стиснення.....1.

Тип роторів – трилопатеві, із спіральним закручуванням зубів.

Профіль зубів – симетричний круговий з епіциклоїдальними ділянками по лініях зачеплення.

Частота обертання ротора на номінальному режимі роботи двигуна, об/хв.....3900.

Споживана потужність, кВт.....7,3.

Під час роботи двигуна на номінальному режимі компресор забезпечує:

розхід повітря при тиску 760 мм рт.ст. і температурі 20 °С, кг/с...0,25;

тиск нагнітання, МПа.....0,12.

Опис стенду. Роторно-лопатевої компресор 1 (рис. 10) приводиться в дію електродвигуном постійного струму 5. Це дозволяє плавно регулювати частоту обертання приводного валу. Робота двигуна контролюється по вольтметру 7 і амперметру 8. Компресор всмоктує повітря через всмоктуючий патрубок 2 з бака-заспокоювача 3. У бак повітря поступає через приймальну трубу з розходомірною діафрагмою (дросельною шайбою) 4. Після компресора повітря виходить в нагнітальний патрубок зі встановленим на його кінці дросельним клапаном 14, яким регулюється опір на виході з патрубку в атмосферу. При роботі компресора температура повітря на нагнітанні вимірюється рідинним термометром 13 і електронним термометром 9. На всмоктуванні температура повітря вимірюється рідинним термометром 15 і електронним термометром 9. Розхід повітря визначається по величині перепаду на розходомірній шайбі 4, який показує водяний п'єзометр 10. Розрідження на

всмоктуванні компресора визначається за допомогою водяного п'єзометра 11. Для визначення тиску нагнітання використовується манометр 12. Температура і тиск навколишнього повітря визначаються на вході в приймальну трубу за допомогою рідинного термометра і барометра.

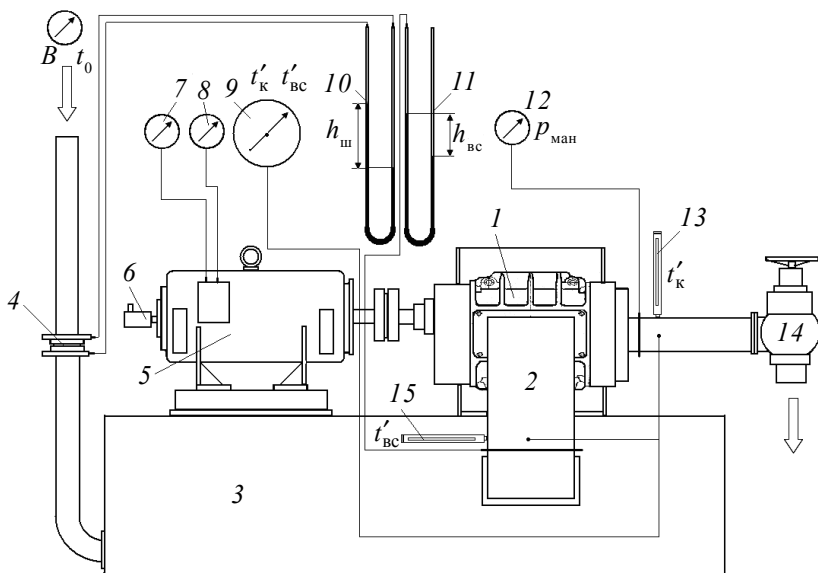


Рис. 10. Установка з роторно-лопатевим компресором

- 1 – компресор; 2 – всмоктуючий патрубок; 3 – бак-заспокоювач;
- 4 – дросельна шайба; 5 – електродвигун; 6 – датчик тахометра;
- 7, 8 – електроприлади; 9 – електронний термометр; 10 – п'єзометр шайби;
- 11 – п'єзометр на всмоктуванні; 12 – манометр на нагнітванні;
- 13 – дублюючий термометр на нагнітванні; 14 – дросельний клапан;
- 15 – дублюючий термометр на всмоктуванні.

Внутрішній устрій компресора показаний на рис. 11. Розглядаючи компресор на стенді, слід мати на увазі, що з нього знятий ряд вузлів і деталей, непотрібних для проведення лабораторних досліджень. Зокрема, знятий водяний насос 11, регулятор частоти обертання 10, змінена конструкція вузла приводу.

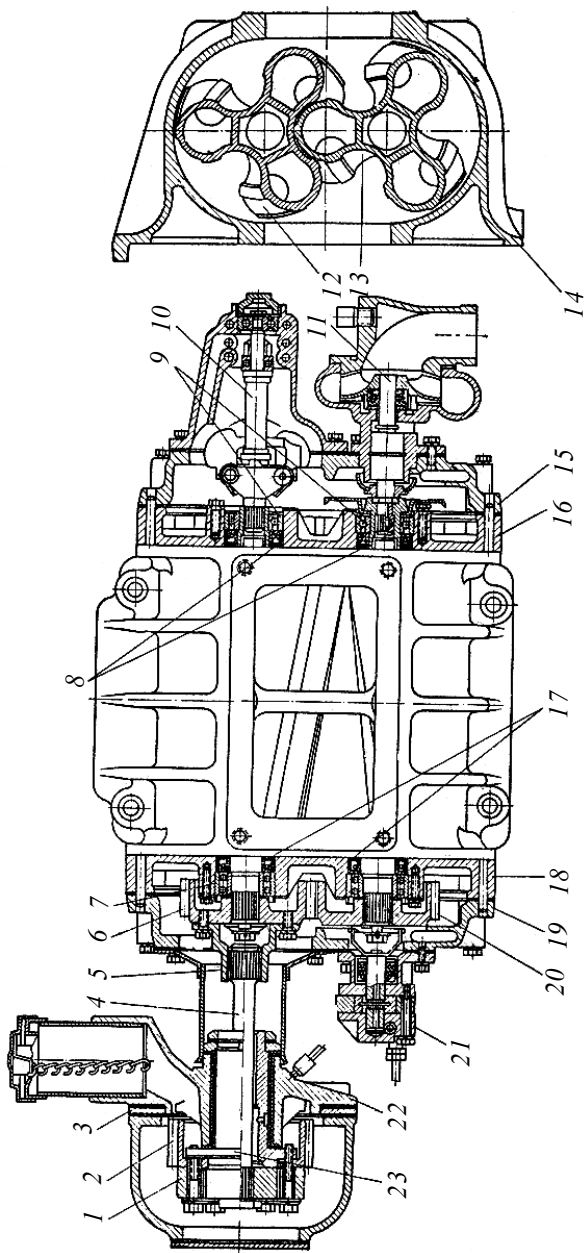


Рис. 11. Подовжній і поперечний розрізи роторно-лопатєвого компресора двигуна ЯАЗ-204:

1 – муфта приводу; 2 – шестерня приводу; 3 – задня плита торця блоку циліндрів двигуна; 4 – вал приводу; 5 – фланець приводної шестерні; 6 – верхня шестерня приводу ротора; 7 – дворядні шарикопідшипники; 8 і 17 – сальники; 9 – однорядні шарикопідшипники; 10 – вал вантажів регулятора двигуна; 11 – водяний насос двигуна; 12 – верхній ротор; 13 – нижній ротор; 14 – корпус; 15 і 19 – кришки; 16 і 18 – плита, торця; 20 – нижня шестерня приводу ротора; 21 – паливний насос двигуна; 22 – корпус приводу; 23 – вал приводу.

4.2. Запуск компресора

1. Включити збудження електродвигуна, що приводить компресор.
2. Запустити перетворювач струму.
3. Після виходу перетворювача на номінальну частоту обертання (визначається по сталому шуму агрегату) запускають електродвигун компресора. Регулятор струму збудження електродвигуна компресора при пуску перетворювача встановити в положення мінімальної сили струму.

4.3. Обслуговування установки під час роботи

В процесі роботи необхідно контролювати тиск масла в системі по манометру і перевіряти на дотик температурний стан перетворювача струму. Зміна частоти обертання компресора проводиться регулюванням струму збудження приводного електродвигуна. Зміна розходу компресора при постійній частоті обертання здійснюється дроселем 14.

4.4. Зупинка компресора

Зупинка лабораторного компресора після закінчення роботи проводиться в наступному порядку:

- регулюванням струму збудження понизити обороти компресора до повної зупинки;
- вимкнути перетворювач струму;
- вимкнути збудження електродвигуна, що приводить компресор.

Примітка! Конструкція стенду не є типовою і не імітує реальних умов експлуатації об'єкту, які мало б сенс вивчати або забезпечувати на навчальних заняттях. Тому запуск і зупинка компресора на стенді виконуються майстром з навчання.

Максимальний степінь підвищення тиску повітря компресором обмежується допустимою потужністю електродвигуна $N_e = 5,2$ кВт. При нормальній роботі двигуна робочий струм не повинен перевищувати 30 А.

4.5. Випробування роторно-лопатевого компресора

Метою випробувань даного компресора на лабораторних роботах є отримання фрагментів його характеристики, яка є системою залежностей:

$$\Pi_k = f(G, n_i), \eta_{ад} = f(G, n_i),$$

де Π_k – степінь підвищення тиску; $\eta_{ад}$ – адіабатний ККД компресора; G – розхід повітря; n_i – частота обертання ротора.

