

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет

ТЕОРІЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК І КОМПРЕСОРІВ

Лабораторний практикум
для студентів спеціальності 6.090500
«Газотурбінні установки і компресорні станції»

Київ
Видавництво Національного авіаційного університету
«НАУ-друк»
2009

Укладачі: П. І. Греков, К. І. Капітанчук, І. Ф. Кінашук,
Ф. І. Кірчу, М. І. Шпакович

Рецензенти: С. О. Дмитрієв, П. В. Корольов,
В. М. Дихановський

Затверджено методично-редакційною радою Національного
авіаційного університету (протокол № 2/09 від 12.02. 2009 р.).

Р584

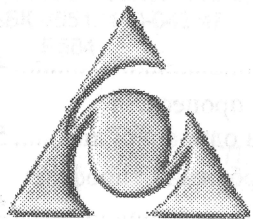
Теорія газотурбінних установок і компресорів : лабораторний практикум / уклад.: П. І. Греков, К. І. Капітанчук, І. Ф. Кінашук [та ін.]. – К. : Вид-во Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк», 2009. – 80 с.

Укладено відповідно до програми навчальної дисципліни «Газотурбінні установки і компресорні станції». Подано описи лабораторних установок, порядок виконання лабораторних робіт та обробки результатів.

Для студентів спеціальності 6.090500 «Газотурбінні установки і компресорні станції».

Зміст

Загальні методичні вказівки	4
Лабораторна робота 1. Дослідження робочого процесу та характеристик ступеня поршневого компресора одинарної дії	5
Лабораторна робота 2. Дослідження процесу обтікання профілів лопаток компресорів	15
Лабораторна робота 3. Побудова характеристик ступеня відцентрового компресора	27
Лабораторна робота 4. Дослідження руху повітря в міжлопатних каналах компресорних та турбінних решіток профілів	34
Лабораторна робота 5. Дослідження робочого процесу камери згоряння	40
Лабораторна робота 6. Дослідження робочого процесу ТРДД	51
Лабораторна робота 7. Дослідження процесу запуску газотурбінного двигуна	58
Лабораторна робота 8. Дослідження дросельної характеристики ТРДД	64
Лабораторна робота 9. Дослідження характеристики надзвукового струминного апарата інжекторного типу	72
Список літератури	79



ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Дані лабораторні роботи присвячені експериментальному дослідженню робочого процесу і характеристиці компресорів та газотурбінних двигунів (ГТД). У результаті виконання цих робіт студенти одержують навички з вимірювання параметрів робочого процесу компресорів та ГТД, обробки результатів вимірювань, аналізу результатів досліджень.

Установки, на яких проводиться дослідження робочого процесу ГТД, складаються з об'єктів дослідження, систем вимірювання параметрів і систем керування установками.

Температура і тиск робочого тіла, а також частоти обертання роторів визначаються шляхом прямих вимірювань. Системи вимірювання складаються зі встановлених на об'єктах дослідження датчиків і встановлених на пульті керування вимірювальних приладів, з'єднаних між собою лініями передачі сигналів.

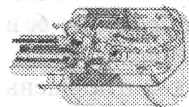
Витрати робочого тіла вимірюють опосередковано за вимірною середньою швидкістю або перепадом тиску на дросельному приладі. У такий же спосіб вимірюються витрати палива – за вимірним часом відпрацювання контрольного об'єму палива.

Вимірювання сили тяги здійснюється за допомогою спеціального пристрою, який попередньо тарується при непрацюючій установці.

Групування приладів, які застосовуються для вимірювання, виконано в різних системах. У зв'язку з цим у таблицях вимірювання наведено формули для перерахунку всіх вимірних величин у систему СІ.

Оформлювати роботу необхідно відповідно до рекомендацій, наведених у кінці кожної роботи.

Лабораторна робота 1



ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА ОДИНАРНОЇ ДІЇ



Мета роботи

1. Ознайомлення з установкою та методикою дослідження робочого процесу і характеристик ступеня поршневого компресора.
2. Побудова дійсної індикаторної діаграми ступеня поршневого компресора (ПК) одинарної дії.
3. Визначення залежності коефіцієнта подачі λ від частоти обертання колінчатого вала компресора.
4. Побудова характеристики компресора та мережі, на яку він працює.
5. Аналіз одержаних результатів та висновки.



Теоретичні відомості

Поршнєві компресори широко застосовуються в різних галузях техніки, зокрема в газотранспортній системі (на підземних сховищах газу, автомобільних газонаповнювальних та лінійних компресорних станціях). У зв'язку з тим, що ступінь підвищення тиску ступеня $\pi_{ск} = p_k / p_n$, де p_k, p_n – тиск газу після і перед стисненням обмежено величиною 5–7 (оскільки температура газу після стиснення перевищує 150–160°C, тому масло, яке змащує деталі ступеня, втрачає свої властивості), за необхідності більших ступенів підвищення тиску застосовують багатоступеневі компресори. Ступінь підвищення тиску багатоступеневого компресора $\pi_k = \pi_{ск1} \cdot \pi_{ск2} \cdot \dots \cdot \pi_{скz}$. За величиною тиску газу після стиснення p_k багатоступеневого поршнєві компресори поділяються на компресори низького ($p_k < 0,8\text{--}1,0$ МПа), середнього (1,0–8 МПа), високого (18–100 МПа) та надвисокого ($p_k > 100$ МПа) тисків. Багатоступеневі компресори бувають двох конструктивних схем: з диференціальними поршнями, які мають декілька ступенів стиснення в одному циліндрі, та зі ступенями стиснення в окремих циліндрах. Ступені компресора поділяються на ступені одинарної та подвійної дії. Ступінь ПК одинарної дії складається з циліндра 1,

кривошипно-шатунного механізму 2, який перетворює обертальний рух вала на поступальний рух поршня 3, та клапанної коробки 6, в якій розташовано впускний 4 та випускний 5 клапани (рис. 1).

Робочий процес ступеня ПК починається тоді, коли поршень починає рухатись із крайнього лівого положення праворуч (рис. 1, точка 3). У цей час обидва клапани закриті, тому починається розширення газу об'ємом V_m (об'єм мертвого простору), який залишився в циліндрі з попереднього циклу. Процес розширення закінчується в точці 4, коли тиск досягає значення p_n , при якому відкривається впускний клапан 4. Після цього починається процес усмоктування 4–1, під час якого нова порція газу об'ємом $V_{вс}$ надходить у циліндр. Процес закінчується тоді, коли поршень знаходиться у крайньому правому положенні. Під час руху поршня ліворуч спочатку здійснюється процес стиснення 1–2, а потім, коли тиск досягає значення p_k , процес виштовхування 2–3. Клапани 4 та 5 відкриваються силами тиску газу, а закриваються пружинами.

Сукупність перерахованих процесів називається теоретичною індикаторною діаграмою ступеня ПК. Вона складається з ізобар 1–4 і 2–3 та політроп розширення 3–4 (показник політропи $n_p = 1,1$ –1,2) і стиснення (показник політропи $n_c = 1,3$ –1,35).

Відстань між двома крайніми положеннями поршня називають ходом поршня S , а об'єм між цими положеннями – робочим об'ємом V_p . Очевидно, що $V_p = 0,25 \pi S D^2$, де D – діаметр поршня. Повний об'єм $V_\Sigma = V_p + V_m$. Оскільки $V_\Sigma = V_{роз} + V_{вс}$, а $V_p = V_c + V_{под}$, де $V_{роз}$, $V_{вс}$, V_c , $V_{под}$ – відповідно об'єми розширення, всмоктування, стиснення та подачі, то $V_{роз} + V_{вс} = V_c + V_{под} + V_m$.

Дійсні процеси, що проходять у ступені ПК, відрізняються від теоретичних. Дійсну індикаторну діаграму (рис. 2), яка відображає сукупність дійсних процесів, одержують експериментально за допомогою приладу, який називається індикатором.

У зв'язку з тим, що впускний клапан відкривається не миттєво, а з деяким запізненням, що обумовлено силами інерції, які виникають унаслідок прилипання клапана до його сидла, процес усмоктування буде проходити не при постійному тиску. Тиск у циліндрі стає нижчим за тиск газу, який всмоктується p_n (точка 1), а потім швидко зростає (точка 2) і продовжує повільніше зростати впродовж усього процесу всмоктування, але залишається меншим за тиск p_n . Це обумовлено гідравлічним опором впускної системи. Тими ж причинами пояснюється і протікання процесу

виштовхування. На початку процесу тиск у циліндрі більший за тиск p_k (точка 3), потім різко зменшується (точка 4), і тільки в кінці процесу досягає значення p_k .

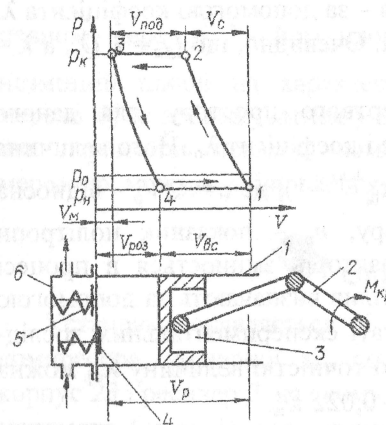


Рис. 1

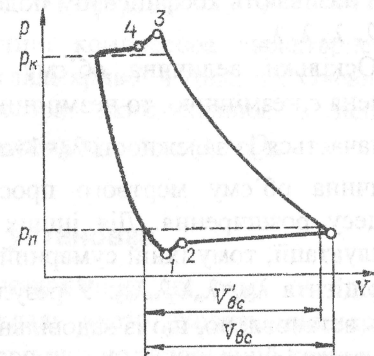


Рис. 2

У теоретичній індикаторній діаграмі процеси розширення і стиснення розглядалися як політропічні процеси з постійними показниками n_p та n_c . За рахунок зміни теплоємності газу, обумовленої підведенням та відведенням тепла, в дійсних процесах розширення та стиснення ці показники змінюються, тому дійсні процеси значно відрізняються від теоретичних.

Окрім названого ступеня підвищення тиску у ступені $\pi_{ск}$, його робочий процес характеризують дійсною продуктивністю Q_d , витраченою на стиснення питомою роботою, яка може вимірюватися в об'ємних L_o (Дж/м³) або масових L_m (Дж/кг) одиницях, індикаторною потужністю $N_{ин}$, витраченою на стиснення, індикаторним ізоермічним $\eta_{из}$, індикаторним адіабатичним $\eta_{ис}$, ізоермічним η_i , адіабатичним η_s та механічним η_m коефіцієнтами корисної дії.

Внаслідок дії низки факторів дійсна продуктивність Q_d менша за теоретичну Q_t , яка визначається із залежності $Q_t = n V_p$, де n – частота обертання, V_p – робочий об'єм усіх циліндрів. До таких факторів належать: наявність об'єму мертвого простору, витікання частини стиснутого газу через нещільності між поверхнями поршня і циліндра, зменшення тиску в процесі всмоктування через

наявність гідравлічного опору, підігрівання газу при всмоктуванні, наявність у складі газу водяної пари. Вплив кожного із зазначених факторів вираховують за допомогою відповідних коефіцієнтів λ_o , $\lambda_{вс}$, λ_d , λ_i , $\lambda_{вл}$, а їхній загальний вплив – за допомогою коефіцієнта λ , який називають коефіцієнтом подачі. Очевидно, що $Q_d = \lambda Q_t$, а $\lambda = \lambda_o \lambda_{вс} \lambda_d \lambda_i \lambda_{вл}$.

Оскільки величина об'єму мертвого простору для даного ступеня є незмінною, то незмінним є і коефіцієнт λ_o . Його величина визначається із залежності $\lambda_o = 1 - a(\pi_{не}^{1/n_s} - 1)$, де $a = V_M/V_p$ – відносна величина об'єму мертвого простору, n_p – показник політропи процесу розширення. Дія інших факторів змінюється в процесі експлуатації, тому їхній сумарний вплив визначають за допомогою коефіцієнта $\lambda_{еф} = \lambda_{вс} \lambda_d \lambda_i \lambda_{вл}$. У результаті експериментальних досліджень встановлено, що із задовільною точністю величину $\lambda_{еф}$ можна визначити із залежності: $\lambda_{еф} = 1,022 - 0,022 \pi_{ск}$.

У процесі експлуатації компресорів виникає потреба знати залежність між параметрами компресора $\pi_{кк}$, Q_d та n . Такі залежності називають експлуатаційними характеристиками. Із залежності $Q_d = n \lambda_{еф} V_p [1 - a(\pi_{не}^{1/n_s} - 1)]$ очевидно, що Q_d збільшується зі зменшенням $\pi_{ск}$. Причиною цього є збільшення об'єму всмоктування з $V'_{вс}$ до $V_{вс}$ зі зменшенням тиску з p'_k до p_k (рис. 3). Загальний вигляд характеристики компресора показано на рис. 4, де криві 1, 2, 3 відповідають частотам обертання n_1 , n_2 , n_3 .

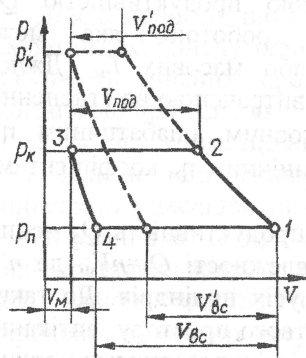


Рис. 3

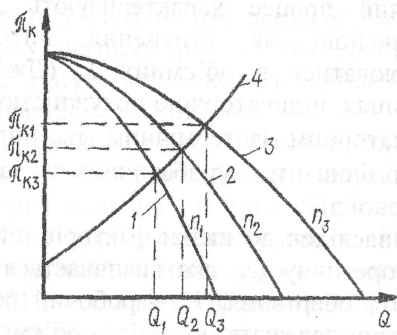


Рис. 4

Газ, який стискується у компресорі, надходить до мережі, з якою він з'єднаний. Оскільки витрати газу через мережу визначаються із залежності $Q_m = cF$, де c – швидкість газу в певному перерізі, F – його площа, а $c = \sqrt{c_p T_k (1 - 1/\pi_k^{(\kappa-1)/\kappa})}$, при незмінній площі на характеристиці компресора характеристика мережі буде зображуватися у вигляді кривої 4 (рис. 4). Очевидно, що параметри певного компресора, який працює з певною мережею, можуть змінюватися в межах $\pi_{к1} - \pi_{к3}$, $Q_1 - Q_3$.



Опис установки

Установка складається зі встановлених на рамі 24 ступеня компресора одинарної дії, до складу якого входять циліндр 13, корпус 23 і ресивер 2, на якому встановлено запобіжний клапан 3 та манометр 4 (рис. 5), а також систем, які забезпечують її роботу.

Обертання колінчатого вала ступеня здійснюється за допомогою встановленого в середині рами 24 електричного двигуна постійного струму 25 та блока силового живлення 27. Напруга, яку виробляє блок, регулюється за допомогою рукоятки 28. Крутний момент від шківів електродвигуна 29 до шківів ступеня компресора 31 передається клиноподібним ремнем 30. До колінчатого вала приєднано встановлений на кронштейні 22 датчик частоти обертання 21, сигнал від якого передається до показника частоти обертання 18. Запуск та зупинка електродвигуна здійснюється за допомогою вимикача 26. Зміна частоти обертання електродвигуна здійснюється поворотом рукоятки 28.

Для побудови індикаторної діаграми необхідно вимірювати тиск у циліндрі та положення поршня. Для цього у кришці циліндра зроблено отвір, з яким з'єднано регульований випускний клапан 11 та датчик тиску 16, за допомогою якого одержується електричний сигнал, пропорційний величині тиску. У зв'язку з тим, що процес зміни тиску відбувається швидко, сигнал від датчика 16 подається до комп'ютера 15, який здійснює періодичну (з частотою 30 разів на секунду) реєстрацію сигналів від датчика і запам'ятовує їх.

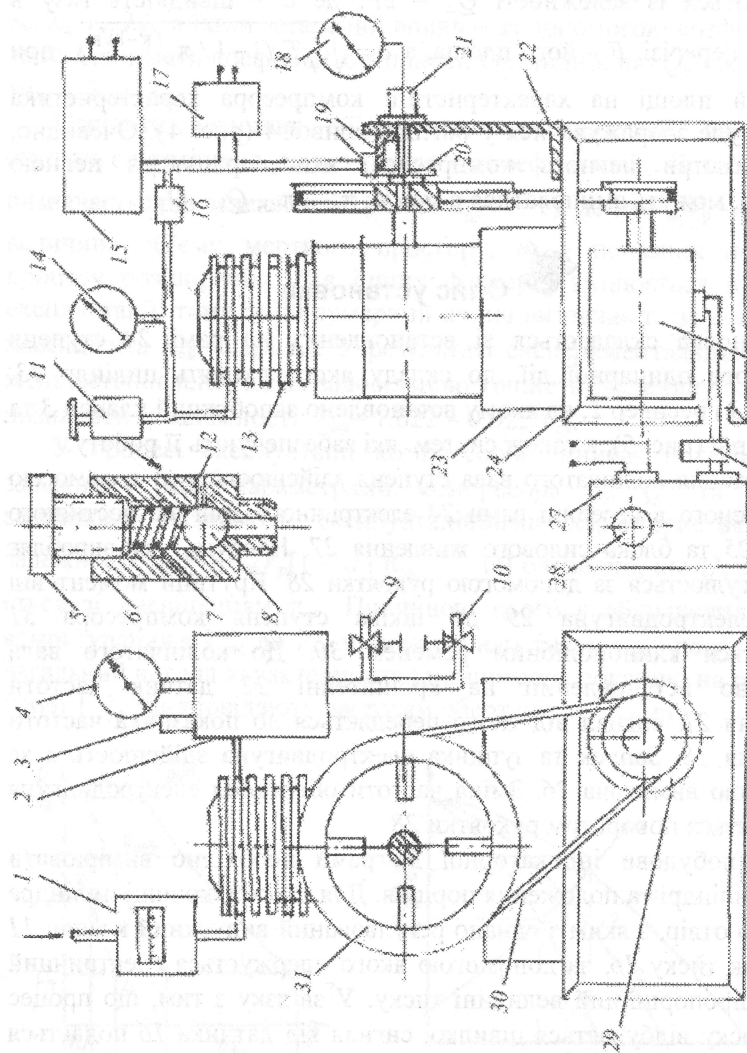


Рис. 5

Реєстрація положення поршня в момент вимірювання тиску здійснюється так. На валику, який з'єднує колінчатий вал ступеня з датчиком частоти обертання, перпендикулярно до його осі закріплено стрижень 20, який займає вертикальне положення тоді, коли поршень знаходиться у верхній або нижній мертвих точках. На кронштейні 22 встановлено контактор 19, контакти якого з'єднано з датчиком тиску та вимірювальним блоком живлення 15. Контакти контактора розмикаються за допомогою стрижня 20, тобто в той момент, коли поршень знаходиться у крайніх положеннях. У результаті цього сигнали на комп'ютер подаватися не будуть.

Повний плинний об'єм циліндра V_{Σ} під час руху поршня від ВМТ до НМТ і в зворотньому напрямку визначається за формулою $V_{\Sigma} = V_m + V_{pi} = V_p(a + \bar{S})$, де V_m – об'єм мертвого простору, V_{pi} , V_p – плинний і повний робочі об'єми, $a = V_m/V_p$ – відносний об'єм мертвого простору, $\bar{S} = S_i/S$, S_i , S – плинний і повний ходи поршня. Величина $\bar{S}$ залежить від кута повороту колінчатого вала ϕ і знаходиться за формулою: $\bar{S} = 0,5(1 + 1/\lambda - \cos\phi - \sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2\phi})$, де $\lambda = r/l$, r – радіус кривошипа, l – довжина шатуна.

Для компресора, робочий процес якого досліджується, $V_p = 407 \text{ см}^3$, $\lambda = 0,35$, $a = 0,0127$. На рис. 6 показано залежність $\bar{S}$ від ϕ за умови $\lambda = 0,35$.

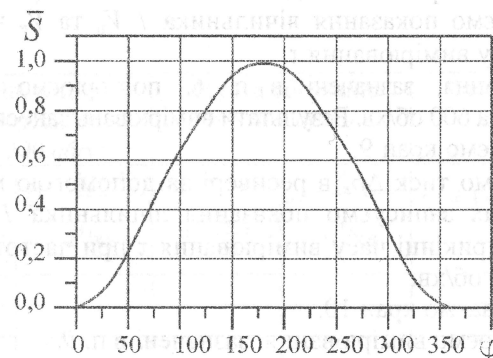


Рис. 6

Для побудови характеристики компресора необхідно змінювати ступінь підвищення тиску в ступені. Це здійснюється за допомогою регульованого випускного клапана 11. Клапан (див. рис. 5) складається з корпуса 6, у центральному отворі якого встановлено кульку 8 та пружину 7. Силу, яка діє на кульку, можна змінювати загвинчуванням або вигвинчуванням болта 5. Відповідно буде змінюватись і тиск, при якому відкривається кульковий клапан. Під час відкривання клапана повітря із циліндра виходить у ресивер через отвір 12. Об'ємна продуктивність ступеня компресора вимірюється лічильником 1.

Одночасно з побудовою характеристик компресора будують характеристики мережі. Мережа імітується за допомогою кранів 9 і 10, відкривання яких змінює витрати газу із ресивера. Тиск у ресивері контролюється за допомогою манометра 4.



Порядок виконання роботи

1. Записуємо тиск p_n (мм рт. ст.) атмосферного повітря.
2. Вмикаємо комп'ютер 15, силовий 27 та вимірювальний 17 блоки живлення.
3. За допомогою рукоятки 28 встановлюємо частоту обертання колінчатого вала ступеня в 60 об/хв.
4. Записуємо і роздруковуємо зміну тиску в циліндрі ступеня.
5. Встановлюємо частоту обертання колінчатого вала $n=200$ об/хв.
6. Шляхом повороту головки болта 5 регульованого випускного клапана 11 встановлюємо у циліндрі ступеня $\Delta p_n - 4, 3, 2$, та 1 кг/см^2 , які вимірюємо за допомогою манометра 4, і при цих тисках записуємо показання лічильника 1 V_n та V_k на початку та наприкінці часу вимірювання τ .
7. Вимірювання, зазначені в п. 6, повторюємо при частотах обертання 400 та 600 об/хв. Результати вимірювань заносимо в табл. 1.
8. Відкриваємо кран 9.
9. Вимірюємо тиск Δp_k в ресивері за допомогою манометра 4 і при цих тисках записуємо показання лічильника 1 V_n та V_k на початку та наприкінці часу вимірювання τ при частотах обертання 200, 400 та 600 об/хв.
10. Відкриваємо кран 10.
11. Здійснюємо вимірювання, зазначені в п. 9.
12. Вимикаємо компресор.
13. Результати проведених вимірювань заносимо в табл. 2.

Таблиця 1

Тиск	Частота обертання $n = 200 \text{ об/хв}$			Частота обертання $n = 400 \text{ об/хв}$			Частота обертання $n = 600 \text{ об/хв}$		
Δp_n , $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	V_n , м^3	V_k , м^3	τ , хв	V_n , м^3	V_k , м^3	τ , хв	V_n , м^3	V_k , м^3	τ , хв
4									
3									
2									
1									

Таблиця 2

	Мережа 1 (відкритий кран 9)			Мережа 2 (відкриті крани 9 і 10)		
Частота обертання n , об/хв	200	400	600	200	400	600
Показання лічильника V_n , м^3						
Показання лічильника V_k , м^3						
Час τ , хв						



Обробка та оформлення результатів вимірювання

Обробку результатів вимірювання для побудови характеристики ступеня та мережі здійснюємо за формулами, наведеними в табл. 3 і 4.

Таблиця 3

Тиск	Частота обертання $n = 200 \text{ об/хв}$		Частота обертання $n = 400 \text{ об/хв}$		Частота обертання $n = 600 \text{ об/хв}$	
p_n , $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	$\pi_{\text{ск}} = 1 + \frac{\Delta p_n}{p}$	$Q_n = \frac{V_k - V_n}{\tau}$, $\text{м}^3/\text{хв}$	$\pi_{\text{ск}} = 1 + \frac{\Delta p_n}{p}$	$Q_n = \frac{V_k - V_n}{\tau}$, $\text{м}^3/\text{хв}$	$\pi_{\text{ск}} = 1 + \frac{\Delta p_n}{p_n}$	$Q_n = \frac{V_k - V_n}{\tau}$, $\text{м}^3/\text{хв}$
4						
3						
2						
1						

Таблиця 4

	Мережа 1 (відкритий кран 9)			Мережа 2 (відкриті крани 9 і 10)		
	200	400	600	200	400	600
Частота обертання $n, \text{об/хв}$						
$\pi_{\text{не}} = 1 + \Delta p_o / p_n$						
$Q_d = (V_k - V_n) / \tau, \text{м}^3/\text{хв}$						
$\lambda = 10^{-6} Q_d / (407n)$						

Для побудови індикаторної діаграми підраховуємо кількість вимірювань тиску $z_{\text{вн}}$ між верхньою і нижньою мертвими точками та кількість вимірювань тиску $z_{\text{нв}}$ між нижньою і верхньою мертвими точками. Потім обчислюємо кути повороту колінчатого вала між сусідніми точками вимірювань:

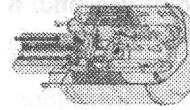
$\varphi_{\text{вн}} = 180/z_{\text{вн}}$; $\varphi_{\text{нв}} = 180/z_{\text{нв}}$ і тиск $p_i = p_n + a_i k$, де a_i – умовна числова величина тиску, визначена за роздруківкою, k – коефіцієнт для переведення умовної величини тиску в абсолютний тиск. Обробку результатів вимірювання та побудову індикаторної діаграми оформляємо у вигляді табл. 5. Величину $V_{\Sigma i}$ знаходимо за формулою $V_{\Sigma i} = V_p(a + \bar{S})$.

Таблиця 5

Рух поршня від ВМТ до НМТ					Рух поршня від НМТ до ВМТ				
Точка вимірювань z_i	$\varphi_i = \varphi_{\text{вн}} z_{\text{вн}}$	$\bar{S}$	$p_b, \text{кг/см}^2$	$V_{\Sigma i}, \text{см}^3$	Точка вимірювань z_i	$\varphi_i = \varphi_{\text{нв}} z_{\text{нв}}$	$\bar{S}$	$p_b, \text{кг/см}^2$	$V_{\Sigma i}, \text{см}^3$
0	0	0 (ВМТ)				180 (ВМТ)			
1									
2									
....									
$z_{\text{вн}+1}$					$z_{\text{нв}-1}$				
$z_{\text{вн}}$	180				$z_{\text{нв}}$	0 (НМТ)			

Звіт з цієї роботи повинен містити:

- назву та мету роботи;
- схему установки (див. рис. 5);
- заповнені табл. 1–5;
- характеристику ступеня в координатах $\pi_{\text{ск}} - Q_d$ при частотах обертання 200, 400, 600 об/хв;
- зображену на характеристиці компресора характеристику мереж 1 та 2;
- залежність коефіцієнта подачі λ від частоти обертання для мережі 1 та 2;
- дійсну індикаторну діаграму в координатах $p - V$;
- аналіз результатів вимірювань та висновки.



Лабораторна робота 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ОБТІКАННЯ ПРОФІЛІВ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРІВ



Мета роботи

1. Ознайомлення з установкою та методикою дослідження процесу обтікання профілів лопаток компресорів.
2. Визначення розподілу тиску по профілю лопатки та вплив на нього кута атаки.
3. Визначення впливу кута атаки на коефіцієнт підйомної сили профілю.
4. Визначення впливу кута атаки на коефіцієнт втрат корисної енергії в решітці профілів.
5. Аналіз одержаних результатів та висновки.



Теоретичні відомості

Перетворення енергії в ступенях компресорів здійснюється в процесі обтікання лопаток робочих коліс та напрямних апаратів. Лопатки являють собою аеродинамічні профілі, встановлені під різними кутами по висоті лопатки.

При побудові профілів компресорних лопаток використовують симетричні аеродинамічні профілі (рис. 7, а). Після визначення хорди b

лопатки, кута згинання профілю θ та розташування точки максимальної вигнутості профілю $\bar{x} = x/b$, кутів напрямку дотичних до середньої лінії профілю $\beta_{1л}$ на вході у профіль та $\beta_{2л}$ на виході із профілю, які називають кутами встановлення профілю, будують середню лінію (рис. 7, б). Відклавши координати симетричного профілю від середньої лінії, одержують профіль лопатки.

Під час обтікання аеродинамічного профілю потоком газу на його поверхні виникає перерозподіл швидкостей, завдяки чому на опуклій поверхні профілю швидкість збільшується порівняно зі швидкістю на вході c_0 , а на увігнутій – зменшується. Оскільки тиск загальмованого потоку залишається незмінним, то статичний тиск на опуклій поверхні буде меншим, ніж на увігнутій поверхні.

Завдяки цьому від газу на профіль буде діяти аеродинамічна сила P , направлена від увігнутої до опуклої поверхонь. На рис. 8 показано зміну відносних величин $\bar{c} = c/c_0$ та $\bar{p} = p/p_0$ на поверхнях профілю.

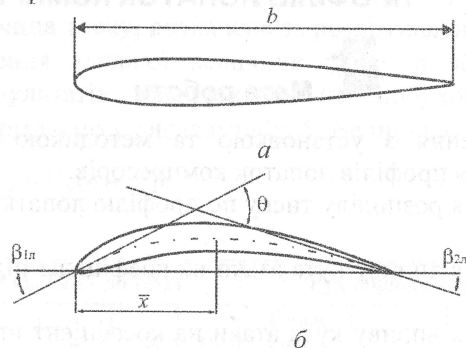


Рис. 7

Аеродинамічну силу P можна представити у вигляді двох складових: підйомної P_y , спрямованої перпендикулярно до напрямку швидкості, та сили опору P_x , спрямованої в напрямку обтікання. Сили P_y і P_x визначають із залежностей: $P_y = 0,5c_y \rho F c^2$, $P_x = 0,5c_x \rho F c^2$, де c_y , c_x – коефіцієнти підйомної сили та опору, які визначаються за допомогою експериментів, ρ – густина газу, F – площа профілю в напрямку дії сил P_y і P_x .

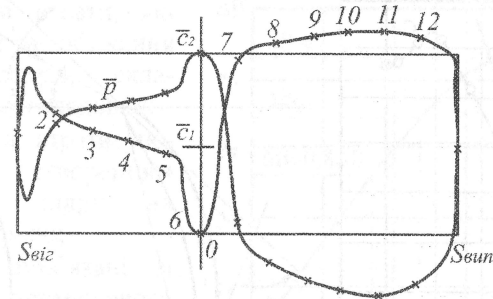


Рис. 8

Кут між напрямком швидкості і встановлювальним кутом на виході $\beta_{1л}$ називають кутом атаки i . З його зміною буде змінюватися розподіл швидкості та тиску на поверхнях лопатки, а отже, і величина сили P , її складові P_y і P_x та коефіцієнти c_y і c_x . На рис. 9 зображено графіки залежностей c_y і c_x від кута атаки. За умови $i=0$ c_y і c_x досягають певних значень. Коли величина i збільшується у додатньому напрямку, обидва коефіцієнти зростають за законом, близьким до лінійного. За умови $i=i_{кр}$ коефіцієнт c_y досягає максимального значення і починає зменшуватись, а c_x – інтенсивно збільшуватися (на рис. 9 $i_{кр}=10^\circ$). Це пояснюється відривом примежового шару на опуклій поверхні лопатки. При $i<0$ коефіцієнти c_y і c_x зменшуються. Коли кут i досягає значення $i_{2кр}$, c_y і підйомна сила P дорівнюють нулю. При $i>i_{2кр}$ величина c_x починає інтенсивно збільшуватися через відрив примежового шару від опуклої поверхні лопатки.