Схематичний вид комплексної характеристики компресора даний на рис. 12. На ній падаючими лініями при $n_i = \text{const}$ показані розхідно-напірні криві, а еліпсоподібні криві є лінії постійних ККД компресора.

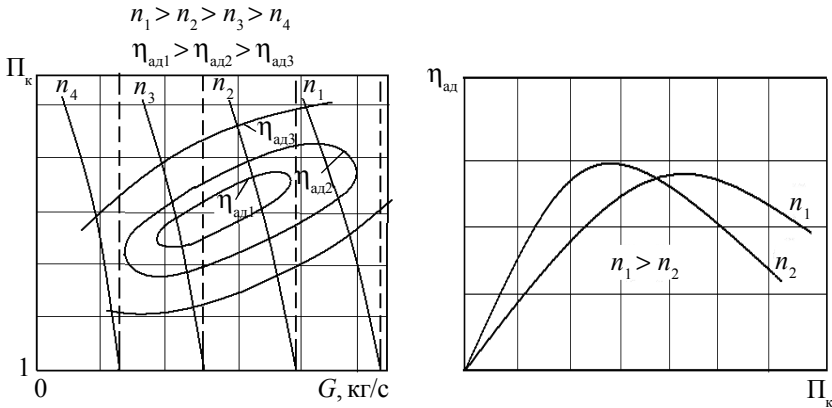


Рис. 12. Ліворуч – комплексна характеристика роторно-лопатевого компресора; праворуч – енергетична складова характеристики

Еліпсоподібні лінії виражають енергетичну складову характеристики і можуть представлятися на окремому графіку, який називають енергетичною складовою характеристики. Фрагмент такої енергетичної складової характеристики показаний праворуч на рис. 12. Система напірно-розхідних кривих може представлятися окремо, без кривих постійних ККД. Такий графік називають розхідно-напірною складовою характеристики. Окрім фрагментів характеристики представляють інтерес залежності:

$$N_k = f(G, n_i),$$

де N_k – споживана потужність (див. рис. 13).

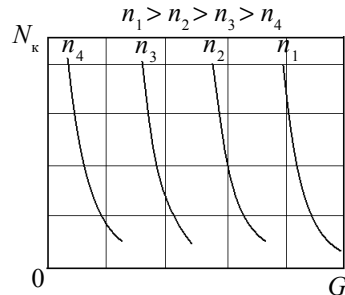


Рис. 13. Схематичний вигляд залежності потужності компресора від розходу і частоти обертання: $n_1 > n_2 > n_3$

4.5.1. Особливості проведення випробувань

При випробуванні роторно-лопатевого компресора необхідно враховувати, що цей компресор, як і всі об'ємні компресори, не має помпажної зони на відміну від відцентрового компресора. Ще однією відмінністю від відцентрового компресора є те, що при постійній частоті обертання роторів при закриванні дроселя на нагнітанні потужність роторно-лопатевого компресора зростає. При цьому P_k збільшується, а розхід повітря зменшується. Тому обмеження на закривання дроселя тут пов'язане не з появою помпажних явищ, як у відцентрового компресора, а з можливим перевищенням навантажень на двигун і елементи конструкції компресора. Зокрема, для даної установки обмеженням є величина робочого струму двигуна, яка не повинна перевищувати 30 А.

Зняття характеристики компресора в повному об'ємі вимагає великих витрат часу, тому для кожної бригади випробувачів виділяється певний об'єм випробувань, обмежений отриманням залежностей при одній або двох заданих частотах обертання ротора.

При постійній частоті обертання ротора n_i повинно бути організовано не менше чотирьох режимів по значенню витрати повітря G . Щоб побудувати експериментальну криву при мінімальному числі крапок, необхідно одержати їх на рівновіддалених один від одного відстанях (приблизно) у вибраній системі координат.

Спосіб забезпечення режимів, при яких зміна величин витрат повітря для експериментальних крапок відповідатиме рекомендованому вище, ясний з наступних міркувань. Щоб встановити режим, відповідний точці 4 (рис. 14), необхідно повністю відкрити дросель 14 на виході

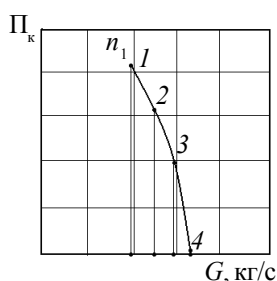


Рис. 14. Бажане розташування досвідчених крапок на фрагменті розхідно-напірної характеристики компресора

з компресора при фіксованому значенні n_i .

При цьому положенні заслінки і встановленому значенні частоти обертання ротора двигуна n_i можуть бути визначені всі параметри, вказані в таблиці 8, і відповідно встановлено значення свідчень п'єзометра $h_{ш4}$ на розходомерній діафрагмі (дросельній шайбі) 4.

Режим, відповідний точці 1 (межа по навантаженню електродвигуна), встановлюється при тих же оборотах шляхом повільного закривання дроселя 14 (рис. 10) до граничних свідчень амперметра двигуна. Після цього положення дроселя фіксують для витримки режиму №1, і після

його стабілізації заносять в таблицю 8 значення всіх вказаних в ній параметрів, включаючи свідчення п'єзометра $h_{ш4}$ на розходомірній діафрагмі 4.

Для отримання точок 2 і 3 з бажаним віддаленням від сусідніх по величині витрати повітря слід заздалегідь обчислити ті значення перепадів на розходомірному пристрої (дросельній шайбі) $h_{ши}$, які потім повинні бути встановлені шляхом регулювання положення дроселя при організації режимів №2 і №3. Розрахунки $h_{ши}$ виконувати по формулах:

$$h_{ш3} = \left(\sqrt{h_{ш4}} - \frac{\sqrt{h_{ш4}} - \sqrt{h_{ш1}}}{3} \right)^2; \quad h_{ш2} = \left(\sqrt{h_{ш4}} - 2 \frac{\sqrt{h_{ш4}} - \sqrt{h_{ш1}}}{3} \right)^2.$$

Якщо число точок рівне i , то для крапки з номером x :

$$h_{шx} = \left(\sqrt{h_{ши}} - (i - x) \frac{\sqrt{h_{ши}} - \sqrt{h_{ш1}}}{i - 1} \right)^2.$$

4.5.2. Порядок випробування

Самі випробування виконуються в наступному порядку:

- Встановити максимальну розхід повітря через компресор (дросель на нагнітанні відкритий повністю) при заданій частоті обертання. Стабілізувати режим. Показником стабілізації вважати незмінність температури повітря на нагнітанні компресора протягом 3-х хвилин. Виконати вимірювання всіх параметрів, вказаних в табл. 8 і зафіксувати в ній результати вимірювань;

- Встановити мінімальний розхід повітря через компресор. Для цього, підтримуючи постійну частоту обертання роторів, поволі закривати дросель на нагнітанні до граничних значень свідчень амперметра двигуна (30 А);

- Маючи максимальний і мінімальний перепади тиску на дросельній шайбі, розрахувати перепади на проміжкових режимах, використовуючи приведену вище залежність і рис. 14;

- Встановити один з розрахункових перепадів тиску на розходомірному пристрої, стабілізувати режим на заданій частоті обертання, виконати всі вимірювання. Далі встановити наступний розрахунковий перепад і т.д.;

- Встановити другу задану частоту обертання і повторити пункти випробування з 1 по 4 для цієї частоти.

Зразок виконання необхідних залежностей показаний на рис. 15 і 16. Всі чисельні результати заносити в таблиці, форми яких повинні відповідати зразкам (див. табл. 8, 9,10).

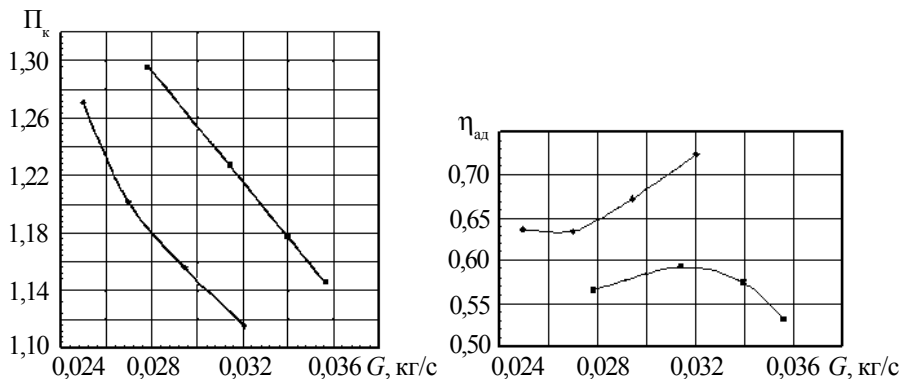


Рис 15. Фрагменти характеристики роторно-лопатевого компресора:

—●— $n_i = 1800$ об/мин; —■— $n_i = 2000$ об/мин

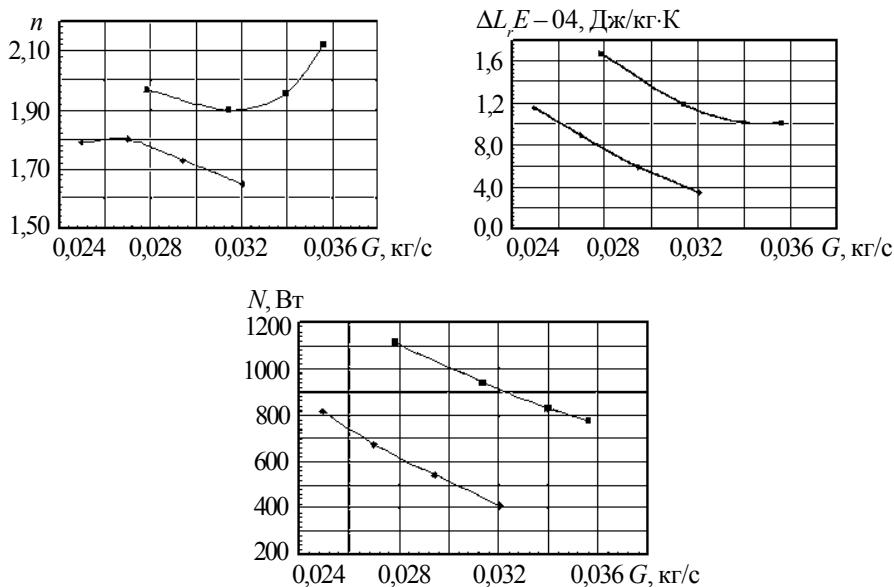


Рис. 16. Додаткові залежності, що характеризують роботу роторно-лопатевого компресора

Зразок виконання та заповнення таблиць при виконанні випробувань роторно-лопатевого компресора.

$$t_0 = 19,5 \text{ }^{\circ}\text{C}; B = 756 \text{ мм.рт.ст. } A = 0,01; K_B = 0,5;$$

$$B_{\max}^6 = 799 \text{ мм.рт.ст.}; K_{\max} = 1; p_{\max}^{\max} = 58800 \text{ П}$$

Таблиця 8. Результати вимірювань при випробуванні роторно-лопатевого компресора (у таблиці всі тиски надмірні)

Пара-метр	Од. вим.	№ Режиму							
		1	2	3	4	5	6	7	8
$n_{\text{дв}}$	об/хв	1800	1800	1800	1800	2000	2000	2000	2000
$P_{\text{ман}}$	кг/см ²	0,05	0,1	0,155	0,23	0,061	0,1	0,16	0,24
$h_{\text{вс}}$	мм.в.ст	615	522	437	380	769	698	600	492
$h_{\text{ш}}$	мм.в.ст	854	720	605	518	1055	960	820	645
$t_{\text{к}}$	°C	31,8	37,6	44,2	52	41,2	43,9	49,4	59,4
$t_{\text{вс}}$	°C	19	19,2	19,3	19,4	19,5	19,6	19,6	19,7
U	B	140	141	146	150	160	164	166	170
I	A	14	17	20	25	16	18	24	27

Таблицю вимірювань після роботи підписує викладач або майстер з навчання.

Таблиця 9. Результати обробки випробувань роторно-лопатевого компресора (у таблиці всі тиски абсолютні)

Пара-метр	Од. вим.	№ Режиму							
		1	2	3	4	5	6	7	8
$P_{\text{к}}$	—	1,115	1,156	1,202	1,271	1,145	1,177	1,227	1,295
$\eta_{\text{ад}}$	—	0,723	0,672	0,634	0,636	0,532	0,575	0,592	0,566
$\rho_{\text{в}}$	кг/м ³	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203
G	кг/с	0,032	0,029	0,027	0,025	0,036	0,034	0,031	0,028
c_2	м/с	1,396	1,248	1,114	0,994	1,584	1,471	1,313	1,125
$c_{\text{вс}}$	м/с	1,492	1,358	1,234	1,136	1,688	1,599	1,463	1,283
$T_{\text{к}}$	K	304,80	310,60	317,20	325,00	314,20	316,90	322,40	332,40
$T_{\text{вс}}$	K	292,00	292,20	292,30	292,40	292,50	292,60	292,60	292,70
n	—	1,65	1,73	1,80	1,79	2,12	1,96	1,90	1,97
L_i	Дж/кг·К	12864	18492	25024,5	32763	21808,5	24421,5	29949	39898,5
ΔL_r	Дж/кг·К	3511,70	5952,73	8943,29	11547,15	10018,777	10152,296	11880,199	16695,697
N_i	Вт	412,24	544,12	674,97	817,70	776,78	829,76	940,44	1111,17
$h_{\text{эл}}$		0,58	0,64	0,7	0,75	0,55	0,65	0,72	0,75
N	Вт	1136,8	1534,08	2044	2812,5	1408	1918,8	2868,48	3442,5

Таблиця 10. Значення погрішностей визначення основних параметрів випробувань роторно-лопатєвого компресора

δG		0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
δI_{κ}		0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
$\delta \eta_{ad}$		0,317	0,231	0,177	0,137	0,223	0,192	0,155	0,121
δn		0,41	0,32	0,26	0,20	0,39	0,31	0,24	0,19
$\delta(DL_r)$		3,88	2,26	1,50	1,18	1,34	1,32	1,14	0,82
δN_i		0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02

5. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ КОМПРЕСОРНИХ МАШИН

5.1. Визначення тиску повітря

Звичайні манометри будь-яких установок вимірюють надмірний тиск $p_{изб}$, тобто:

$$p_{ман} = p_{изб}.$$

При обчисленнях надалі по формулах всіх параметрів, куди входить тиск, необхідно використовувати абсолютні значення тиску. Для отримання абсолютного тиску необхідно до надмірного тиску додати свідчення барометра, тобто:

$$p_{абс} = p_{изб} + B.$$

Тиск, зміряний приладами різних систем, повинен фіксуватися в таблиці вимірювань в одиницях вимірювання їх шкал і переводитися в системні тільки в таблиці обробки результатів. При цьому слід використовувати наступні перевідні співвідношення:

$$1 \text{ кг/см}^2 = 98000 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм рт.ст.} = 133,3 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм вод.ст.} = 1 \text{ кг/м}^2 = 9,8 \text{ Па}.$$

5.2. Визначення степенів підвищення тиску в компресорах

Степінь підвищення тиску будь-якого компресора, який працює з штатною конструкцією повітроприймальної ділянки, визначається по формулі:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_o},$$

де p_{κ} і p_o – абсолютні статичні тиски повітря за компресором і навколишнього повітря.

Абсолютний тиск навколишнього повітря вимірюється безпосередньо барометром, тобто:

$$p_o = B.$$

Звичайно шкала барометра проградуйована в міліметрах ртутного стовпа.

Якщо при випробуваннях компресора використовується вхідна ділянка спеціальної конструкції із збільшеним опором (для об'ємних компресорів це саме так: на вході стоять баки-заспокоювачі і перед ними розходо-мірний звужуючий пристрій), то степінь підвищення тиску (для поршневого і роторно-лопатєвого компресорів) слід визначати по формулі:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_{\text{вс}}},$$

де $p_{\text{вс}}$ – абсолютний статичний тиск повітря перед всмоктуючим вікном компресора.

Величина тиску на всмоктуванні обчислюється по виразу:

$$p_{\text{вс}} = B - h_{\text{вс}}$$

де $p_{\text{вак}}$ – свідчення вакуумметра.

На стенді РЛК як вакуумметр використовується водяний п'єзометр. Величина розрідження по п'єзометру відповідає висоті водяного стовпа між менісками $h_{\text{вс}}$. З урахуванням цього абсолютний тиск на всмоктуванні компресора повинен визначатися по формулі:

$$p_{\text{вс}} = B - p_{\text{вак}}.$$

Абсолютний тиск за компресором повинен бути обчислений на підставі того, що в ході експерименту манометром будь-якої системи за компресором можна визначити тільки надмірний тиск, тобто:

$$p_{\text{ман}} = p_{\text{изб}}.$$

Для отримання абсолютного тиску необхідно до надмірного тиску додати свідчення барометра, тобто:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{изб}} + B.$$

На стенді РЛК для вимірювання тиску нагнітання використовується пружинний манометр. Надмірний тиск по манометру відповідає відліку за його шкалою $p_{\text{ман}}$. З урахуванням цього абсолютний тиск нагнітання компресора повинен визначатися по формулі:

$$p_{\text{к}} = p_{\text{ман}} + B.$$

З урахуванням всього сказаного вище величина ступеня підвищення тиску для РЛК повинна визначатися з виразу:

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{p_{\text{ман}} + B}{B - h_{\text{вс}}}.$$

Наприклад, якщо $p_{\text{ман}} = 0,1 \text{ кг/см}^2$, $B = 750 \text{ мм рт.ст.}$, $h_{\text{вс}} = 200 \text{ мм вод.ст.}$, то в системних однакових одиницях одержимо: $p_{\text{ман}} = 9800 \text{ Па}$, $B = 100000 \text{ Па}$, $h_{\text{вс}} = 1960 \text{ Па}$. В цьому випадку:

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{9800 + 100000}{100000 - 1960} = 1,119.$$

При обчисленні $\Pi_{\text{к}}$ для двохступеневого поршневого компресора має сенс враховувати, що розрідження перед компресором дуже мале в порівнянні з тиском нагнітання першого ступеня. Відповідно для нього допустимо прийняти:

$$p_{\text{вс}} = B.$$

Тиск нагнітання для нього рівний тиску за другим ступенем.
Відповідно:

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{p_{\text{ман2}} + B}{B}.$$

Для поршневого компресора ступені підвищення тиску по ступенях визначаються по формулі:

$$\Pi_i = \frac{p_{\text{ни}}}{p_{\text{вси}}}.$$

У цій формулі $p_{\text{ни}}$ і $p_{\text{вси}}$ слід рахувати як абсолютний тиск в порожни-

нах після і перед ступеннями відповідно. При цьому тиск нагнітання першого ступеня буде рівний тиску всмоктування другого. Для першого ступеня $p_{\text{вс1}} = B$. У такій постановці обчислювані степені підвищення тиску будуть зовнішніми степенями на відміну від внутрішніх, які визначають величину підвищення тиску усередині циліндрів ступенів.