У турбомашинах аеродинамічні профілі застосовують у вигляді решіток профілів. Решітка – це набір профілів, розташованих на відстані t , яку називають кроком решітки, а відношення b/t – густотою (b – хорда лопатки) (рис. 10). Якщо швидкість на вході направлена під кутом β_1 , а на виході під кутом β_2 до дотичних до середньої лінії, то кут $i = \beta_1 - \beta_{1л}$ є кутом атаки, а кут $\delta = \beta_2 - \beta_{2л}$ є кутом відставання потоку. Оскільки для відносно густих решіток компресорів при дозвукових швидкостях кут β_2 мало залежить від кута β_1 , то як аеродинамічну характеристику решітки, замість c_y для окремого профілю, використовують кут повороту потоку $\Delta\beta$.

Очевидно, що $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = \beta_{2л} + \delta - \beta_{1л} + i = \theta - \delta + i$.

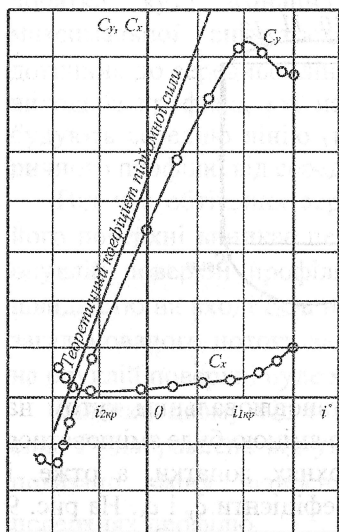


Рис. 9

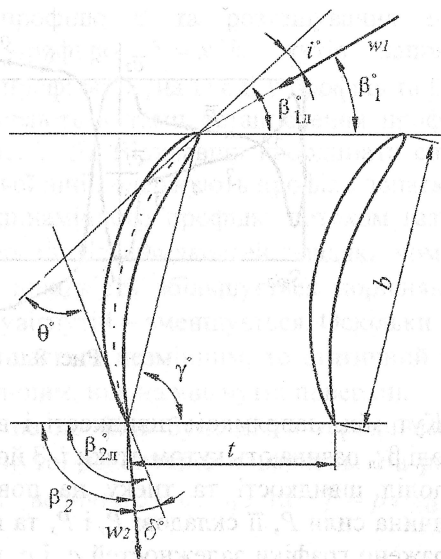


Рис. 10

При зазначених умовах кут δ не перевищує $4-6^\circ$ і визначається за емпіричною формулою:

$$\delta = \theta \sqrt{t/b} (0,18 - 0,92\bar{x} - 0,002\beta_2),$$

де $\bar{x} = x/b$ – координата максимального прогинання профілю.

Вибір величини $\Delta\beta$ як енергетичної характеристики решітки профілів пов'язаний з тим, що величина закручування потоку у решітці Δw_u , якій пропорційна величина роботи, визначається із залежності $\Delta w_u = c_a(ctg\beta_1 - ctg\beta_2)$, де c_a – осьова складова швидкості. У свою чергу $\Delta w_u = c_y c_a (b/t) / (2 \sin \beta_m)$, де β_m – середній кут повороту потоку у решітці. Тому залежність $\Delta\beta$ від i , як і залежність c_y для окремого профілю i , пояснюється аналогічно (рис. 11). Досліджуючи решітки профілів, замість коефіцієнта опору c_x використовують коефіцієнт гідравлічних витрат ξ_r , який пропорційний роботі, витраченій на переборення тертя L_r ($\xi_r = 2L_r / c^2$), і коефіцієнту c_x ($c_x = 2L_r \sin \beta_m / [(b/t)w_m^2]$). У зв'язку з цим залежність ξ_r від i така ж, як і c_x від i (див. рис. 9).

Гідравлічні втрати, які виникають під час обтікання решітки профілів, складаються з трьох складових:

- профільні втрати, пов'язані зі створенням примежового шару на поверхні профілю;
- втрати, пов'язані зі створенням примежового шару на поверхнях, які обмежують канал решітки по висоті;
- вторинні втрати, пов'язані з виникненням поперечних перетікань повітря в примежовому шарі.

Мінімальна робота, витрачена на перероблення тертя, і коефіцієнт ξ_r , досягаються при куті атаки i_r ,

$\min < 0$. Це пов'язано з тим, що в такому режимі витрати йдуть тільки на перероблення тертя в примежовому шарі профілю та створення вихорів за задньою кромкою лопатки. При $i=0$ ξ_r незначно збільшується порівняно з $\xi_{r \min}$. При подальшому збільшенні кутів атаки як у бік додатних, так і в бік від'ємних значень, величина ξ_r починає зростати в результаті виникнення відриву потоку від поверхні профілю. Інтенсивність збільшення ξ_r при $i>0$ значно більша, ніж при $i<0$. Це пояснюється тим, що при $i>0$ зрив виникає на опуклій поверхні лопатки і внаслідок дифузорності міжлопаткового каналу охоплює більшу величину профілю. При $i<0$ зрив виникає на увігнутій поверхні лопатки і через дію інерційних сил розповсюджується на меншу величину поверхні профілю.

При малих швидкостях потоку ($c<50$ м/с) можна вважати

$$\rho = \text{const}, \quad \text{тому } L_r = \int_{p_1}^{p_2} dL_r = \int_{p_1}^{p_2} v dp = (p_1^* - p_2^*) / \rho_1 = \xi_r c^2 / 2, \quad \text{звідки}$$

$$\xi_r = (p_1^* - p_2^*) / (0,5 \rho_1 c_1^2). \quad \text{Отже, для визначення коефіцієнта гідравлічних витрат необхідно визначити втрати тиску загальмованого}$$

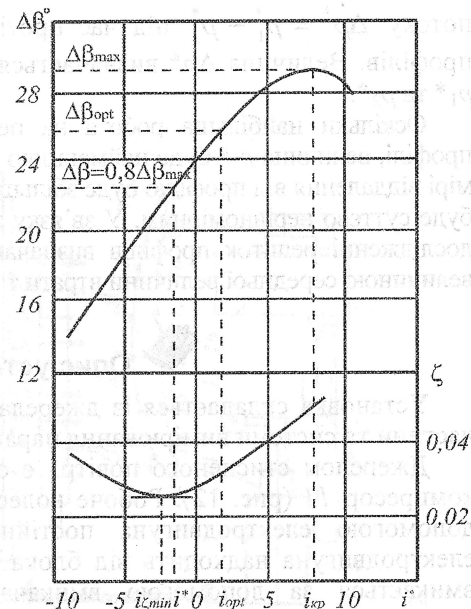


Рис. 11

поток $\Delta p^* = p_1^* - p_2^*$ під час протікання повітря через решітку профілів. Величина Δp^* визначається шляхом вимірювання тисків p_1^* та p_2^* .

Оскільки найбільша робота на перероблення тертя виникає на профілі, величина p_2^* буде найменшою безпосередньо за профілем і по мірі віддалення від профілю буде збільшуватися. Тому тиск за профілем буде суттєво нерівномірним. У зв'язку з цим при експериментальному дослідженні решіток профілів визначають середню величину $\xi_{\text{ср}}$ за величиною середньої величини втрати тиску $\Delta p^*_{\text{ср}}$.



Опис установки

Установка складається із джерела стисненого повітря, робочої частини та системи вимірювання параметрів.

Джерелом стисненого повітря є одноступеневий відцентровий компресор 11 (рис. 12). Робоче колесо компресора обертається за допомогою електродвигуна постійного струму 12. Струм до електродвигуна надходить від блока живлення 16. Електродвигун вмикається за допомогою вмикача 13. Регулюючи величину напруги на виході з блока живлення 16, можна змінювати частоту обертання робочого колеса і контролювати її величину за допомогою системи, яка складається з датчика 14 та показчика 15.

Робоча частина установки має прямокутну форму розміром 100x46 мм і складається з нижньої половини 17 з непрозорими стінками та верхньої половини 22 термopару 20 та датчик тиску загальмованого потоку 21.

У середині верхньої половини робочої частини встановлено дренаований аеродинамічний профіль 23 та решітку профілів 29 з кутом згину 35°. Профіль та решітка можуть обертатися навколо своїх осей, що дозволяє змінювати кути атаки, оскільки напрямок руху повітря залишається незмінним.

Положення дренаованого профілю та решітки профілів відносно осі робочої частини контролюють за допомогою прикріплених до їхніх осей обертання стрілок 25 і 29 та шкал 27 і 28, нанесених на передній прозорій стінці. Перед решіткою встановлено датчик тиску загальмованого потоку 26. У місці встановлення датчика у стінці є отвір для вимірювання статичного тиску. Компресор прикріплено знизу до нижньої половини. У середину робочої частини повітря надходить через прямокутний отвір 18. Всередині нижньої половини встановлено дросельну заслінку 19.

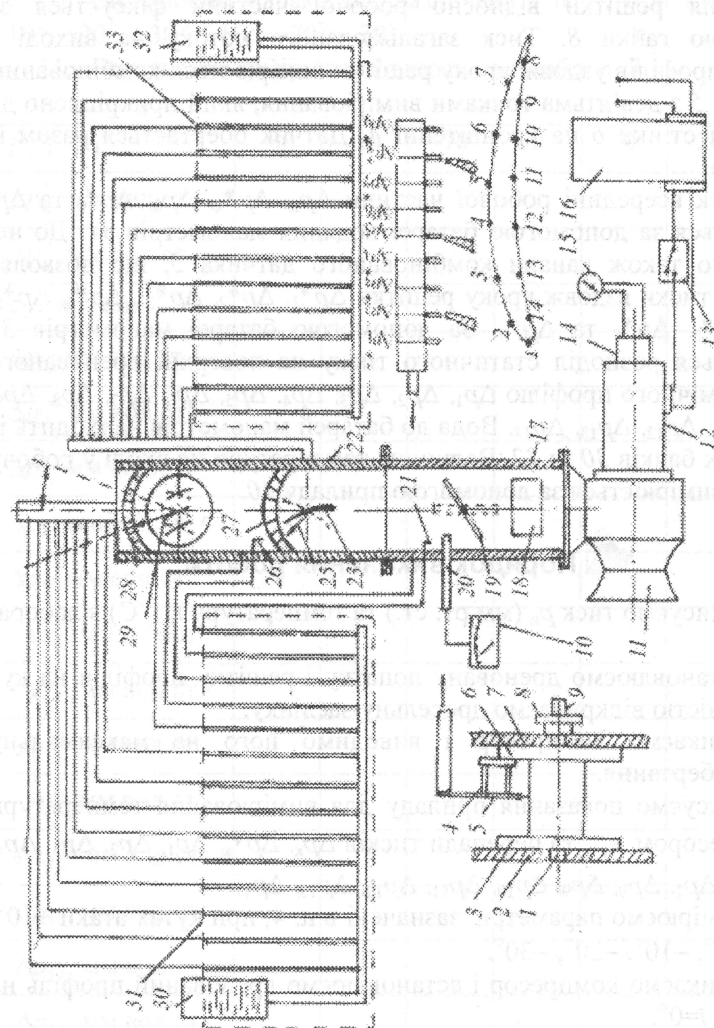


Рис. 12

Лопатки решітки профілів 29 прикріплено до передньої 7 та задньої 2 прозорих стінок. До стінок прикріплені циліндричні опори – задня 1 та передня 9. Опори встановлено у відповідні отвори задньої 2 та передньої 7 стінок верхньої половини робочої частини. Положення решітки відносно робочої частини фіксується за допомогою гайки 8. Тиск загальмованого потоку на виході з решітки профілів уздовж кроку решітки вимірюється комбінованим датчиком 5 з дев'ятьма точками вимірювання, який прикріплено до передньої стінки 6 на кронштейні 4. Датчик обертається разом із решіткою.

Тиск всередині робочої частини Δp_k , Δp^*_k , Δp_0 , Δp^*_0 та Δp_r вимірюється за допомогою батареї водяних манометрів 31. До неї під'єднано також канали комбінованого датчика 5, що дозволяє виміряти тиски вздовж кроку решітки Δp^*_1 , Δp^*_2 , Δp^*_3 , Δp^*_4 , Δp^*_5 , Δp^*_6 , Δp^*_7 , Δp^*_8 та Δp^*_9 . За допомогою батареї манометрів 33 вимірюється розподіл статичного тиску на поверхні дренажного аеродинамічного профілю Δp_1 , Δp_2 , Δp_3 , Δp_4 , Δp_5 , Δp_6 , Δp_7 , Δp_8 , Δp_9 , Δp_{10} , Δp_{11} , Δp_{12} , Δp_{13} , Δp_{14} . Вода до батарей манометрів надходить із витратних бачків 30 та 32. Величина температури на вході у робочу частину вимірюється за допомогою приладу 10.



Порядок виконання роботи

1. Записуємо тиск p_n (мм рт. ст.) та температуру t_n (°C) в лабораторії.
2. Встановлюємо дренажну лопатку і решітку профілів на кут $i=0$ і повністю відкриваємо дросельну заслінку.
3. Вмикаємо компресор і виводимо його на максимальну частоту обертання.
4. Фіксуємо показання приладу для вимірювання температури за компресором z_k , та перепади тисків Δp_k , Δp^*_k , Δp_1 , Δp_2 , Δp_3 , Δp_4 , Δp_5 , Δp_6 , Δp_7 , Δp_8 , Δp_9 , Δp_{10} , Δp_{11} , Δp_{12} , Δp_{13} , Δp_{14} .
5. Вимірюємо параметри, зазначені в п. 4, при кутах атаки $+10^\circ$, $+20^\circ$, $+30^\circ$, -10° , -20° , -30° .
6. Вмикаємо компресор і встановлюємо дренажний профіль на кут атаки $i=0^\circ$.
7. Встановлюємо решітку профілів на кут атаки $i=0^\circ$.
8. Вмикаємо компресор.

9. Вимірюємо показання приладу для вимірювання температури z_k та перепади тисків Δp_r , Δp_0 , Δp^*_0 , Δp^*_1 , Δp^*_2 , Δp^*_3 , Δp^*_4 , Δp^*_5 , Δp^*_6 , Δp^*_7 , Δp^*_8 , Δp^*_9 .

10. Вимірюємо параметри, зазначені в п. 9, при кутах атаки $+10^\circ$, $+20^\circ$, $+30^\circ$, -10° , -20° , -30° .

11. Результати вимірювань заносимо в табл. 6, 7.

Таблиця 6

$i^\circ, (...^\circ)$	-30	-20	-10	0	10	20	30
Δp_k , мм вод.ст.							
Δp^*_k , мм вод.ст.							
z_k , поділок							
Δp_1 , мм вод.ст.							
Δp_2 , мм вод.ст.							
Δp_3 , мм вод.ст.							
Δp_4 , мм вод.ст.							
Δp_5 , мм вод.ст.							
Δp_6 , мм вод.ст.							
Δp_7 , мм вод.ст.							
Δp_8 , мм вод.ст.							
Δp_9 , мм вод.ст.							
Δp_{10} , мм вод.ст.							
Δp_{11} , мм вод.ст.							
Δp_{12} , мм вод.ст.							
Δp_{13} , мм вод.ст.							
Δp_{14} , мм вод.ст.							