Наприклад, якщо тиск після першого ступеня $p_{\text{ман1}} = 3 \text{ кг/см}^2$, після другого $p_{\text{ман2}} = 6 \text{ кг/см}^2$, $B = 750 \text{ мм рт.ст.}$, то в однакових системних одиницях одержимо: $p_{\text{ман1}} = 0,3 \text{ МПа}$, $p_{\text{ман2}} = 0,6 \text{ МПа}$, $B = 0,1 \text{ МПа}$.

При цих початкових даних одержимо абсолютний тиск:

$$p_{\text{н1}} = 0,3 + 0,1 = 0,4 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{н2}} = 0,6 + 0,1 = 0,7 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{к}} = p_{\text{н2}} = 0,6 + 0,1 = 0,7 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{вс1}} = B = 0,1 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{вс2}} = p_{\text{н1}} = 0,3 + 0,1 = 0,4 \text{ МПа}.$$

Тоді:

$$\Pi_1 = \frac{p_{\text{н1}}}{p_{\text{вс1}}} = \frac{0,4}{0,1} = 4;$$

$$\Pi_2 = \frac{p_{\text{н2}}}{p_{\text{вс2}}} = \frac{0,7}{0,4} = 1,75;$$

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{вс}}} = \frac{0,7}{0,1} = 7.$$

Степінь підвищення тиску відцентрового компресора, де немає передвключеної ділянки з підвищеним опором, визначається по формулі:

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{о}}},$$

де $p_{\text{к}}$ і $p_{\text{о}}$ – абсолютні статичні тиски повітря за компресором і навколишнього повітря.

На стенді відцентрового компресора як манометр використовується водяний п'єзометр. Надмірний тиск по п'єзометру відповідає висоті во-

дяного стовпа між менісками h_n . З урахуванням цього абсолютний тиск нагнітання компресора повинен визначатися по формулі:

$$p_k = h_n + B.$$

З урахуванням всього сказаного вище величина степені підвищення тиску повинна визначатися з виразу:

$$\Pi_k = \frac{h_n + B}{B}.$$

Наприклад, якщо $h_n = 1000$ мм в.ст., $B = 750$ мм рт.ст., то в системних однакових одиницях одержимо: $h_n = 9800$ Па, $B = 100000$ Па. В цьому випадку:

$$\Pi_k = \frac{9800 + 100000}{100000} = 1,098.$$

5.3. Визначення розходу (витрати) повітря

Розхід повітря в компресорах може визначатися різними способами. Один з найбільш поширених полягає в застосуванні звужуючих пристроїв – діафрагм або сопел, що встановлюються звичайно усередині трубопроводу, яким рухається повітря. Установка звужуючих пристроїв на всмоктуванні зручніше у зв'язку з тим, що густина повітря перед цим пристроєм практично не залежить від режиму роботи компресора. Іноді установка звужуючого пристрою на всмоктуванні неможлива через нестачу місця або неможливості працювати без штатного глушника. Тоді звужуючий пристрій встановлюється на нагнітання. В цьому випадку густина повітря залежатиме від режиму роботи компресора.

Розхід повітря через звужуючий пристрій обчислюють за формулою:

$$G = A \sqrt{\rho_B \cdot h_{ш}}, \text{ кг/с},$$

де A – розрахунковий коефіцієнт, що враховує геометричні, фізичні і конструктивні дані звужуючого пристрою. Значення коефіцієнтів нанесені на бічних поверхнях баків-заспокоювачів стендів; $h_{ш}$ – різниця статичного тиску до і після пристрою (для сопла – до нього і в найвужчому місці сопла, при цьому $h_{ш} = h_c$), мм вод.ст.

Густина повітря на вході в пристрій:

$$\rho_v = \frac{p_{\text{ш}}}{RT_{\text{ш}}}, \text{ кг/м}^3,$$

де $p_{\text{ш}}$, $T_{\text{ш}}$ – абсолютний тиск і температура повітря перед пристроєм; Па і К відповідно (для всіх компресорних стендів в лабораторії це параметри навколишнього повітря, тобто $p_{\text{ш}} = B$, $T_{\text{ш}} = T_0$); R – питома газова постійна повітря, 287 Дж/(кг·К).

Оскільки звужуючі пристрої нормально працюють в сталому потоці, а для об'ємних компресорів характерні значні пульсації, між звужуючим пристроєм і об'ємними компресорами встановлюються баки-заспокоювачі.

Розхід повітря в поршневих компресорах середнього і високого тиску може також визначатися методом заповнення балонів відомої місткості.

Для цього використовується рівняння стану

$$p_6 V_6 = G_6 RT_6 \quad (1)$$

де V_6 – об'єм балона, м³; G_6 – маса повітря в балоні, кг; R – питома газова стала повітря, 287 Дж/(кг·К); T_6 – температура повітря в балоні, К; p_6 – тиск повітря в балоні, Па.

Записавши рівняння (1) для двох послідовних значень p_6 , можна встановити зміну маси повітря в балонах G_6 , пов'язаною зі зміною тиску в балонах за відомий час заповнення балона τ_i від першого вибраного тиску p_6 до подальшого p_{6+1} . На цій основі можна визначити середню продуктивність компресора за час τ_i :

$$G = \frac{G_{6i+1} - G_6}{\tau_i} = \frac{V_6 (p_{6i+1} - p_6)}{RT_6 \tau_i}.$$

Величина T_6 міняється неістотно, тому при виведенні формули для G вважаємо її постійною і рівною температурі навколишнього повітря.

Встановлена таким чином продуктивність (розхід) повинна бути віднесена до середнього за час τ_i тиску в балонах. При малій зміні цей тиск знаходимо як середнє арифметичне:

$$p_{6\text{ср}} = \frac{p_{6i+1} + p_{6i}}{2}.$$

Об'ємна продуктивність (розхід) розраховується по формулі:

$$Q = \frac{G}{\rho_o},$$

де $\rho_o = p_o / (R \cdot T_o)$ – густина повітря на всмоктуванні, кг/м³.

Враховуючи викладене раніше, можна записати:

$$Q = \frac{V_6 (p_{6i+1} - p_6) T_o}{T_6 p_o \tau_i}. \quad (2)$$

При розрахунках Q по формулі (2) допустимо рахувати $T_o = T_6$, якщо балони і компресор знаходяться в приміщенні з однаковою температурою. Якщо час заповнення підставляти в секундах, то Q по (2) матиме розмірність м³/с.

5.4. Теоретична продуктивність (розхід) поршневого компресора

Теоретична продуктивність визначається залежно від конструктивних даних компресора по формулі:

$$Q_T = V_h \cdot n_k \cdot \chi \cdot 60 \cdot i, \text{ м}^3/\text{г}.$$

де V_h – об'єм циліндра першого ступеня, що звільняється ходом поршня від ВМТ до НМТ для 1-й ступені, м³; n_k – частота обертання колінчастого валу компресора, об/хв; i – число циліндрів 1-го ступеня.

$$V_h = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) S.$$

5.5. Визначення коефіцієнта подачі об'ємних компресорів

Коефіцієнт подачі компресора визначається по формулі:

$$\lambda_\Pi = \frac{Q}{Q_T},$$

де Q – дійсна продуктивність (розхід) компресора; Q_T – теоретична продуктивність компресора.

5.6. Визначення повної внутрішньої роботи відцентрового і роторно-лопатевого компресорів

Повна внутрішня робота компресора, згідно рівнянню тепловмісту, визначається з виразу:

$$L_i = C_p (T_k - T_o) + Q_n + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)},$$

де T_k і T_o – абсолютна статична температура на нагнітанні компресора і така ж температура навколишнього повітря. Статичні температури повинні відповідати свідченням термометрів, що рухаються усередині потоків з їх швидкостями; C_p – ізобарна теплоємність повітря, дорівнює 1005 Дж/(кг·К).

Для неохолоджуваних компресорів

$$Q_n = 0.$$

Якщо перейти від статичних температур до температур гальмування, то для неохолоджуваних компресорів можна записати:

$$L_i = C_p (T_k^* - T_o^*), \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Для температури на вході у відцентровий компресор справедливо:

$$T_o = T_o^*.$$

Температура нагнітання, зміряна спаями термодатчиків, встановленими в приймачах повного гальмування, наближається до температури загальмованого потоку в тій мірі, в якій коефіцієнт відновлення термоприймальників близький до 1, причому із зменшенням швидкості потоку цей коефіцієнт наближається до 1 для всіх видів термоприймальників. У нашому випадку можна прийняти, що зміряна температура рівна температурі загальмованого потоку з тією погрешністю, яка відповідає вживаним засобам вимірювання і вживаній методиці вимірювання.

Тоді для відцентрового компресора приблизно маємо:

$$L_i = C_p (T_k' - T_o), \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Для роторно-лопатевого компресора температура перед компресором повинна враховувати вплив передвключеного бака і розходомірного пристрою із значним опором. Відповідно для нього замість T_o підставляється T_{bc} , яка вимірюється перед всмоктуючим вікном компресора:

$$L_i = C_p (T'_k - T'_{bc}), \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

5.7. Визначення адіабатного ККД компресорів

Для неохолоджуваних газодинамічних компресорів без додаткової вхідної ділянки, а в нашому випадку для відцентрового компресора, адіабатний ККД обчислюється за формулою:

$$\eta_{ад} = \frac{T_o \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k - T_o} = \frac{T_o (\Pi_k^{0,286} - 1)}{T_k - T_o}.$$

Для неохолоджуваного роторно-лопатевого компресора з додатковим опором на всмоктуванні адіабатний ККД обчислюється за формулою:

$$\eta_{ад} = \frac{T_{bc} \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k - T_{bc}} = \frac{T_{bc} (\Pi_k^{0,286} - 1)}{T_k - T_{bc}},$$

де k – показник адіабати (для повітря $k = 1,41$); T_k , T_o і T_{bc} – абсолютні температури повітря на нагнітанні, навколишнього середовища і на всмоктуванні, К.

Відомі рекомендації, по яких названі температури прийнято вважати як статичні температури потоку. Враховуючи фізичний сенс записаних виразів, їх правильніше визначати як температури загальмованого потоку. В цьому випадку вони практично рівні температурам, вимірюваним спаями термопар. Слід зазначити, що різниця в результатах визначення ККД тим або іншим шляхом для вимірюваних в лабораторних роботах рівнів Π_k неістотна.

5.8. Визначення середнього показника політропи стиснення в роторно-лопатевому і відцентровому компресорах

Показник політропи визначається в результаті рішення відомого виразу щодо n :

$$\frac{T_K}{T_{BC}} = \left(\frac{p_K}{p_{BC}} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Після логарифмування і перетворень одержимо:

$$n = \frac{1}{\frac{\ln \frac{T_K}{T_{BC}}}{1 - \frac{1}{\ln \Pi_K}}};$$

У цьому виразі T_K відповідає абсолютній статичній температурі повітря на нагнітанні компресора і повинна обчислюватися за формулою:

$$T_K = T_K^* - \frac{c_2^2}{2C_p} \approx T_K' - \frac{c_2^2}{2010}, \text{ К.}$$

Швидкість повітря c_2 на зрізі нагнітального патрубку визначається з рівняння витрати:

$$c_2 = \frac{GRT_K}{f_2 p_K}, \text{ м/с,}$$

де f_2 – площа перетину нагнітального патрубку; R – питома газова стала (для повітря $R = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$).

Температура на всмоктуванні компресора визначається аналогічно:

$$T_{BC} = T_{BC}^* - \frac{c_{BC}^2}{2C_p} \approx T_{BC}' - \frac{c_{BC}^2}{2010}, \text{ К.}$$

Швидкість повітря на всмоктуванні:

$$c_{BC} = \frac{GRT_{BC}}{f_1 p_{BC}}, \text{ м/с.}$$

Перетини нагнітального і всмоктуючого патрубків роторно-лопатєвого компресора в даному випадку однакові, мають форму прямокутників з розмірами 100×190 мм. Для відцентрового компресора слід приймати $T_{\text{вс}} = T_{\text{о}}$, а при визначенні $T_{\text{к}}$ враховувати, що нагнітальний патрубок має циліндрову форму перетину з внутрішнім діаметром, рівним 0,05 м.

5.9. Визначення значення питомої величини газодинамічних втрат в роторно-лопатєвому і відцентровому компресорах

Значення питомої величини газодинамічних втрат визначається з виразу, одержаного на підставі сумісного рішення рівняння Бернуллі і рівняння тепловмісту. Для неохолоджуваного компресора

$$\Delta L_r = \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n}{n-1} \right) R (T_{\text{к}} - T_{\text{вс}}), \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)},$$

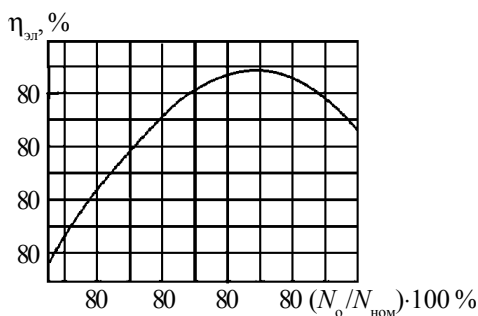
де $T_{\text{к}}$, $T_{\text{вс}}$ відповідають абсолютним статичним температурам повітря на нагнітанні і всмоктуванні компресорів з урахуванням особливостей їх вхідних ділянок.

5.10. Визначення потужності, споживаної компресорами

Потужність, що витрачається на привід поршневого компресора, визначається по формулі:

$$N_k = \frac{\sqrt{3}}{1000} \cdot I \cdot U \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{пер}} = N_{\text{о}} \eta_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{пер}}, \text{ кВт},$$

де U і I – значення лінійної напруги і фазної сили струму; $\eta_{\text{эл}}$ – повний ККД



електродвигуна (визначається по графіку (рис. 17) залежно від відсотка завантаження електродвигуна); $\eta_{\text{эл}}$ – ККД передачі ($\eta_{\text{пер}} = 0,94$); $\cos \varphi$ – косинус кута зсуву фаз електродвигуна (рівний 0,8).

Рис. 17. Залежність ККД електродвигуна змінного струму від його навантаження

Корисна (внутрішня) потужність відцентрового компресора обчислюється за формулою:

$$N_i = GL_i, \text{ Вт.}$$

Потужність, що втримується відцентровим компресором від електродвигуна (потужність приводу), знаходиться по формулі:

$$N = \frac{(p_{\text{вес}} - p_{\text{ст}}) l n_i}{974,4} \eta_{\text{ред}}, \text{ кВт}$$

де l – довжина важеля мотор-терезів, м (див. рис. 18); $p_{\text{вес}}$ – зусилля на тарілці терезів під час роботи компресора, кг; $p_{\text{ст}}$ – зусилля на тарілці терезів при зупиненому компресорі, кг; n_i – частота обертання електродвигуна, об/хв; $\eta_{\text{ред}}$ – механічний ККД мультиплікатора. Приймається $\eta_{\text{ред}} = 0,98$.

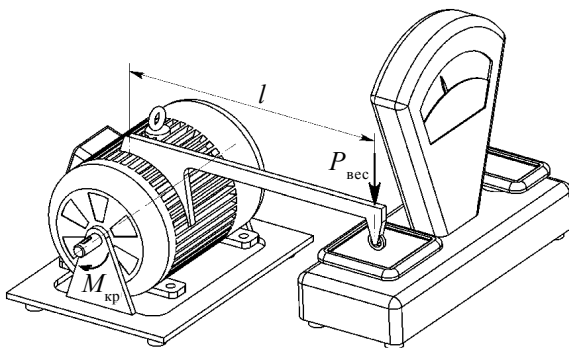


Рис. 18. Схема мотор-терезів

Корисна (внутрішня) потужність роторно-лопатевого компресора обчислюється за формулою:

$$N_i = GL_i, \text{ Вт.}$$

Потужність, що втримується роторно-лопатевим компресором від електродвигуна (потужність приводу), знаходиться по формулі:

$$N = 10^{-3} \cdot U \cdot I \cdot \eta_{\text{эл}}, \text{ кВт}$$

де $\eta_{эл}$ – ККД електродвигуна (визначається по графіку на рис. 19 залежно від частоти обертання і навантаження електродвигуна).

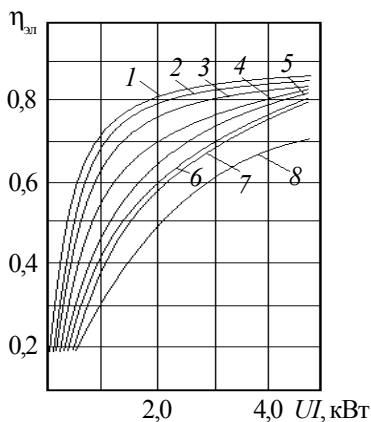


Рис. 19. Зміна ККД електродвигуна роторно-лопатевого компресора залежно від частоти обертання (об/хв) і споживаній потужності:
1 – 750; 2 – 1000; 3 – 1250; 4 – 1500; 5 – 1700;
6 – 1800; 7 – 1900; 8 – 2200 об/хв

Механічний ККД компресорів.

$$\eta_m = \frac{N_i}{N}.$$

Потужність приводу повинна бути більше внутрішньої потужності на величину механічних втрат. Величина цих втрат в нормальних умовах експерименту дуже мала, тоді як похибки обчислення потужностей мають той же порядок, що й величина механічних втрат. Тому практично можливе отримання різних значень механічного ККД, у тому числі і таких, що не відповідатимуть вказаній вище нерівності між потужностями. Втім, величина набутого значення повинна укладатися в розумні межі, які повинні пояснюватися впливом можливих погрешностей вимірювань, що можуть спотворити результат.

6. ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ

6.1. Похибки визначення Π_i

Похибки визначення ступеня підвищення тиску в ступенях поршневого компресора:

$$\delta \Pi_i = \delta p_{hi} + \delta p_{vci}$$

Де будь-який тиск є абсолютний статичний тиск, тобто:

$$\delta\P_i = \delta p_{hi} + \delta p_{vci},$$

тоді абсолютна похибка будь-якого тиску:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ман}} + \Delta B = \frac{K_{\text{м}} p_{\text{ман}}^{\text{ман}}}{100} + \frac{K_{\text{б}} B_{\text{ман}}^{\text{б}}}{100}$$

де $p_{\text{ман}}^{\text{ман}}$ – межа шкали манометра; $B_{\text{ман}}^{\text{б}}$ – межа шкали барометра; $K_{\text{м}}$ і $K_{\text{б}}$ – класи точності манометра і барометра.

Відповідно відносна похибка ступеня підвищення тиску може бути розрахована таким чином:

$$\delta\P_i = \left(\frac{K_{\text{м}} p_{\text{ман}}^{\text{ман}}}{100} + \frac{K_{\text{б}} B_{\text{ман}}^{\text{б}}}{100} \right)_{hi} \frac{1}{p_{hi}} + \left(\frac{K_{\text{м}} p_{\text{ман}}^{\text{манвс}}}{100} + \frac{K_{\text{б}} B_{\text{ман}}^{\text{б}}}{100} \right)_{vci} \frac{1}{p_{vci}}.$$

Записана формула може використовуватися і для всього компресора при заміні значень тисків на відповідні входу і виходу компресора.

Для прикладу, при тиску на нагнітанні $p_{\text{ман}} = 600000$ Па і $p_{\text{н}} = 700000$ Па, $B = 100000$ Па, при тиску на всмоктуванні $p_{\text{ман}} = 200000$ Па і $p_{\text{вс}} = 300000$ Па, при класі точності манометрів $K_{\text{м}} = 2$ і класі точності барометра $K_{\text{б}} = 1$, при межах шкал обох манометрів $p_{\text{ман}}^{\text{ман}} = p_{\text{ман}}^{\text{манвс}} = 1000000$ Па і межі шкали барометра $B_{\text{ман}}^{\text{б}} = 108000$ Па одержимо:

$$\begin{aligned} \delta\P = & \left(\frac{2 \times 1000000}{100} + \frac{1 \times 108000}{100} \right) \frac{1}{700000} + \\ & + \left(\frac{2 \times 1000000}{100} + \frac{1 \times 108000}{100} \right) \frac{1}{300000} = 0,1. \end{aligned}$$

Похибка визначення ступеня підвищення тиску відцентрового компресора.

Відповідно до формул для визначення $\Pi_{\text{к}}$ відцентрового компресора можна записати:

$$\delta\Pi_{\kappa} = \delta p_{\text{н}} + \delta p_{\text{о}} = \frac{\Delta p_{\text{н}}}{p_{\text{н}}} + \frac{\Delta p_{\text{о}}}{p_{\text{о}}},$$

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{ман}} + \Delta B; \quad \Delta p_{\text{о}} = \Delta B.$$

При використанні водяного п'єзометра як манометра на нагнітанні компресора, абсолютна похибка $\Delta p_{\text{ман}}$ може оцінюватися через можливу похибку вимірювання відстані між менісками $\Delta h_{\text{н}}$. Похибка визначення $\Delta h_{\text{н}}$ залежить від точності вимірювального інструменту, за допомогою якого вимірюється перепад, і точність збігу ділень шкали цього інструменту з менісками водяного стовпа. При акуратному вимірюванні перепаду металевою лінійкою, враховуючи абсолютне значення $h_{\text{н}}$, можна прийняти $\Delta h_{\text{н}} = 2$ мм, що відповідає $\Delta p_{\text{манн}} = 2 \cdot 9,8 \approx 20$ Па.

Відповідно відносна похибка ступеня підвищення тиску може бути розрахована таким чином:

$$\delta\Pi_{\kappa} = \left(\Delta p_{\text{ман}} + \frac{K_6 B_{\text{max}}^6}{100} \right) \frac{1}{p_{\text{ман}} + B} + \frac{K_6 B_{\text{max}}^6}{100B}.$$

Для прикладу, при $h_{\text{н}} = 1800$ мм вод.ст., $B = 100000$ Па, при $B_{\text{max}}^6 = 110000$ Па, при класі точності $K_6 = 1$, одержимо:

$$\delta\Pi_{\kappa} = \left(20 + \frac{1 \times 110000}{100} \right) \frac{1}{1800 \times 9,8 + 100000} + \frac{1 \times 110000}{100 \times 100000} = 0,02.$$

Похибка визначення ступеня підвищення тиску в роторно-лопатевому компресорі

Відповідно до формул для визначення Π_{κ} роторно-лопатєвого компресора можна записати:

$$\delta\Pi_{\kappa} = \delta p_{\kappa} + \delta p_{\text{вс}} = \frac{\Delta p_{\kappa}}{p_{\text{н}}} + \frac{\Delta p_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}}}.$$

Оскільки:

$$p_{\kappa} = p_{\text{ман}} + B, \text{ то } \Delta p_{\kappa} = \Delta p_{\text{ман}} + \Delta B;$$

$$p_{\text{вс}} = B - h_{\text{вс}}, \text{ то } \Delta p_{\text{вс}} = \Delta B + \Delta h_{\text{вс}}.$$

Абсолютна похибка вимірювання розрідження водяним п'єзометром $\Delta h_{\text{вс}}$ може оцінюватися через можливу похибку вимірювання відстані між менісками п'єзометра $h_{\text{вс}}$. При акуратному вимірюванні перепаду металевою лінійкою, враховуючи відносно малу величину $h_{\text{вс}}$, можна прийняти $\Delta h_{\text{вс}} = 1$ мм вод.ст, що складе $1 \cdot 9,8 \approx 10$ Па.

Відповідно відносна похибка ступеня підвищення тиску для РЛК може бути розрахована таким чином:

$$\delta \Pi_{\text{к}} = \left(\frac{K_{\text{ман}} p_{\text{ман}}^{\text{ман}}}{100} + \frac{K_{\text{б}} B_{\text{ман}}^{\text{б}}}{100} \right) \frac{1}{p_{\text{ман}} + B} + \left(\Delta h_{\text{вс}} + \frac{K_{\text{б}} B_{\text{ман}}^{\text{б}}}{100} \right) \frac{1}{B - h_{\text{вс}}}.$$

Для прикладу, при $h_{\text{вс}} = 2000$ Па $\Delta h_{\text{вс}} = 10$ Па, $B = 100000$ Па = 110000 Па, при класах точності: $K_{\text{б}} = 1$, $K_{\text{ман}} = 1$, при $p_{\text{ман}} = 30000$ Па = 150000 Па, одержимо:

$$\begin{aligned} \delta \Pi_{\text{к}} = & \left(\frac{1 \times 30000}{100} + \frac{1 \times 110000}{100} \right) \frac{1}{30000 + 100000} + \\ & + \left(10 + \frac{1 \times 110000}{100} \right) \frac{1}{100000 - 2000} = 0,022. \end{aligned}$$

6.2. Похибка визначення розходу за допомогою звужуючого пристрою на всмоктуванні

Як відомо, витрату повітря через звужуючий пристрій обчислюють за формулою:

$$G = A \sqrt{\rho_{\text{в}} \cdot h_{\text{с}}}, \text{ кг/с.}$$

Відносна похибка, відповідно до правил визначення такої, рівна:

$$\delta G = \delta A + 0,5(\delta \rho_{\text{в}} + \delta h_{\text{с}}).$$

Похибка визначення A залежить від великого числа чинників. Основні з цих чинників перераховані нижче:

- точність визначення геометричних розмірів отвору сопла;
- чистота і точність його виготовлення;
- зміна його розмірів із зміною температури сопла в процесі проведення випробувань і точність обліку впливу цього чинника;

- правильність розташування приймального отвору сопла по відношенню до конструкцій, розташованих поряд з ним, і що спотворює поле швидкостей повітряного потоку перед соплом.

Облік всіх цих чинників вельми складний, а витрати часу на їх визначення в даному випадку вище за межі, виправдані метою роботи. У зв'язку з цим рекомендується приблизно приймати $\delta A = 1,5 \%$, що приблизно відповідає параметрам лабораторних установок.

Похибка визначення густини повітря перед соплом обчислюється за формулою:

$$\delta \rho_v = \frac{K_B B_{\max}}{100B} + \frac{\Delta T_o}{T_o},$$

де K_B – клас точності барометра; B – свідчення барометра; $B_{\max}$ – граничне значення шкали; ΔT_o – абсолютна похибка визначення температури повітря перед соплом; T_o – абсолютна температура повітря перед соплом.

Абсолютна похибка ΔT_o повинна визначатися з урахуванням того, що це похибка середньомасової температури повітря перед соплом. У зв'язку з цим для коректної оцінки ΔT_o слід було б мати цілий ряд точок вимірювання температури T_o в площині перед вхідним перетином сопла. Відповідно до навчальних цілей даної роботи такі вимірювання не проводяться і похибку ΔT_o пропонується прийняти орієнтовно рівної 1 К.

Похибка визначення розрідження на соплі δh_c (або перепаду тиску на розходомірній шайбі $\delta h_{\text{ш}}$) знаходиться з виразу:

$$\delta h_c = \frac{\Delta h_c}{h_c},$$

де Δh_c – абсолютна похибка вимірювання перепаду на водяному п'єзометрі, яким вимірюють розрідження; h_c – зміряний перепад між менісками водяного стовпа в п'єзометрі.