Таблиця 7

$i^\circ, (...^\circ)$	-30	-20	-10	0	10	20	30
$\Delta p_r, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_0^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_0, \text{ мм вод.ст}$							
$z_k, \text{ поділок}$							
$\Delta p_1^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_2^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_3^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_4^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_5^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_6^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_7^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_8^*, \text{ мм вод.ст}$							
$\Delta p_9^*, \text{ мм вод.ст}$							



Обробка та оформлення результатів вимірювань

Обробка результатів вимірювань здійснюється за формулами, наведеними в табл. 8–10. При цьому беруть площі $F_B = F_H = 0,00525 \text{ м}^2$.

Звіт повинен містити:

- назву та мету роботи;
- схему установки (див. рис.12);
- заповнені таблиці 6, 7, 8, 9, 10;
- розподіл тиску $\bar{p}$ та швидкості $\bar{c}$ по поверхні дренажного профілю при $i = 0^\circ, +20^\circ, -20^\circ$;
- залежність коефіцієнта c_x від кута атаки i дренажного профілю;
- епюру розподілу тиску Δp^* (мм вод. ст.) та швидкості c (м/с) вздовж кроку решітки (точки 1–9) при $i = 0^\circ; +20$ та -20 ;
- залежність коефіцієнта втрат ξ_r від кута атаки i .

Таблиця 8

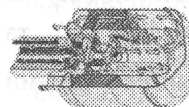
$i^\circ, (...^\circ)$	-30	-20	-10	0	10	20	30
$p_k^* = 9,8\Delta p_k^* + 133,3p_n, \text{ Па}$							
$p_k = 9,8\Delta p_k + 133,3p_n, \text{ Па}$							
$\rho_k = p_k / [287(z_k a + 288)], \text{ кг/м}^3$							
$c_k = \sqrt{2(p_k^* - p_k) / \rho_k}, \text{ м/с}$							
$p_b = \sum_{i=1}^7 (9,8\Delta p_i + 133,3p_n) / 7, \text{ Па}$							
$p_n = \sum_{i=8}^{14} (9,8\Delta p_i + 133,3p_n) / 7, \text{ Па}$							
$P_b = p_b F_b, \text{ Н}$							
$P_n = p_n F_n, \text{ Н}$							
$P_y = P_n - P_b, \text{ Н}$							
$c_y = P_y / (0,5\rho_k c_k^2 F_n)$							

Таблиця 9

$i^\circ, (...^\circ)$	-30	-20	-10	0	10	20	30
$p_0^* = 9,8\Delta p_0^* + 133,3p_n, \text{ Па}$							
$p_0 = 9,8\Delta p_0 + 133,3p_n, \text{ Па}$							
$\rho_0 = p_0 / [287(z_0 a + 288)], \text{ кг/м}^3$							
$c_0 = \sqrt{2(p_0^* - p_0) / \rho_0}, \text{ м/с}$							
$\Delta p_{\text{сеп}} = 9,8 \sum_{i=1}^9 \Delta p_i^* / 9, \text{ Па}$							
$\xi_r = \Delta p_{\text{сеп}}^* / (0,5\rho_0 c_0^2)$							

Таблиця 10

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
t=20°	№ точки на профілі												
	$p_i^* = 9,8\Delta p_i + 133,3 p_k$, Па												
	$\bar{p}_i = p_i / (9,8\Delta p_i + 133,3 p_k)$												
	$\rho_i = p_i / [287(z_i a + 288)]$, кг/м³												
	$c_i = \sqrt{19,2(\Delta p_i^* - \Delta p_k)} / \rho_i$, м/с												
t=0°	$\bar{c} = c / c_k$												
	$p_i^* = 9,8\Delta p_i + 133,3 p_k$, Па												
	$\bar{p}_i = p_i / (9,8\Delta p_i + 133,3 p_k)$												
	$\rho_i = p_i / [287(z_i a + 288)]$, кг/м³												
	$c_i = \sqrt{19,2(\Delta p_i^* - \Delta p_k)} / \rho_i$, м/с												
t=20°	$\bar{c}_i = c_i / c_k$												
	$p_i^* = 9,8\Delta p_i + 133,3 p_k$, Па												
	$\bar{p}_i = p_i / (9,8\Delta p_i + 133,3 p_k)$												
	$\rho_i = p_i / [287(z_i a + 288)]$, кг/м³												
	$c_i = \sqrt{19,2(\Delta p_i^* - \Delta p_k)} / \rho_i$, м/с												
t=20°	$\bar{c}_i = c_i / c_k$												
	$p_i^* = 9,8\Delta p_i + 133,3 p_k$, Па												
	$\bar{p}_i = p_i / (9,8\Delta p_i + 133,3 p_k)$												
	$\rho_i = p_i / [287(z_i a + 288)]$, кг/м³												
	$c_i = \sqrt{19,2(\Delta p_i^* - \Delta p_k)} / \rho_i$, м/с												



Лабораторна робота 3

ПОБУДОВА ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНЯ
ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Мета роботи

1. Ознайомлення з методикою та установкою для дослідження характеристик компресорів.
2. Вимірювання параметрів повітря, яке стискується в ступені відцентрового компресора (ВЦК), на різних режимах роботи.
3. Визначення параметрів ступеня та побудова характеристик.
4. Аналіз одержаних результатів та висновки.



Теоретичні відомості

Розміри проточної частини ступеня ВЦК, форма лопаток та міжлопатних каналів визначаються з газодинамічного розрахунку. Для того, щоб виконати розрахунок, потрібно знати певні параметри ступеня: степінь підвищення тиску $\pi_{c.k}^*$; витрати газу G_k ; параметри газу на вході в ступінь p_b^* та T_b^* , які називаються розрахунковими. Виконавши розрахунок при зазначених умовах, одержимо розміри проточної частини.

Якщо ступінь, побудований за результатами розрахунку, буде працювати в розрахункових умовах, то рух газу в міжлопатних каналах буде проходити без завихрювання. Такий режим роботи називають розрахунковим.

У процесі експлуатації компресора параметри газу на вході p_b^* та T_b^* і частота обертання n змінюються, що спричинює зміни витрат газу G_k . Режим роботи стає нерозрахунковим.

Залежності, які показують залежність параметрів ступеня $\pi_{c.k}^*$ та $\eta_{c.k}^*$ від змінних у процесі експлуатації параметрів p_b^* , T_b^* , n , G_k , називаються характеристиками ступеня.

Одержані за допомогою розрахунку або експерименту характеристики відображають складні процеси, що відбуваються під час роботи ступеня ВЦК на нерозрахунковому режимі його

роботи. Розглянемо ці процеси за умови, якщо параметри газу на вході в ступінь є незмінними. Залежності $\pi_{c.k}^* = f_1(G_k, n)$ та $\eta_{c.k}^* = f_2(G_k, n)$ називаються нормальними характеристиками ступеня. При невеликих значеннях $\pi_{c.k}^*$ характеристики будують у вигляді залежності $\Delta p_k^* = f_1(G_k, n)$, де Δp_k^* – надлишковий тиск загальмованого потоку за ступенем.

Розглянемо причини, які призводять до вказаних закономірностей. Для цього використовуємо залежності $L_{c.k} = L_{п.с.к}^* + L_{rc.k}$, де $L_{c.k}$ – робота, витрачена на стиснення, $L_{п.с.к}^*$ – політропічна робота, $L_{rc.k}$ – робота, витрачена на переборення тертя. Звідси

$$\pi_{c.k}^* = \left[1 + \frac{(n-1)(L_{c.k} - L_{rc.k})}{nRT_B^*} \right]^{\frac{n}{n-1}}; \eta_{c.k}^* = \frac{L_{sc.k}^*}{L_{c.k}} = 1 - \frac{L_{rc.k} - \Delta L_{rc.k}}{L_{c.k}},$$

де $L_{sc.k}^*$ – адіабатична робота стисання.

Із цих залежностей витікає, що закономірності зміни $\pi_{c.k}^*$ та $\eta_{c.k}^*$ визначаються закономірностями зміни роботи ступеня $L_{c.k}$ та роботи $L_{rc.k}$.

Величина $L_{c.k}$ для ступеня ВЦК визначається залежністю $L_{c.k} = (1 + \beta_{rd} + \beta_{np})L_u$, де $L_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$, $\beta_{rd} = L_{rd}/L_u$, $\beta_{np} = L_{np}/L_u$, L_{rd} і L_{np} – роботи, витрачені на переборення тертя газу об диск і стиснення газу, який перетікає із-за робочого колеса на його вхід.

Оскільки величина c_{1u} є незначною порівняно з c_{2u} , то можна вважати, що $L_u \cong u_2 c_{2u}$. Отже, при $u_2 = \text{const}$ $L_u \approx c_{2u}$. Зміна витрат газу G_k призводить до зміни радіальних складових c_{2r} та w_{2r} швидкостей c_2 та w_2 : збільшення G_k призводить до збільшення c_{2r} та w_{2r} і навпаки. Характер зміни c_{2u} буде залежати від кута виходу потоку газу з робочого колеса β_2 , який залежно від форми лопаток може бути приблизно 90° (для прямих лопаток), більшим за 90° (для лопаток, загнутих в напрямку обертання), і меншим за 90° (для лопаток, загнутих у напрямку, протилежному

напрямку обертання). Якщо вважати, що при $u = \text{const}$ та зміні G_k величини β_{np} та β_{rd} залишаються сталими, то при прямих лопатках, встановлених у ступені, характеристики якого будуються, зміна c_a не призведе до зміни c_u , L_u і $L_{c.k}$.

На розрахунковому режимі роботи ступеня ($G_k = G_{k.p}$) витрачена на переборення тертя робота є найменшою, тому політропічна робота $L_{п.с.к}^*$ і степінь підвищення тиску $\pi_{c.k}^*$ будуть найбільшими. Відхилення режиму роботи ступеня ВЦК від розрахункового призводить до того, що вектор відносної швидкості w_1 не буде збігатися з розрахунковим напрямком (рис. 13).

Тому величини $L_{п.с.к}^*$ і $\pi_{c.k}^*$ будуть зменшуватися. Характер зміни зазначених величин $L_{п.с.к}^*$ і $\pi_{c.k}^*$ показано на рис. 14 за умови $L_{c.k} = \text{const}$.

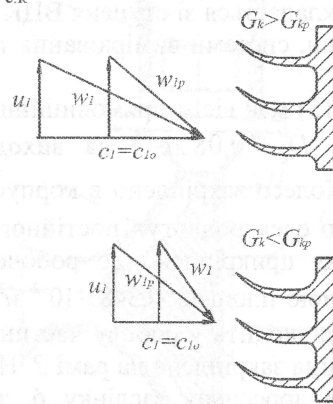


Рис. 13

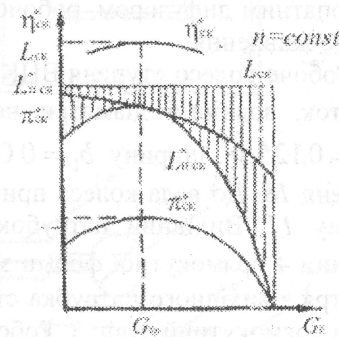


Рис. 14

Особливістю даного випадку є те, що максимуми залежностей $\pi_{c.k}^* = f_1(G_k)$ та $\eta_{c.k}^* = f_2(G_k)$ збігаються. Якщо величина $L_{c.k}$ не змінюється зі зміною G_k , то зі збільшенням G_k від розрахункової величини $L_{п.с.к}^*$ і $\pi_{c.k}^*$ будуть зменшуватися менше, ніж зменшення $L_{c.k}$.

Зі збільшенням частоти обертання n робота ступеня, яка визначається із залежності $L_{с.к} \cong u_2 c_{2m}$, буде збільшуватися пропорційно n , оскільки $u_2 \approx n$. Тому напірні лінії при більших частотах обертання на характеристиці компресора будуть зміщуватися праворуч і вгору.

Вплив тиску p_b^* і температури T_b^* на характеристики компресора оцінюють за допомогою теорії подібності, яка доводить, що зі зміною фізичних параметрів G_k та n на критерії подібності $G_k \sqrt{T_b^*} / p_b^*$ і $n / \sqrt{T_b^*}$ вони стають придатними для будь-яких p_b^* і T_b^* . Такі характеристики називають універсальними. Вигляд універсальних характеристик такий же, як і нормальних.



Опис установки

Установка для проведення роботи складається зі ступеня ВЦК з безлопатним дифуззором, робочої частини, системи вимірювання та блоків живлення.

Робоче колесо ступеня ВЦК 1 (рис.15) має вісім прямолінійних лопаток, зовнішні діаметри на вході $D_1 = 0,08 \text{ м}$ і на виході $D_2 = 0,125 \text{ м}$, ширину $b_1 = 0,025 \text{ м}$. Колесо закріплено в корпусі ступеня 18. До вала колеса прикріплено електродвигун постійного струму 17. Вихідний патрубок ступеня прикріплено до робочої частини 4 прямокутної форми з прохідною площею $0,3485 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$. Повітря з вихідного патрубка ступеня надходить у робочу частину через прямокутний отвір 3. Робоча частина закріплена на рамі 2. На виході з робочої частини встановлено дросельну заслінку 6, за допомогою якої змінюється витрата повітря через ступінь.

Температура повітря за ступенем вимірюється за допомогою термопар 7 та блока вимірювання температур 8, надлишковий тиск загальмованого потоку Δp_k^* – за допомогою датчика 5 і рідинного манометра 10, статичний тиск Δp_k – за допомогою рідинного манометра 9, який з'єднано з отвором у робочій частині. Манометри 9 та 10 встановлено на пульті 11 і з'єднано з витратним бачком 12.

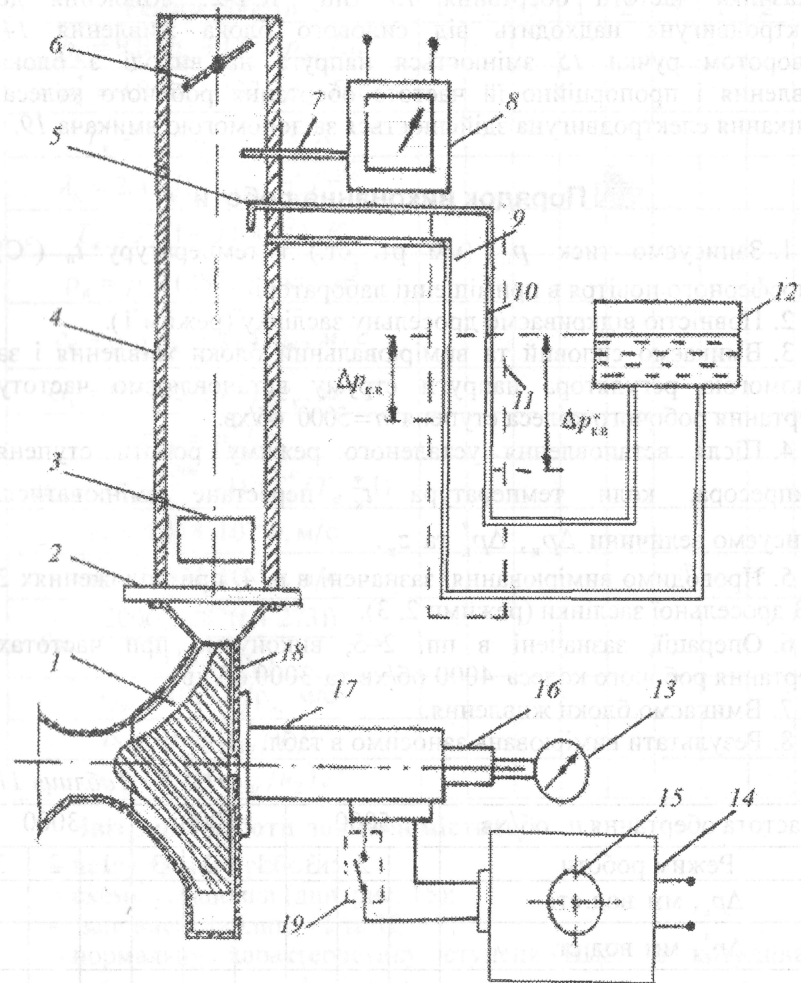


Рис. 15

До вала електродвигуна 17 прикріплено датчик частоти обертання 16 типу ДТЕ-2. Сигнал від датчика надходить до показника частоти обертання 13 типу ІСТ-2. Живлення до електродвигуна надходить від силового блока живлення 14. Поворотом ручки 15 змінюється напруга на виході з блока живлення і пропорційно їй частота обертання робочого колеса. Вмикання електродвигуна здійснюється за допомогою вмикача 19.