Δh_c може оцінюватися як можлива похибка перепаду між менісками. При акуратному вимірюванні перепаду металевою лінійкою можна прийняти $\Delta h_c = 1$ мм.

Таким чином, похибка визначення розходу повинна обчислюватися за формулою:

$$\delta G = \delta A + 0,5(\delta \rho_v + \delta h_c) = \delta A + 0,5 \left(\frac{K_B B_{\max}}{100B} + \frac{\Delta T_o}{T_o} + \frac{\Delta h_c}{h_c} \right).$$

Наприклад.

При $K_B = 0,5$, $B = 760$ мм рт.ст., $B_{\max} = 1000$ мм рт.ст. $\Delta T_0 = 1,5$ К, $T_0 = 290$ К; $\Delta h_c = 1$ мм; $h_c = 160$ мм, одержимо:

$$\delta G = \delta A + 0,5(\delta p_b + \delta h_c) = 0,015 + 0,5 \left(\frac{0,5 \times 1000}{100 \times 760} + \frac{1,5}{290} + \frac{1}{160} \right) = 0,024.$$

6.3. Похибка визначення розходу (витрати) повітря об'ємним способом

Об'ємна витрата визначається по формулі:

$$Q = \frac{G_{\bar{6}i+1} - G_{\bar{6}}}{\tau_i \rho_0} = \frac{V_{\bar{6}}(p_{\bar{6}i+1} - p_{\bar{6}})}{\tau_i B}.$$

У цій формулі різниця абсолютного тиску в балоні можна замінити різницею відповідного надмірного тиску, оскільки при відніманні барометричний тиск відходить. Тоді:

$$\delta Q = \delta V_{\bar{6}} + \delta(p_{m_{i+1}} - p_m) + \delta \tau_i + \delta B.$$

Або:

$$\begin{aligned} \delta Q &= \frac{\Delta V_{\bar{6}}}{V_{\bar{6}}} + \frac{\Delta p_{m_{i+1}} + \Delta p_m}{p_{m_{i+1}} - p_m} + \frac{\Delta \tau_i}{\tau_i} + \frac{\Delta B}{B} = \\ &= \frac{\Delta V_{\bar{6}}}{V_{\bar{6}}} + \frac{0,01 K_m (p_{m_{i+1}} + p_m)}{p_{m_{i+1}} - p_m} + \frac{\Delta \tau_i}{\tau_i} + 0,01 K_{\bar{6}}. \end{aligned}$$

При використанні цього виразу рекомендується приймати $\Delta V_{\bar{6}} = 1$ л, $\Delta \tau_i = 0,2$ з урахуванням параметрів використовуваного устаткування.

Визначимо для прикладу похибку витрати при наступних початкових даних: $V_{\bar{6}} = 180$ л, $K_m = 2$ і $K_{\bar{6}} = 1$, $p_{m1} = 600000$ Па, $p_{m2} = 700000$ Па, $\tau_i = 150$ с, $B = 100000$ Па, одержимо:

$$\delta Q = \frac{1}{180} + \frac{0,01 \times 2(600000 + 700000)}{100000} + \frac{0,2}{150} + 0,01 \times 1 = 0,276.$$

Слід зазначити, що встановлена в прикладі похибка велика для практичного використання результату. Очевидно, що її можна понизити

збільшенням величини різниці тиску в балоні, якщо інші шляхи підвищення точності (наприклад, зменшення класу приладів) не можна реалізувати.

6.4. Похибка визначення коефіцієнта подачі поршневого компресора

Коефіцієнт подачі обчислюється за формулою:

$$\lambda_{\text{п}} = \frac{Q}{Q_{\text{т}}},$$

де дійсна витрата (розхід) компресора Q визначається за допомогою розходомірного сопла з відносною погрішністю δQ . Теоретична витрата обчислюється на підставі паспортних даних про розміри компресора і про частоту обертання його колінчастого вала на номінальному режимі. Враховуючи можливі похибки використовуваних в цьому випадку початкових параметрів, похибка визначення $Q_{\text{т}}$ рекомендується приймати не більше 0,005. Тоді:

$$\delta\lambda_{\text{п}} = \delta Q + 0,005.$$

6.5. Похибки визначення потужностей компресорів

Похибка визначення потужності приводу для відцентрового компресора при використанні мотор-терезів для визначення потужності:

$$\delta N = \delta(P_{\text{вес}} - P_{\text{ст}}) + \delta l + \delta n + \delta \eta_{\text{ред}}.$$

$$\delta(P_{\text{вес}} - P_{\text{ст}}) = \frac{\Delta P_{\text{вес}} + \Delta P_{\text{ст}}}{P_{\text{вес}} - P_{\text{ст}}}.$$

Для лабораторних важелевих терезів величина $\Delta P_{\text{вес}} + \Delta P_{\text{ст}}$ може бути прийнята рівною двом значенням однієї поділки шкали терезів. Для звичайних важелевих терезів це 20 г. Тоді, наприклад, при $P_{\text{вес}} = 1,2$ кгс і при $P_{\text{ст}} = 0,3$ кгс

$$\delta(P_{\text{вес}} - P_{\text{ст}}) = \frac{0,02}{0,9} = 0,022.$$

Похибка визначення довжини важеля за допомогою звичайної ру-

летки приблизно рівна ціні ділення рулетки, що ділиться на довжину ва-
желя. Якщо $l = 0,7$ м, то:

$$\delta l = \frac{0,001}{0,7} = 0,0014.$$

Похибка визначення частоти обертання повинна встановлюватися з урахуванням класу точності тахометра. Враховуючи особливості вико-
ристовуваної лабораторної бази і нестандартного устаткування, вжива-
ного в даному випадку, можна приблизно прийняти $\delta n = 0,01$.

Похибка оцінки ККД мультиплікатора $\delta \eta_{\text{ред}}$ в даному випадку реко-
мендується приймати рівною 0,01.

У запропонованому прикладі похибка визначення потужності приво-
ду складе:

$$\delta N = 0,022 + 0,0014 + 0,01 + 0,01 = 0,0434.$$

Похибки визначення потужностей приводів поршневого і роторно-лопатевого компресорів обчислювати не рекомендуєть-
ся. Потужності приводів в даних роботах розглядаються як другорядні
параметри в завданнях дослідження. Вони встановлюється за свідчен-
нями технічного електроустаткування, мало придатного для порівняно
точних вимірювань. Головним питанням, яке підлягає з'ясуванню при
розгляді даного параметра, є визначення того, зростає потужність приво-
ду із зростанням тиску наддуву або убуває. Для цього цілком достатня
похибка 0,25, яка практично і забезпечується в даних випадках.

Обчислення похибок визначення внутрішньої потужності компресорів.

Внутрішня потужність компресора визначається по формулі:

$$N_i = GL_i.$$

Відповідно:

$$\delta N_i = \delta G + \delta L_i.$$

У цьому виразі для РЛК:

$$\delta L_i \approx \frac{\Delta T'_k + \Delta T'_{\text{вс}}}{T'_k - T'_{\text{вс}}},$$

а для відцентрового компресора:

$$\delta L_i \approx \frac{\Delta T'_k + \Delta T'_o}{T_k - T_o}.$$

Враховуючи те, що спосіб визначення δG вже відомий, пропонується приклад розрахунку, в якому $\delta G = 0,024$; $\Delta T_{\text{вс}} = \Delta T_{\text{к}} = 0,2 \text{ К}$; $T_{\text{вс}} = 290 \text{ К}$; $T_{\text{к}} = 325 \text{ К}$. В результаті обчислень одержимо:

$$\delta N_i \approx 0,024 + \frac{0,2 + 0,2}{325 - 290} = 0,035.$$

6.6. Обчислення похибки визначення механічного ККД компресора

Механічний ККД компресора обчислюється за формулою:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_i}{N}.$$

Відповідно відносна похибка його визначення:

$$\delta \eta_{\text{м}} = \delta N_i + \delta N.$$

Якщо коректний спосіб визначення другого члена правої частини записаної формули відсутній, похибка механічного ККД компресора визначати не рекомендується. У іншому випадку використовується встановлене значення δN .