Порядок виконання роботи

1. Записуємо тиск p_n (мм рт. ст.) і температуру t_n (°C) атмосферного повітря в приміщенні лабораторії.
2. Повністю відкриваємо дросельну заслінку (режим 1).
3. Вмикаємо силовий та вимірювальний блоки живлення і за допомогою регулятора напруги струму встановлюємо частоту обертання робочого колеса ступеня $n=5000$ об/хв.
4. Після встановлення усталеного режиму роботи ступеня компресора, коли температура t_k^* перестане змінюватися, записуємо величини Δp_k , Δp_k^* та z_k .
5. Проводимо вимірювання, зазначені в п. 4, при положеннях 2 та 3 дросельної заслінки (режими 2, 3).
6. Операції, зазначені в пп. 2–5, виконуємо при частотах обертання робочого колеса 4000 об/хв та 3000 об/хв.
7. Вмикаємо блоки живлення.
8. Результати вимірювань заносимо в табл. 11.

Таблиця 11

Частота обертання n , об/хв	5000			4000			3000		
Режим роботи	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Δp_k , мм вод.ст.									
Δp_k^* , мм вод.ст.									
z_k , поділок									



Обробка та оформлення результатів вимірювань

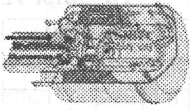
Обробка результатів вимірювань здійснюється за формулами, наведеними в табл. 12.

Таблиця 12

Частота обертання n , об/хв	5000			4000			3000		
Режим роботи	1	2	3	1	2	3	1	2	3
$p_k = 9,8\Delta p_k + 133,3 p_n$, Па									
$p_k^* = 9,8\Delta p_k^* + 133,3 p_n$, Па									
$T_k^* = t_n + az_k + 273$, К									
$\lambda_k = 2,45\sqrt{1 - (p_k/p_k^*)^{0,286}}$									
$T_k = T_k^*(1 - 0,166\lambda_k^2)$, К									
$\rho_k = p_k / (287T_k)$, кг/м ³									
$c_k = \sqrt{2(p_k^* - p_k)/\rho_k}$, м/с									
$G_k = 0,3485 \cdot 10^{-2} \rho_k c_k$, кг/с									
$\pi_{c,k}^* = p_k^* / p_n$									
$\eta_{c,k}^* = (\pi_{c,k}^{*0,286} - 1) / (T_k^* / T_n - 1)$									
$u_1 = 0,418 \cdot 10^{-2} n$, м/с									
$u_2 = 0,654 \cdot 10^{-2} n$, м/с									
$c_{1a} = \frac{200G_k(287(t + 273))}{(133,3 p_n)}$, м/с									
$w_{2ar} = 102 G_k / \rho_k$, м/с									
$\beta_1 = \arctg(c_{1a}/u_1)$, °									
$\alpha_1 = \arctg(w_{2ar}/u_2)$, °									

Звіт з цієї роботи повинен містити:

- назву та мету роботи;
- схему установки (див. рис. 15);
- заповнені таблиці 11 та 12;
- нормальну характеристику ступеня ВЦК (в координатах $\Delta p_e^* = f_1(G_e, n)$ і $\eta_{c,k}^* = f_2(G_k, n)$) при частотах обертання 5000, 4000, 3000 об/хв;
- трикутники швидкостей на вході в робоче колесо та на виході з нього при частотах обертання 3000, 5000 об/хв і витратах повітря, які відповідають режимам 1, 2, 3;
- аналіз одержаних результатів та висновки.



ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПОВІТРЯ В МІЖЛОПАТНИХ КАНАЛАХ КОМПРЕСОРНИХ ТА ТУРБІННИХ РЕШІТОК ПРОФІЛІВ



Мета роботи

1. Ознайомлення з установкою для дослідження руху повітря в каналах зі змінною площею та методикою вимірювань.
2. Вимірювання статичного тиску та тиску загальмованого потоку повітря, яке рухається в міжлопатних каналах на різних режимах течії.
3. Розрахунок величин газодинамічних параметрів течії.
4. Аналіз одержаних результатів та висновки.



Теоретичні відомості

Перетворення енергії в ступенях компресорів та турбін здійснюється за рахунок механічної та геометричної дії на потік газу. Механічна дія визначається із рівняння Бернуллі, яке для ступеня компресора має вигляд:

$$L_{c.k.} = L_{п.с.k.} + 0,5(c_3^2 - c_1^2) + L_{r.c.k.}$$

а для ступеня турбіни:

$$L_{п.с.т.} = L_{c.т.} + 0,5(c_2^2 - c_0^2) + L_{r.c.т.}$$

де $L_{c.k.}$, $L_{c.т.}$ – питомі роботи ступенів компресора та турбіни; $L_{п.с.k.}$, $L_{п.с.т.}$ – політропічні роботи ступенів; $L_{r.c.k.}$, $L_{r.c.т.}$ – роботи, витрачені на переборення тертя; c_0 , c_1 , c_2 , c_3 – швидкості руху газу на вході та виході з ступенів.

Згідно з рівнянням геометричної дії $dc(M^2 - 1)/c = dF/F$, де $M = c/a$ – число Маха, a – швидкість звуку, F – площа каналу, швидкість дозвукового потоку газу ($M < 1$), у розширюваному каналі ($dF > 0$) швидкість газу зменшується, а у звужуваному каналі ($dF < 0$) – збільшується.

Робота $L_{c.k.}$ підведена до газу в робочому колесі ступеня компресора, витрачається на здійснення політропічного стиснення $L_{п.с.k.}$ збільшення швидкості в абсолютному русі та на переборення тертя $L_{r.c.k.}$. У робочому колесі завдяки тому, що його міжлопатні канали розширюються, відносна швидкість w зменшується і згідно з рівнянням

Бернуллі $vd\rho + cdc = const$ тиск незагальмованого потоку збільшується. Тиск p^* та температура T^* загальмованого потоку в робочому колесі, яке складається з диска 1 і лопаток 2, також збільшується (рис.16). Напрямний апарат 3 ступеня компресора – енергоізолюваний елемент. Тому температура загальмованого потоку в ньому залишається незмінною, тиск загальмованого потоку незначно зменшується за рахунок тертя, а статичний тиск збільшується за рахунок зменшення абсолютної швидкості c .

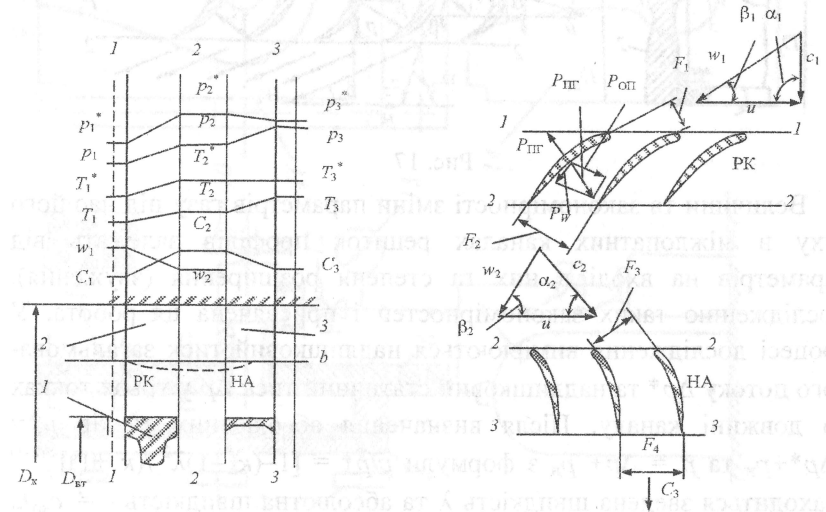


Рис. 16

Політропічна робота стисненого газу $L_{п.с.т.}$ у ступені турбіни витрачається на механічну роботу на валу $L_{c.т.}$ зміну кінетичної енергії та на переборення тертя $L_{r.c.т.}$. Оскільки сопловий апарат 3 є енергоізолюваним елементом, а його міжлопатні канали звужуються, то температура загальмованого потоку T^* у ньому залишається незмінною, тиск загальмованого потоку p^* незначно зменшується через дію тертя, швидкість c збільшується. Завдяки цьому тиск незагальмованого потоку p зменшується (рис. 17).

У робочому колесі ступеня турбіни, яке складається з лопаток 1 та диска 2, завдяки відведенню роботи $L_{c.т.}$ температура T^* і тиск p^* загальмованого потоку зменшуються, що призводить до зменшення температури T і тиску p незагальмованого потоку та абсолютної швидкості c . Відносна швидкість w в робочому колесі збільшується завдяки тому, що його канали звужуються.

Робоча частина складається із плати 6, на якій закріплено рамку 11. У середину рамки по чергову встановлюється вставка 14 з розширюваними або вставка 18 із звужуваними каналами. Зверху вставки за допомогою шпильок та гайок 3 закріплено пластину, яка складається з прозорої 5 та непрозорої 4 частин. У непрозорій частині виконане оглядове вікно. Завдяки цьому повітря, яке надходить у робочу частину з ресивера через крани 12, може витікати з неї тільки через профільовані канали вставок.

Для вимірювання тиску загальмованого потоку p^* у трьох перерізах уздовж каналів вставок 14 та 18 у платі 6 встановлено датчики тиску 15, 16 та 17. Тиск незагальмованого потоку вимірюється через отвори у платі, розташовані у тих же площинах, що й датчики тиску загальмованого потоку. Датчики тиску загальмованого потоку й отвори у платі трубопроводами з'єднані із пультом вимірювання 2. Датчики розташовані по довжині каналу на однаковій відстані (відносна довжина $\bar{l}$ становить 0; 0,5; 1).



Порядок виконання роботи

1. Записуємо атмосферний тиск p_n (мм рт. ст.) та температуру t_n (°C).
2. Закриваємо кран 12 і відкриваємо кран 8.
3. Вмикаємо електродвигун компресора 9.
4. У робочу частину встановлюємо вставку 18 зі звужуваним каналом.
5. Після досягнення тиску в ресивері 8 кг/см^2 плавно відкриваємо кран 12 доти, поки не буде досягнуто перепаду тиску на вході в канал $\Delta p_1^* \approx 1400 \text{ мм вод. ст.}$ (режим 1).
6. При подачі сигналу вимірюємо тиски Δp_1^* , Δp_1 , Δp_2^* , Δp_2 , Δp_3^* , Δp_3 .
7. Встановлюємо тиск $\Delta p_1^* \approx 900 \text{ мм вод. ст.}$ (режим 2).
8. Вимірюємо Δp_1^* , Δp_1 , Δp_2^* , Δp_2 , Δp_3^* , Δp_3 .
9. Встановлюємо тиск $\Delta p_1^* \approx 400 \text{ мм вод. ст.}$ (режим 3).
10. Вимірюємо Δp_1^* , Δp_1 , Δp_2^* , Δp_2 , Δp_3^* , Δp_3 .
11. Закриваємо кран 12.
12. У робочу частину встановлюємо вставку 14 з розширюваним каналом і відкриваємо кран 12.
13. Вимірюємо згідно з п. 5–10 при різних, раніше заданих, значеннях Δp_1^* .

14. Закриваємо кран 12 і вимикаємо двигун компресора.

15. Результати вимірювань заносимо у табл. 13.

Таблиця 13

Тип каналу	Сопловий апарат						Напрямний апарат					
	1		2		3		1		2		3	
Переріз												
Перепад тиску	Δp_1^*	Δp_1	Δp_2^*	Δp_2	Δp_3^*	Δp_3	Δp_1^*	Δp_1	Δp_2^*	Δp_2	Δp_3^*	Δp_3
Режим 1												
Режим 2												
Режим 3												

Таблиця 14

Параметр	Сопловий апарат			Напрямний апарат		
	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 1	Режим 2	Режим 3
$p_1^* = 9,8 \cdot \Delta p_1^* + 133,3 p_n$, Па						
$p_1 = 9,8 \cdot \Delta p_1 + 133,3 p_n$, Па						
$p_2^* = 9,8 \cdot \Delta p_2^* + 133,3 p_n$, Па						
$p_2 = 9,8 \cdot \Delta p_2 + 133,3 p_n$, Па						
$p_3^* = 9,8 \cdot \Delta p_3^* + 133,3 p_n$, Па						
$p_3 = 9,8 \cdot \Delta p_3 + 133,3 p_n$, Па						
$\lambda_1 = 2,45 \sqrt{1 - (p_1 / p_1^*)^{0,286}}$						
$\lambda_2 = 2,45 \sqrt{1 - (p_2 / p_2^*)^{0,286}}$						
$\lambda_3 = 2,45 \sqrt{1 - (p_3 / p_3^*)^{0,286}}$						
$c_{кр} = 18,3 \sqrt{t_n + 273}$, м/с						
$c_1 = c_{кр} \lambda_1$, м/с						
$c_2 = c_{кр} \lambda_2$, м/с						
$c_3 = c_{кр} \lambda_3$, м/с						
$T_1 = (t_n + 273)(1 - 0,166 \lambda_1^2)$						
$T_2 = (t_n + 273)(1 - 0,166 \lambda_2^2)$						
$T_3 = (t_n + 273)(1 - 0,166 \lambda_3^2)$						

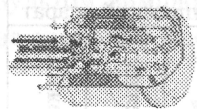


Обробка та оформлення результатів вимірювань

Обробка результатів вимірювання здійснюється за формулами, наведеними в табл. 14.

Звіт з цієї роботи повинен містити:

- назву та мету роботи;
- схему установки для проведення роботи (див. рис. 18);
- заповнені табл. 13 та 14;
- графік залежності Δp^* , Δp (мм вод. ст.) та c (м/с) від відносної довжини каналу $\bar{l} = 0 \div 1$ (окремо для прямого та соплового апаратів) для режимів 1, 2, 3;
- аналіз одержаних результатів та висновки.



Лабораторна робота 5

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ



Мета роботи

1. Ознайомлення з методикою дослідження робочого процесу камери згоряння та експериментальною установкою.
2. Експериментальне визначення параметрів робочого тіла в камері згоряння (КЗ), її функціональних параметрів та залежностей між ними.
3. Порівняльний аналіз температури робочого тіла, визначеної розрахунковим та експериментальним методами.
4. Аналіз одержаних результатів та висновки.



Теоретичні відомості

Швидкість розповсюдження полум'я в потоці паливо-повітряної суміші та пов'язана з нею швидкість протікання хімічних реакцій будуть найбільшими в гомогенній теоретичній суміші, якщо величина коефіцієнта надлишку повітря α наближається до одиниці. При $\alpha \sim 1$ температура продуктів згоряння буде знаходитись у межах 2000 – 2200 К. Тому процес згоряння в КЗ повинен бути організований так щоб, з одного боку,

забезпечити згоряння при $\alpha \sim 1$, а з іншого, – знизити температуру продуктів згоряння до величини, при якій буде забезпечена надійна робота турбіни. Для забезпечення такої організації процесу згоряння в корпус 1 КЗ встановлено жарову трубу 2 (рис. 19) з дифузором 3.

Повітря, яке надходить у КЗ, у перерізі, де починається жарова труба, поділяється на два потоки – первинний, який через отвори в торцевій частині жарової труби надходить в середину жарової труби, та вторинний, який рухається ззовні. На вході в жарову трубу встановлено завихрювачі 4, завдяки чому повітря, яке надійшло в жарову трубу, починає обертатись і змішуватись з паливом, що надходить через форсунку 5.

За зоною сумішоутворення розташована зона згоряння. Гідродинамічну структуру зони згоряння показано на рис. 20, а, з якого видно, що продукти згоряння рухаються поступально по периферії жарової труби, а в її центральній частині – у зворотному напрямку. Зміну концентрації палива в зоні згоряння показано на рис. 20, б. Очевидно, що максимальна концентрація палива розташована на периферії зони, і її величина зменшується вздовж осі жарової труби.

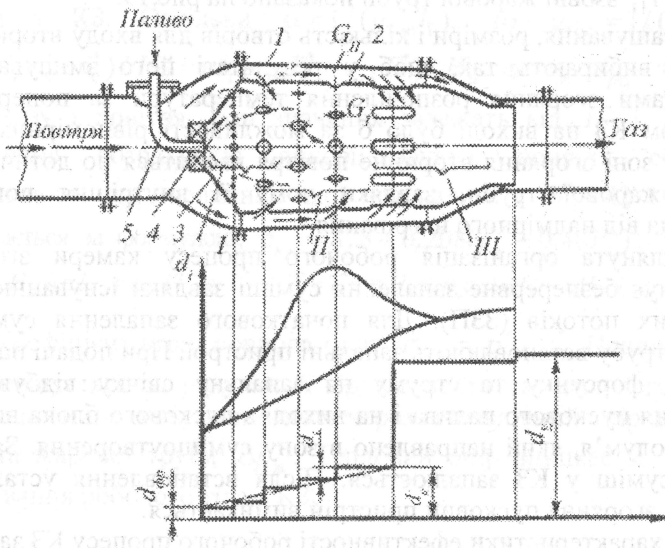


Рис. 19

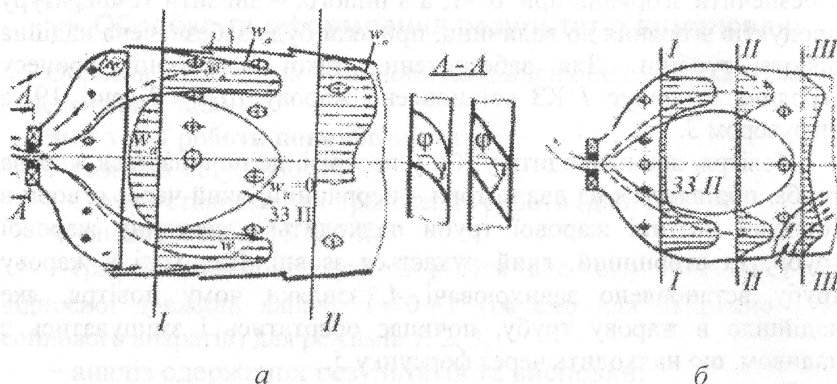


Рис. 20

Після зони згоряння розташована зона змішування, де змішується вторинне повітря, що надходить через отвори в жаровій трубі, з продуктами згоряння. У цій зоні газ рухається в поступальному напрямку, розподілення швидкостей за поперечним перерізом більш рівномірне, температура газу зменшується. Зміни температури газу T_1 у середині жарової труби і температури повітря T_{11} ззовні жарової труби показано на рис.19.

Розташування, розміри і кількість отворів для входу вторинного повітря вибирають так, щоб у результаті його змішування з продуктами згоряння розподілення температури за поперечним перерізом КЗ на виході було б за можливості рівномірним. При цьому в зоні згоряння вторинне повітря вводиться по дотичній до стінки жарової труби, завдяки чому її внутрішня поверхня захищена від надмірного нагрівання.

Розглянута організація робочого процесу камери згоряння забезпечує безперервне запалення суміші завдяки існуванню зони зворотних потоків (ЗЗП). Для початкового запалення суміші в жарову трубу встановлюють запальні пристрої. При подачі палива в пускову форсунку та струму на запальну свічку відбувається запалення пускового палива і на виході з пускового блока виникає факел полум'я, який направлено в зону сумішоутворення. Завдяки цьому суміш у КЗ запалюється. Після встановлення усталеного процесу згоряння пусковий пристрій вимикається.

Для характеристики ефективності робочого процесу КЗ застосовують низку параметрів.

1. Коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_r = Q_d / Q_T$, де Q_d – дійсна кількість тепла, що виділилася, Q_T – кількість тепла, яка могла б виділитися теоретично. Тепло, яке дійсно виділилось, витрачено на збільшення ентальпії робочого тіла і згідно з рівнянням енергії визначається за формулою:

$$Q_d = I_r^* - I_k^* = G_r i_r^* - G_k i_k^*,$$

де I_r^* , I_k^* , i_r^* , i_k^* – повні та питомі ентальпії газу на виході з КЗ та повітря на вході до неї; G_r , G_k – витрати газу та повітря.

Якщо витрати палива $G_{\text{пал}}$, а його теплотворна здатність H_u , то $Q_T = G_{\text{пал}} H_u$ за умови, що $G_r \approx G_k$, одержимо

$$\eta_a = \frac{G_a i_a^* - G_e i_e^*}{G_{1ae} H_u} = \frac{G_e (i_a^* - i_e^*)}{G_{1ae} H_u} = \frac{i_a^* - i_e^*}{g_{1ae} H_u},$$

де $g_{\text{пал}} = G_{\text{пал}} / G_k$ – кількість палива на один кілограм повітря.

2. Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = l_a / l_i = G_e / (l_i G_{1ae})$, де l_o – кількість повітря, яке теоретично потрібне для спалювання палива. Встановимо зв'язок між величиною α і температурою газу на виході з КЗ. Оскільки $\alpha = 1 / (g_{1ae} l_i)$, то $g_{1ae} = 1 / (\alpha l_i)$, а

$\eta_a = \alpha l_i (i_a^* - i_e^*) / H_u = \alpha l_i (c_{pa} T_a^* - c_{pi} T_e^*) / H_u$, де c_{pi} , c_{pe} – теплоємності газу і повітря. Їхні значення залежать від T_r^* і T_k^* . Для спрощення розрахунків використовують поняття середньої теплоємності $c_{k.3}$, величина якої для палива з $H_u = 42 \cdot 10^6$ Дж/кг визначається за формулою: $c_{k.3} = 878 + 0,208(T_r^* + 0,48T_k^*)$, Дж/(кгК). Тоді $\eta_r H_u / (\alpha l_o) = c_{k.3} (T_r^* - T_k^*)$, $T_r^* = T_k^* + \eta_r H_u / (\alpha l_o c_{k.3}) = T_k^* + \eta_r H_u / (g_{\text{пал}} c_{k.3})$.

3. Коефіцієнт втрат повного тиску $\sigma_{k.3} = p_r^* / p_k^*$. Повний тиск у КЗ зменшується за рахунок її гідравлічного та теплового опору. Втрати повного тиску виникають через гідравлічний опір дифузора Δp_d^* та жарової труби $\Delta p_{ж}^*$. Тепловий опір виникає за рахунок підігрівання робочого тіла в КЗ.

4. Теплова напруженість $K_3 Q_v$ – це кількість тепла, яке виділяється в кубічному метрі об'єму камери згоряння на одиницю тиску. Очевидно, що $Q_v = \eta_a G_{газ} H_u / (p_{гс}^* V_{гс})$, Вт/(м³Па).



Опис установки

Установка складається з робочої частини та систем, які забезпечують її роботу (рис. 21). Робоча частина складається з індивідуальної камери згоряння та прикріпленого до неї відцентрового компресора 1. Камера згоряння складається із циліндричного зовнішнього корпусу 4 жарової труби 5, робочої форсунки 3. На зовнішньому корпусі закріплено пусковий блок 13, який складається з пускової форсунки та запальної свічки. Паливо, яке забезпечує роботу установки, – розріджений газ пропан-бутан знаходиться у балоні 30. При відкритому крані 25 газ через редуктор 28 надходить до крана подачі робочого палива 26, у робочу форсунку 3, а через електромагнітний клапан 14 – у пускову форсунку. Витрати газу вимірюються за допомогою лічильника 24. Керування роботою установки здійснюється пультом 19. Після вмикання джерела постійного струму 31 напругою 27 В на пульті 28 загоряється сигнальна лампа 27 «Живлення увімкнуто». При вмиканні вмикача 22 загоряється лампа 16 «Компресор увімкнуто» і компресор починає обертатися. При вмиканні вмикача 21 загоряється лампа 17 «Агрегат запалення увімкнуто» і агрегат запалення починає працювати; при вмиканні вмикача 20 загоряється лампа 18 «Пускове паливо увімкнуто» і паливо надходить до пускової форсунки.

Система вимірювань параметрів робочого тіла складається зі встановлених на вході в камеру згоряння рідинного термометра 29 для вимірювання температури $t_{вх}$ та комбінованого датчика 2 для вимірювання статичного тиску $\Delta p_{вх}$ і тиску загальмованого потоку $\Delta p_{гс}^*$. Параметри в зоні згоряння вимірюються за допомогою датчика 15, на виході з жарової труби – за допомогою датчика 10, а на виході з камери згоряння – за допомогою датчика 9. У кожному датчику вмонтовано по три термопари для вимірювання розподілення температур уздовж радіуса, та по три датчики тиску загальмованого потоку і датчики для вимірювання статичного тиску. Перший датчик

розташовано по осі камери згоряння, другий – на середньому радіусі, а третій – біля стінки камери згоряння. Усі температури вимірюють послідовно вимірювачем 12 типу ЄПП шляхом перемикаання перемикача 11, а тиски – одночасно за допомогою водяних манометрів, розташованих на пульті 7 з витратним бачком 8.

На пульті 7 також вимірюється статичний тиск паливного газу $\Delta p_{газ}$.

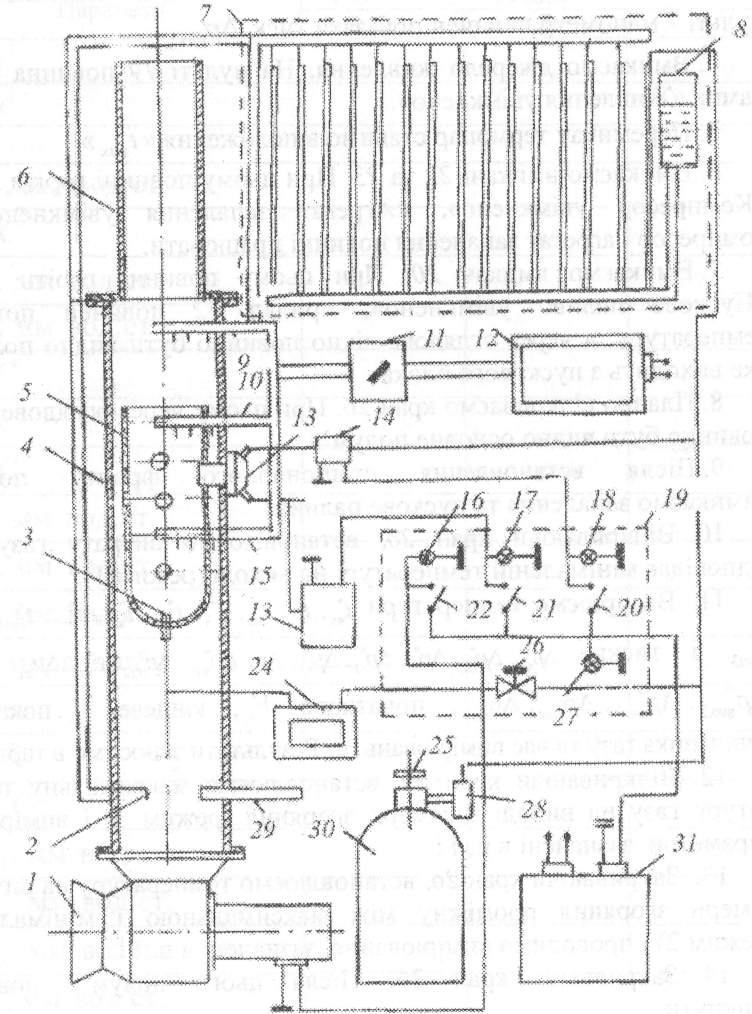


Рис. 21



Порядок виконання роботи

1. Вмикаємо витяжний вентилятор.
2. Вимірюємо тиск p_n (мм вод. ст.) та температуру t_n ($^{\circ}\text{C}$) атмосферного повітря.
3. Закриваємо кран 25 і відкриваємо кран 26 на балоні. На пульті 7 манометр повинен показати тиск $\Delta p_{\text{пал}}$.
4. Вмикаємо джерело живлення. На пульті 19 повинна горіти лампа «Живлення увімкнено».
5. Перемикач термопар ставимо в положення « $t_{\text{вих}}$ ».
6. Вмикаємо вмикачі 22 та 23. При цьому повинні горіти лампи «Компресор увімкнено», «Агрегат запалення увімкнено», а компресор і агрегат запалення повинні працювати.
7. Вмикаємо вмикач 20. При цьому повинна горіти лампа «Пускове паливо увімкнено», прилад 12 повинен показати температуру, а через оглядове вікно повинно бути видно полум'я, яке виходить з пускового блока.
8. Плавню відкриваємо кран 26. При цьому через оглядове вікно повинно бути видно основне полум'я.
9. Після встановлення стаціонарного фронту полум'я вимикаємо запалення та пускове паливо.
10. Відкриваючи кран 26, встановлюємо витрату газу, яка відповідає мінімальній температурі на виході (режим 1).
11. Вимірюємо температури $t_{\text{вх}}^*$, $t_{\text{г1}}^*$, $t_{\text{г2}}^*$, $t_{\text{г3}}^*$, $t_{\text{жт1}}^*$, $t_{\text{жт2}}^*$, $t_{\text{жт3}}^*$, $t_{\text{вих1}}^*$, $t_{\text{вих2}}^*$, $t_{\text{вих3}}^*$ і тиски $\Delta p_{\text{вх}}^*$, $\Delta p_{\text{г1}}^*$, $\Delta p_{\text{г2}}^*$, $\Delta p_{\text{г3}}^*$, Δp , $\Delta p_{\text{жт1}}^*$, $\Delta p_{\text{жт2}}^*$, $\Delta p_{\text{жт3}}^*$, $\Delta p_{\text{жт}}^*$, $\Delta p_{\text{вих1}}^*$, $\Delta p_{\text{вих2}}^*$, $\Delta p_{\text{вих3}}^*$, $\Delta p_{\text{вих}}^*$, $\Delta p_{\text{пал}}$, початкове $V_{\text{п}}$, кінцеве $V_{\text{к}}$, показання лічильника газу та час вимірювань τ . Результати заносимо в табл. 15.
12. Відкриваючи кран 26, встановлюємо максимальну температуру газу на виході з камери згоряння (режим 3) і вимірюємо параметри, зазначені в п. 11.
13. Закриваючи кран 26, встановлюємо температуру на виході з камери згоряння проміжну між максимальною і мінімальною (режим 2) і проводимо вимірювання, зазначені в п. 11.
14. Закриваємо кран 26. Після цього полум'я повинно зникнути.