6.7. Похибка визначення адіабатного ККД компресорів

Похибка адіабатного ККД відцентрового компресора повинна визначатися на підставі наступного підходу:

$$\delta \eta_{\text{ад}} = \delta T_{\text{o}} + \delta(\Pi_{\text{к}}^{0,286} - 1) + \delta(T_{\text{н}} - T_{\text{o}}),$$

або:

$$\delta \eta_{\text{ад}} = \frac{\Delta T_{\text{o}}}{T_{\text{o}}} + \frac{\Delta(\Pi_{\text{к}}^{0,286} - 1)}{\Pi_{\text{к}}^{0,286} - 1} + \frac{\Delta(T_{\text{н}} - T_{\text{o}})}{T_{\text{н}} - T_{\text{o}}}.$$

Тут похибка визначення ΔT_{o} , відповідно до сказаного вище, приймається $1,0 \text{ К}$. Тоді:

$$\delta T_{\text{o}} = \frac{1,0}{T_{\text{o}}}.$$

Похибка другого члена виразу:

$$\begin{aligned}\delta(\Pi_{\kappa}^{0,286} - 1) &= \frac{\Delta(\Pi_{\kappa}^{0,286} - 1)}{\Pi_{\kappa}^{0,286} - 1} = \frac{\Delta\Pi_{\kappa}^{0,286}}{\Pi_{\kappa}^{0,286} - 1} = \\ &= \frac{\delta\Pi_{\kappa}^{0,286} \Pi_{\kappa}^{0,286}}{\Pi_{\kappa}^{0,286} - 1} = \frac{0,286 \times \delta\Pi_{\kappa} \times \Pi_{\kappa}^{0,286}}{\Pi_{\kappa}^{0,286} - 1}.\end{aligned}$$

Похибка третього члена:

$$\delta(T_{\text{н}} - T_{\text{о}}) = \frac{\Delta T_{\text{н}} + \Delta T_{\text{о}}}{T_{\text{н}} - T_{\text{о}}}.$$

У цьому виразі похибка визначення температури за компресором повинна враховувати параметри вимірювальної апаратури і спосіб вимірювання температури, яка повинна визначатися як середня масова температура повітряного потоку. Коректне визначення цієї похибки займе дуже багато час в масштабах даної роботи. Рекомендується прийняти її приблизно рівної 1,0 К.

Таким чином, з урахуванням прийнятих спрощень, похибка визначення адіабатного ККД можна визначати з виразу:

$$\delta\eta_{\text{ад}} = \frac{1,0}{T_{\text{о}}} + \frac{0,286 \times \delta\Pi_{\kappa}^{0,286} \times \Pi_{\kappa}^{0,286}}{\Pi_{\kappa}^{0,286} - 1} + \frac{2,0}{T_{\text{н}} - T_{\text{о}}}.$$

Похибка визначення адіабатного ККД роторно-лопатевого компресора можна визначати з аналогічного виразу:

$$\delta\eta_{\text{ад}} = \frac{1,0}{T_{\text{вс}}} + \frac{0,286 \times \delta\Pi_{\kappa}^{0,286} \times \Pi_{\kappa}^{0,286}}{\Pi_{\kappa}^{0,286} - 1} + \frac{2,0}{T_{\text{н}} - T_{\text{вс}}}.$$

Наприклад: при $\Pi_{\kappa} = 1,2$; $\delta\Pi_{\kappa} = 0,02$; $T_{\text{вс}} = 290$ К, $T_{\kappa} = 350$ К одержимо:

$$\delta\eta_{\text{ад}} = \frac{1,0}{290} + \frac{0,286 \times 0,02 \times 1,2^{0,286}}{1,2^{0,286} - 1} + \frac{2,0}{350 - 290} = 0,149.$$

6.8. Похибка визначення показника політропи n

Відповідно до формули для визначення n після її перетворень для РЛК можна записати:

$$n = \frac{Ln\Pi_K}{Ln\Pi_K - LnT_K + LnT_{BC}}.$$

Тоді похибка визначення n може бути знайдена таким чином:

$$\begin{aligned} \delta n &= \delta Ln\Pi_K + \delta(Ln\Pi_K - LnT_K + LnT_O) = \frac{\Delta Ln\Pi_K}{Ln\Pi_K} + \\ &+ \frac{\Delta(Ln\Pi_K - LnT_K + LnT_O)}{Ln\Pi_K - LnT_K + LnT_O} = \frac{\Delta Ln\Pi_K}{Ln\Pi_K} + \frac{\Delta Ln\Pi_K + \Delta LnT_K + \Delta LnT_O}{Ln\Pi_K - LnT_K + LnT_O}. \end{aligned}$$

У одержаному виразі величини вигляду ΔLnY можуть бути перетворені по наступній схемі:

$$\Delta LnY = (LnY)' \Delta Y = \frac{\Delta Y}{Y} = \delta Y.$$

З урахуванням такого перетворення одержимо:

$$\delta n = \frac{\delta \Pi_K}{Ln\Pi_K} + \frac{\delta \Pi_K + \delta T_K + \delta T_{BC}}{Ln\Pi_K - LnT_K + LnT_{BC}}.$$

Для відцентрового компресора формула залишається такою ж, але із заміною T_{BC} на T_O .

Наприклад: при $\Pi_K = 1,2$; $\delta \Pi_K = 0,02$; $\Delta T_{BC} = 1,0$ К; $\Delta T_K = 1,0$ К; $T_{BC} = 290$ К; $T_K = 325$ К, одержимо:

$$n = \frac{Ln1,2}{Ln1,2 - Ln325 + Ln290} = 2,66;$$

$$\delta n = \frac{0,02}{Ln1,2} + \frac{0,02 + \frac{1,0}{325} + \frac{1,0}{290}}{Ln1,2 - Ln325 + Ln290} = 0,387.$$

6.9. Похибка визначення величини питомих газодинамічних втрат ΔL_r

Для відцентрового компресора:

$$\Delta L_r = \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n}{n-1} \right) R(T_k - T_o).$$

Відносна похибка цієї величини може бути визначена по виразу:

$$\delta(\Delta L_r) = \frac{\delta n \cdot n \cdot (2n-1)}{(n-1)(2,5n-3,5)} + \frac{\Delta T_k + \Delta T_o}{T_k - T_o}.$$

Якщо в записаній формулі замінити T_o на $T_{вс}$, то одержимо вираз для визначення похибки $\delta(\Delta L_r)$ роторно-лопатевого компресора.

Наприклад: при $\delta n = 0,2$; $n = 2,66$; $\Delta T_o = \Delta T_k = 0,2$ К; $T_o = 290$ К; $T_k = 325$ К одержимо:

$$\delta(\Delta L_r) = \frac{0,2 \cdot 2,66 \cdot (2 \cdot 2,66 - 1)}{(2,66 - 1)(2,5 \cdot 2,66 - 3,5)} + \frac{0,2 + 0,2}{325 - 290} = 0,45;$$

$$\Delta L_r = \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n}{n-1} \right) R(T_k - T_{вс}).$$

ЗМІСТ

1. ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ	3
1.1. Порядок підготовки до робіт	3
1.2. Звітність по лабораторних роботах	4
1.3. Загальні вказівки до виконання графіків	4
1.4. Техніка безпеки	4
2. ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1	6
2.1. Стенд поршневого компресора середнього тиску	6
2.2. Запуск компресора	9
2.3. Обслуговування під час роботи	9
2.4. Зупинка компресора	10
2.5. Випробування компресора 2 ОК-1	10
2.6. Порядок проведення випробувань	11
2.7. Приклад виконання таблиць	13
3. ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2	15
3.1. Стенд приводного відцентрового компресора	15
3.2. Запуск і обслуговування компресора	17
3.3. Випробування відцентрового приводного компресора	17
3.4. Об'єм і порядок виконання дій при проведенні випробувань ...	20
3.5. Приклад побудови графіків при оформленні результатів роботи	20
3.6. Приклад виконання таблиць при випробуванні відцентрового компресора	23
4. ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3	25
4.1. Стенд роторно-лопатевого компресора (РЛК)	25
4.2. Запуск компресора	28
4.3. Обслуговування установки під час роботи	28
4.4. Зупинка компресора	28
4.5. Випробування роторно-лопатевого компресора	28
5. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ КОМПРЕСОРНИХ МАШИН	34
5.1. Визначення тиску повітря	34
5.2. Визначення степенів підвищення тиску в компресорах	34
5.3. Визначення розходу (витрати) повітря	38

5.4. Теоретична продуктивність (розхід) поршневого компресора ...	40
5.5. Визначення коефіцієнта подачі об'ємних компресорів	40
5.6. Визначення повної внутрішньої роботи відцентрового і роторно-лопатевого компресорів	41
5.7. Визначення адіабатного ККД компресорів	42
5.8. Визначення середнього показника політропи стиснення в роторно-лопатевому і відцентровому компресорах	43
5.9. Визначення значення питомої величини газодинамічних втрат в роторно-лопатевому і відцентровому компресорах	44
5.10. Визначення потужності, споживаної компресорами	44
6. ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ	46
6.1. Похибки визначення P_i	46
6.2. Похибка визначення розходу за допомогою звужуючого пристрою на всмоктуванні	49
6.3. Похибка визначення розходу (витрати) повітря об'ємним способом	51
6.4. Похибка визначення коефіцієнта подачі поршневого компресора	52
6.5. Похибки визначення потужностей компресорів	52
6.6. Обчислення похибки визначення механічного ККД компресора	54
6.7. Похибка визначення адіабатного ККД компресорів	54
6.8. Похибка визначення показника політропи n	56
6.9. Похибка визначення величини питомих газодинамічних втрат ΔL_r	57

Навчальне видання

МОШЕНЦЕВ Юрій Леонідович
БОРОЗЕНЕЦЬ Володимир Григорович

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ
ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
ПО КОМПРЕСОРНИМ МАШИНАМ

(українською мовою)

Комп'ютерна верстка *В.Г. Мазанко*
Коректор *М.О. Паненко*

Свідectво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців,
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 18.03.08. Папір офсетний. Формат 60×84/16.
Друк офсетний. Гарнітура "Таймс". Ум. друк. арк. 3,4. Обл.-вид. арк. 3,7.
Тираж 100 прим. Вид. №11. Зам. № 81. Ціна договірна

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування,
54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5