15. Коли прилад 12 покаже кімнатну температуру, вимикаємо компресор.

16. Через 10 хв вимикаємо витяжний вентилятор.

17. Результати заносимо до табл. 15.

Таблиця 15

Параметр	Режим		
	1	2	3
$V_{\text{п}}, \text{м}^3$			
$V_{\text{к}}, \text{м}^3$			
$\tau, \text{с}$			
$\Delta p_{\text{пал}}, \text{мм вод.ст.}$			
$t_{\text{вх}}^*, ^{\circ}\text{C}$			
$\Delta p_{\text{вх}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{г1}}, \text{мм вод.ст.}$			
$t_{\text{г1}}^*, ^{\circ}\text{C}$			
$t_{\text{г2}}^*, ^{\circ}\text{C}$			
$t_{\text{г3}}^*, ^{\circ}\text{C}$			
$\Delta p_{\text{г1}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{г2}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{г3}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{г}}, \text{мм вод.ст.}$			
$t_{\text{жт1}}^*, ^{\circ}\text{C}$			
$t_{\text{жт2}}^*, ^{\circ}\text{C}$			
$t_{\text{жт3}}^*, ^{\circ}\text{C}$			
$\Delta p_{\text{жт1}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{жт2}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{жт3}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{жт}}^*, \text{мм вод.ст.}$			

Параметр	Режим		
	1	2	3
$t_{\text{вих1}}^*, ^\circ\text{C}$			
$t_{\text{вих2}}^*, ^\circ\text{C}$			
$t_{\text{вих3}}^*, ^\circ\text{C}$			
$\Delta p_{\text{вих1}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{вих2}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{вих3}}^*, \text{мм вод.ст.}$			
$\Delta p_{\text{вих}}, \text{мм вод.ст.}$			



Обробка та оформлення результатів вимірювань

Обробка результатів вимірювань проводиться відповідно до формул, наведених в табл. 16. Проводячи розрахунки параметрів, наведених у табл. 16 беруть: $F_{\text{вх}} = 0.039 \text{ м}^2$, $V_{\text{кз}} = 0.078 \text{ м}^3$, $l_0 = 18 \text{ кг повітря/кг палива}$. Величини $R_{\text{пал}}$ та $H_{\text{и}}$ визначаються із сертифікату на газ, який знаходиться в балоні.

Таблиця 16

Параметр і розрахункова формула	Режим		
	1	2	3
$p_{\text{пал}} = 9,8\Delta p_{\text{пал}} + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$T_{\text{вх}} = t_{\text{н}} + 273, \text{K}$			
$\rho_{\text{пал}} = p_{\text{пал}} / (T_{\text{вх}} R_{\text{пал}}), \text{кг/м}^3$			
$Q_{\text{пал}} = (V_{\text{к}} - V_{\text{п}}) / \tau, \text{м}^3/\text{с}$			
$G_{\text{пал}} = \rho_{\text{пал}} Q_{\text{пал}}, \text{кг/с}$			
$p_{\text{вх}}^* = 9,8\Delta p_{\text{вх}}^* + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$p_{\text{вх}} = 9,8\Delta p_{\text{вх}} + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$\lambda_{\text{вх}} = 2,45\sqrt{1 - (p_{\text{вх}} / p_{\text{вх}}^*)^{0,286}}$			

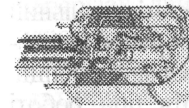
Параметр і розрахункова формула	Режим		
	1	2	3
$\rho_{\text{вх}} = p_{\text{вх}} / (287T_{\text{вх}}), \text{кг/м}^3$			
$G_{\text{вх}} = 1098p_{\text{вх}}\lambda_{\text{вх}}F_{\text{вх}}\sqrt{T_{\text{вх}}}, \text{кг/с}$			
$\alpha = G_{\text{вх}} / (l_0 G_{\text{пал}})$			
$T_{\text{г1}}^* = t_{\text{г1}}^* + t_{\text{н}} + 273, \text{K}$			
$T_{\text{г2}}^* = t_{\text{г2}}^* + t_{\text{н}} + 273, \text{K}$			
$T_{\text{г3}}^* = t_{\text{г3}}^* + t_{\text{н}} + 273, \text{K}$			
$p_{\text{г1}}^* = 9,8\Delta p_{\text{г1}}^* + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$p_{\text{г2}}^* = 9,8\Delta p_{\text{г2}}^* + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$p_{\text{г3}}^* = 9,8\Delta p_{\text{г3}}^* + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$p_{\text{г}} = 9,8\Delta p_{\text{г}} + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$\lambda_{\text{г1}} = 2,73\sqrt{1 - (p_{\text{г}} / p_{\text{г1}}^*)^{0,248}}$			
$\lambda_{\text{г2}} = 2,73\sqrt{1 - (p_{\text{г}} / p_{\text{г2}}^*)^{0,248}}$			
$\lambda_{\text{г3}} = 2,73\sqrt{1 - (p_{\text{г}} / p_{\text{г3}}^*)^{0,248}}$			
$c_{\text{г1}} = 18,15\lambda_{\text{г1}}\sqrt{T_{\text{г1}}^*}, \text{м/с}$			
$c_{\text{г2}} = 18,15\lambda_{\text{г2}}\sqrt{T_{\text{г2}}^*}, \text{м/с}$			
$c_{\text{г3}} = 18,15\lambda_{\text{г3}}\sqrt{T_{\text{г3}}^*}, \text{м/с}$			
$T_{\text{жт1}}^* = t_{\text{жт1}}^* + t_{\text{н}} + 273, \text{K}$			
$T_{\text{жт2}}^* = t_{\text{жт2}}^* + t_{\text{н}} + 273, \text{K}$			
$T_{\text{жт3}}^* = t_{\text{жт3}}^* + t_{\text{н}} + 273, \text{K}$			
$p_{\text{жт1}}^* = 9,8\Delta p_{\text{жт1}}^* + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$p_{\text{жт2}}^* = 9,8\Delta p_{\text{жт2}}^* + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			
$p_{\text{жт3}}^* = 9,8\Delta p_{\text{жт3}}^* + 133,3p_{\text{н}}, \text{Па}$			

Параметр і розрахункова формула	Режим		
	1	2	3
$p_{жт3} = 9,8\Delta p_{жт3} + 133,3 p_n, \text{ Па}$			
$\lambda_{жт1} = 2,73\sqrt{1 - (p_{жт} / p_{жт1}^*)^{0,248}}$			
$\lambda_{жт2} = 2,73\sqrt{1 - (p_{жт} / p_{жт2}^*)^{0,248}}$			
$\lambda_{жт3} = 2,73\sqrt{1 - (p_{жт} / p_{жт3}^*)^{0,248}}$			
$c_{жт1} = 18,15\sqrt{T_{жт1}^*}, \text{ м/с}$			
$c_{жт2} = 18,15\sqrt{T_{жт2}^*}, \text{ м/с}$			
$c_{жт3} = 18,15\sqrt{T_{жт3}^*}, \text{ м/с}$			
$T_{вих1}^* = t_{вих1}^* + t_n + 273, \text{ К}$			
$T_{вих2}^* = t_{вих2}^* + t_n + 273, \text{ К}$			
$T_{вих3}^* = t_{вих3}^* + t_n + 273, \text{ К}$			
$p_{вих1}^* = 9,8\Delta p_{вих1}^* + 133,3 p_n, \text{ Па}$			
$p_{вих2}^* = 9,8\Delta p_{вих2}^* + 133,3 p_n, \text{ Па}$			
$p_{вих3}^* = 9,8\Delta p_{вих3}^* + 133,3 p_n, \text{ Па}$			
$p_{вих3} = 9,8\Delta p_{вих3} + 133,3 p_n, \text{ Па}$			
$\lambda_{вих1} = 2,73\sqrt{1 - (p_{вих} / p_{вих1}^*)^{0,248}}$			
$\lambda_{вих2} = 2,73\sqrt{1 - (p_{вих} / p_{вих2}^*)^{0,248}}$			
$\lambda_{вих3} = 2,73\sqrt{1 - (p_{вих} / p_{вих3}^*)^{0,248}}$			
$c_{вих1} = 18,15\sqrt{T_{вих1}^*}, \text{ м/с}$			
$c_{вих2} = 18,15\sqrt{T_{вих2}^*}, \text{ м/с}$			
$c_{вих3} = 18,15\sqrt{T_{вих3}^*}, \text{ м/с}$			
$T_{вих.сер}^* = (T_{вих1}^* + T_{вих2}^* + T_{вих3}^*) / 3, \text{ К}$			

Параметр і розрахункова формула	Режим		
	1	2	3
$c_{кз} = 878 + 0,208(T_{вих.сер}^* + 0,48T_{вх}^*), \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$			
$\eta_r = c_{кз} G_{вх} (T_{вих.сер}^* - T_{вх}^*) / (G_{пал} H_u)$			
$\alpha = G_{вх} / \alpha_0 G_{пал}$			
$p_{вих.сер}^* = 0,333(p_{вих1}^* + p_{вих2}^* + p_{вих3}^*), \text{ Па}$			
$\sigma_{кз} = p_{вих.сер}^* / p_{вх}^*$			
$Q_{кз} = G_{пал} H_u / (p_{вх}^* V_{кз}), \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{Па)}$			
$T_{вих.теор}^* = T_{вх}^* + G_{пал} \eta_r H_u / (c_{кз} G_{вх}), \text{ К}$			
$\delta T_{вих}^* = (T_{вих.сер}^* - T_{вих.теор}^*) / T_{вих.сер}^*$			

Звіт з цієї роботи повинен містити:

- назву та мету роботи;
- схему експериментальної установки (див. рис. 21);
- заповнені табл. 15 і 16;
- графіки залежності швидкості c_r у зоні згоряння та на виході з камери від відносного радіусу внутрішнього корпусу r на режимах 1 та 3 ($\bar{r} = 0; 0,5; 1$);
- графік залежності η_r від α ;
- графік залежності $\sigma_{кз}$ від α ;
- графік залежності $T_{гсер}^*$ від α ;
- аналіз результатів та висновки з роботи.

Лабораторна робота 6**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРДД****Мета роботи**

1. Ознайомлення зі стендом для випробування ТРДД, процесами випробування і вимірювання параметрів.

2. Експериментальне визначення зміни параметрів робочого тіла вздовж проточної частини ТРДД.

3. Визначення параметрів дійсного термодинамічного циклу і його зображення у координатах $p-v$ і $i-s$.

4. Аналіз одержаних результатів та висновки.



Теоретичні відомості

Дійсний термодинамічний цикл складається з незворотних термодинамічних процесів, які здійснюються у внутрішньому і зовнішньому контурах ТРДД. При роботі двигуна на нерухомому стенді цикл складається з процесів стиснення в компресорах низького і високого тисків, процесу підведення тепла в камері згоряння, процесів розширення в турбінах високого і низького тисків та соплах внутрішнього і зовнішнього контурів. Відведення тепла здійснюється шляхом викиду робочого тіла в атмосферу, тому дійсний термодинамічний цикл можна вважати замкнутим умовно.

Під час дійсного термодинамічного циклу змінюються термодинамічні параметри робочого тіла (температура і тиск), що призводить до зміни його енергетичних параметрів – внутрішньої енергії, ентальпії, ентропії. При цьому проходить прискорення робочого тіла, яке рухається в проточній частині ТРДД, за рахунок чого виникає сила тяги.



Опис установки

В установці як об'єкт дослідження використовується ТРДД AI-25, встановлений на літаку ЯК-40 як маршовий двигун. Сила тяги двигуна на максимальному режимі 14750 Н.

Двигун 3 (рис. 22) встановлено в боксі 1 випробувальної станції і закріплено на фундаменті 9 через пілон 13, тяговимірювальний пристрій 12, опорну раму 6. Фундамент встановлено на вібропоглинальній основі і жорстко не зв'язано зі стінами випробувальної станції. Завдяки цьому динамічні навантаження, які виникають при роботі двигуна, не діють на будівлю випробувальної станції.

Повітря до працюючого двигуна надходить через повітрозабірну шахту 18 і повітрозабірник двигуна 16. Газ, який виходить із двигуна, через трубопровід 4 відводиться в атмосферу. Для монтажу і демонтажу двигуна в боксі встановлено тельфер 2.

До складу установки входить також допоміжна силова установка (ДСУ) 7 типу AI-9, що виробляє стиснене повітря, яке використовується для запуску двигуна AI-25. Установка AI-9 розташована під опорною рамою 6 на своїй рамі 8. Повітря до ДСУ підводиться через трубопровід 11, а газ відводиться через трубопровід 5.

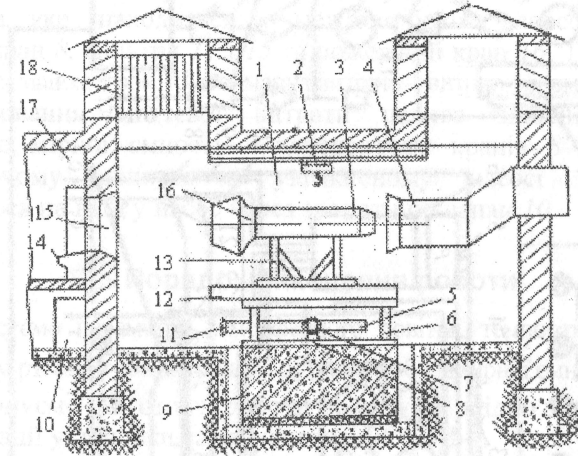


Рис. 22

Керування роботою двигунів AI-25 і AI-9 здійснюється з пульта керування 14, який знаходиться в окремому приміщенні 17. Під пультом керування знаходиться джерело струму 10, яке виробляє постійний струм для запуску ДСУ. За роботою двигуна AI-25 ведеться спостереження з пульта керування через вікно 15.

Двигун AI-25 складається зі вхідного пристрою 30 (рис. 23), компресорів низького та високого тисків 34 і 36, камери згоряння 25, турбін високого і низького тисків 24 і 25, сопел внутрішнього і зовнішнього контурів 18 і 21.

Для визначення параметрів робочого тіла в характерних перерізах двигуна передбачено спеціальну систему вимірювання параметрів. Система складається з установлених у цих перерізах комбінованих датчиків 19, 20, 22, 26, 33 і 35 для вимірювання статичного тиску, тиску загальмованого потоку та температури загальмованого потоку. Тиск вимірюється водяними 2 та стрічковими 3 манометрами, а температура – електронним потенціометром 6. Сила тяги вимірюється приладом 5. Система вимірювання частот обертання роторів складається зі встановлених на двигуні датчиків частот обертання 28 і 29, а на пульті керування – з приладів 1.

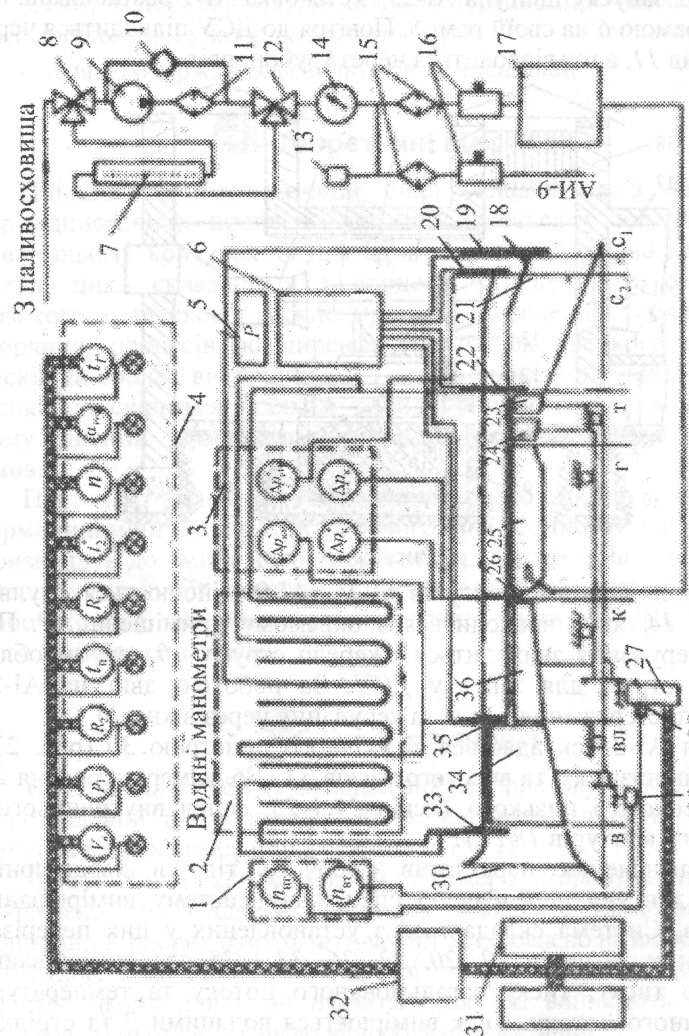


Рис. 23

Запуск двигуна здійснюється за допомогою повітряного стартера 27 за командами, що надходять з автомата запуску 32, який живиться від енерговузла 31. Керування запуском і роботою на ustalених режимах та контроль параметрів здійснюються з пульта керування 4.

Паливо до паливного агрегата двигуна 17 подається з паливосховища, яке знаходиться за межами бокса, насосом 9 через запірний кран 8, фільтри 11 і 15 та пожежний кран 16. Тиск палива вимірюється манометром 13, а сумарна витрата – витратоміром 14.

Вимірювання миттєвої витрати палива здійснюється за допомогою мірної ємності 7 перекриттям кранів 8 і 12. При непрацюючому двигуні в увімкненому насосі 9 паливо повертається на вхід у насос через зворотній клапан 10.

Порядок виконання роботи

1. Записуємо параметри атмосферного повітря, температуру t_n (°C), тиск p_n (мм рт. ст.), густину палива ρ_n (кг/м³), об'єм мірної ємності V_{mo} (л).

2. Виконуємо підготовчі роботи до запуску згідно з інструкцією з експлуатації установки та запускаємо ДСУ AI-9.

3. Коли температура повітря, що відбирається з ДСУ досягне 120 °C, запускаємо двигун AI-25 і зупиняємо ДСУ AI-9.

4. Після прогрівання двигуна вимірюємо на режимі «малий газ» надлишковий статичний Δp тиск, тиск загальмованого потоку Δp^* , температуру загальмованого потоку t_b^* в перерізах «в», «вл», «к», «т», «с₁», «с₂».

5. Вимірюємо параметри, зазначені в п. 4 на режимах 0,4; 0,6; 0,85 від номінального.

6. Після закінчення вимірювань переводимо двигун на режим «малий газ» і після охолодження зупиняємо. Результати вимірювань записуємо в табл. 17. Заповнюючи табл. 17, необхідно враховувати такі правила:

– у формулах для обчислення тиску p і p^* знак «-» використовується тільки для перерізу «в», для інших – знак «+»;

– якщо Δp і Δp^* вимірюються в мм вод. ст., то $\kappa=9,8$, а якщо в кг/см², то $\kappa=9,8 \cdot 10^4$;

– величини параметрів у перерізі «г» підраховують за формулами $T_g^* = T_t^* + 0,88 T_k^* + 1,83 T_{vl}^* - 2,71 T_b^*$, $p_g = \pi(\lambda_g) p_t^*$, $p_g^* = 0,97 p_k^*$.

Характерні перерізи проточної частини двигуна												
Вимірний і параметр розрахункова формула	в		вл		к		г		т		с ₂	
	Параметр	Одиниця вимірювання	Параметр	Одиниця вимірювання	Параметр	Одиниця вимірювання	Параметр	Одиниця вимірювання	Параметр	Одиниця вимірювання	Параметр	Одиниця вимірювання
	мм вод. ст.	Па	мм вод. ст.	Па	кг/см ²	Па	мм вод. ст.	Па	мм вод. ст.	Па	мм вод. ст.	Па
Δp^*						Не вимірюється						
$p^* = p_n \pm \kappa \Delta p$						Не вимірюється						
Δp						Не вимірюється						
$p = p_n \pm \kappa \Delta p$						Не вимірюється						
i_g^*						Не вимірюється						
$T^* = i_n^* + t + 273$						Не вимірюється						



Обробка та оформлення результатів вимірювань

Результати вимірювання обчислюємо за формулами, наведеними в табл. 18. Обчислюючи параметри в перерізі «г», беремо $\lambda_r=0,19$ для режиму «малий газ» і $\lambda_r=0,25$ – для 0,85 номінального режиму.

Обчислюючи параметри, наведені в табл. 18, для перерізів «в», «вл», «к», «с₂» слід взяти $\kappa=1,41$, $a=18,3$, а для інших – $\kappa=1,33$, $a=18,15$. Для побудови термодинамічного циклу внутрішнього контуру потрібно обчислити зміни ентальпії Δi й ентропії Δs у процесах «в-к», «к-г», «гс» за формулами:

$$\Delta i_{к-в} = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} (T_{\kappa} - T_{\text{в}}); \quad \Delta i_{г-к} = c_{\text{п}} (T_{\text{г}} - T_{\kappa}); \quad \Delta i_{с_1-г} = c_{\text{п}} (T_{с_1} - T_{\text{г}});$$

$$\Delta S_{к-в} = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} \ln \left(\frac{T_{\kappa}}{T_{\text{в}}} \right) - R \ln \frac{p_{\kappa}}{p_{\text{в}}}; \quad \Delta S_{г-к} = c_{\text{п}} \ln \frac{T_{\text{г}}}{T_{\kappa}} - R \ln \frac{p_{\text{г}}}{p_{\kappa}};$$

$$\Delta S_{с_1-г} = c_{\text{п}} \ln \frac{T_{с_1}}{T_{\text{г}}} - R \ln \frac{p_{с_1}}{p_{\text{г}}}.$$

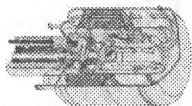
Для відповідних значень температур T_{κ} і $T_{\text{г}}$ та $T_{\text{г}}$ і $T_{с_1}$ знаходимо $c_{\text{п}}$ за формулою $c_{\text{п}} = 878 + 0,208 \cdot (T_{\text{г}}^* + 0,48 T_{\kappa}^*)$ Дж/(кг·К), і беремо $\kappa=1,41$, $R=287$ Дж/(кг·К).

Таблиця 18

Обчислюваний параметр та розрахункова формула	Характерні перерізи						
	в	вл	к	г	т	с ₁	с ₂
$\pi(\lambda) = p/p^*$							
$\lambda = [(k+1)/(k-1)] \cdot \sqrt{1 - \pi(\lambda)^{(k-1)/k}}$							
$\tau(\lambda) = 1 - \lambda^2(k-1)/(k+1)$							
$T = \tau(\lambda) T^*$, К							
$c = a \lambda \sqrt{T^*}$, м/с							
$\nu = RT/p$, м ³ /кг							

Звіт з цієї роботи повинен містити:

- найменування і мету роботи;
- принципові схеми бокса для випробування (див. рис. 22) та схему установки (див. рис. 23);
- заповнені таблиці 17 і 18;
- схему ТРДД AI-25 з побудованими під нею графіками змін величин p^* , T^* і c вздовж проточної частини на режимах «малий газ» та «0,6 від номінального»;
- побудовані за результатами досліджень дійсні термодинамічні цикли в координатах p та i на режимах «малий газ» та «0,85 від номінального»;
- аналіз одержаних результатів та висновки.



Лабораторна робота 7

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАПУСКУ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА



Мета роботи

1. Визначення змін у процесі запуску параметрів робочого тіла, тиску та температури на вході в компресор високого тиску $\Delta p_{\text{вл}}^*$, $t_{\text{вл}}^*$ та на виході з нього $\Delta p_{\text{к}}^*$, $t_{\text{к}}^*$ і температури газу за турбіною $t_{\text{т}}^*$.
2. Визначення змін у процесі запуску частот обертання роторів низького $n_{\text{кн}}$ та високого $n_{\text{кв}}$ тисків.
3. Розрахунок моменту опору турбокомпресора $M_{\text{тк}}$, моментів на переборення інерційних сил M_i та сумарного моменту M_{Σ} і побудова графіка залежності моментів $M_{\text{тк}}$, M_i та M_{Σ} від частоти обертання ротора високого тиску $\bar{n}_{\text{тк}}$.



Теоретичні відомості

Запуск ГТД – це процес виведення непрацюючого двигуна на режим «малий газ». Процес запуску здійснюється в три етапи. На першому етапі розкручування ротора високого тиску ведеться від

стартера, на другому – від стартера і турбіни, а на третьому – тільки від турбіни. У кінці третього етапу, коли потужність, що розвивається турбіною високого тиску, дорівнює потужності, яка споживається компресором високого тиску, збільшення частоти обертання ротора турбокомпресора припиняється і двигун виходить на усталений режим роботи – «малий газ».

Частота обертання на кожному етапі запуску збільшується через те, що розкручувальний момент M_p більший за момент опору ротора, який складається з моментів опору ротора турбокомпресора $M_{\text{тк}}$ і моменту для переборення інерційних сил M_i , що визначаються за формулою:

$$M_p > M_{\text{тк}} + M_i = C_k n_{\text{вт}}^2 + 6,28 \varepsilon I_0,$$

де C_k – стала для даного турбокомпресора величина, $n_{\text{вт}}$ – частота обертання ротора високого тиску, ε – кутове прискорення ротора, I_0 – момент інерції ротора.

Величини C_k і ε знаходять за формулами: $C_k = (G_{\text{кв}} L_{\text{скв}}^*) / (6,28 n_{\text{вт}}^* \eta_{\text{кв}}^*)$; $\varepsilon = dn_{\text{вт}} / dt = (n_{\text{вт}(i+1)} - n_{\text{вт}i}) / \Delta t$, де $G_{\text{кв}}$ – витрата повітря, $L_{\text{скв}}^*$ – адіабатична робота, $n_{\text{вт}}^*$ – частота обертання, $\eta_{\text{кв}}^*$ – ККД компресора високого тиску на режимі «малий газ», $n_{\text{вт}i}$, $n_{\text{вт}(i+1)}$ – частоти обертання ротора високого тиску на початку та по закінченні відрізка часу Δt .



Опис установки

Роботу виконуємо на установці, описаній у лабораторній роботі 6. Запуск ТРДД AI-25 здійснюється за допомогою повітряного стартера 2 типу СВ-25 (рис. 24).

Стартер складається з малорозмірної турбіни і редуктора, який через систему шестерень кінематично зв'язаний з ротором високого тиску. Робочим тілом, що використовується для обертання турбіни стартера, є повітря, яке стискується в ДСУ 3 типу AI-9. Стиснене повітря від ДСУ до стартера подається по трубопроводу 5 через зворотний клапан 7. Для того, щоб динамічні навантаження не передавалися від AI-25 до AI-9, у трубопроводі встановлено елементи 1, 4 і 6, які зменшують їхню величину.

Оскільки процес запуску двигуна АІ-25 протікає досить швидко, то для реєстрації зміни параметрів під час запуску застосовано спеціальну швидкодіючу електронно-оптичну систему. Система складається з магнітоелектричного осцилографа 1, датчиків частот обертання 4 та 5, датчиків тиску 2 та 3 (рис. 25).

Датчики тиску 2 і 3 перетворюють величини фізичних параметрів на пропорційні їхнім величинам напруги електричного струму. Оскільки температура вимірюється термопарами, які виробляють напругу електричного струму, пропорційну величині температури, то їхній сигнал реєструється осцилографом безпосередньо.

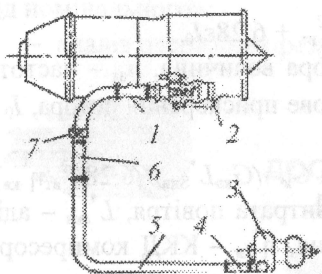


Рис. 24

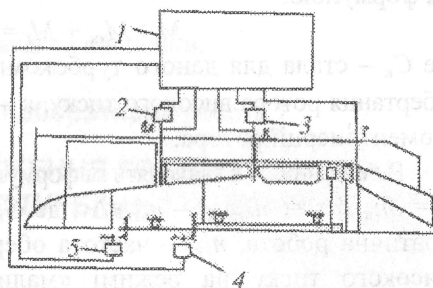


Рис. 25

На рис. 26, а показано схему магнітоелектричного осцилографа. Промінь світла від лампочки 1 через конденсатор 2 і діафрагму 3, заломлювальну призму 4 направляється на дзеркало вібратора 10. Відбитий від дзеркала промінь направляється на відхильну призму 9. Від призми 9 один промінь направляється на дзеркальний барабан 8, від якого відбивається і направляється на екран 5, а другий – на барабан 7, на якому знаходиться фотопapір. Якщо фотопapір нерухомий, то промінь, направлений на нього, відобразиться у вигляді крапки, а якщо буде рухатися, то промінь відобразиться у вигляді лінії.

Вібратор (рис. 26, б) складається з постійного магніта 2, в полі якого знаходиться струмопровідна петля 3, закріплена на ізоляторах 1 і 5 і натягнута пружиною 4. До петлі прикріплене дзеркальце 6.

Якщо через петлю проходить електричний струм, то внаслідок взаємодії полів петлі і постійного магніту петля і прикріплене до неї дзеркальце будуть відхилятися на кут, пропорційний величині струму.

Коли барабан 8 почне обертатися, фотопapір на барабані 7 – рухатися, а дзеркальце вібратора під дією змінного по величині струму, який протікає по петлі вібратора – відхилятися, то на фотопapірі зобразиться осцилограма – закономірність зміни величини струму протягом часу. Щоб визначити час зміни параметру, на фотопapірі одночасно роблять відмітки через одну секунду. Конструкція сучасних осцилографів дозволяє на одній стрічці фотопapеру одночасно реєструвати декілька процесів і одночасно спостерігати за їхніми змінами візуально на екрані 5 (рис. 26, а).

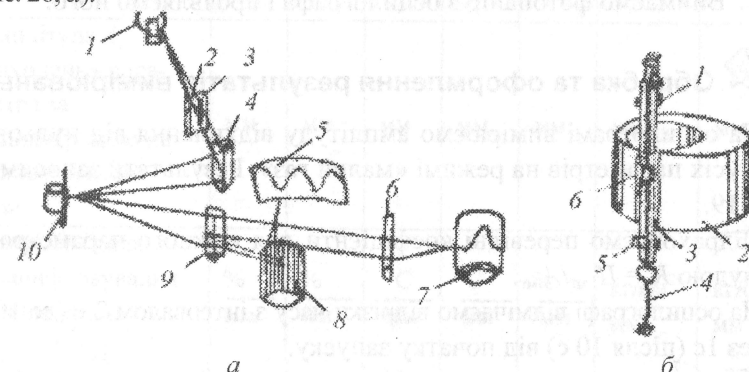


Рис. 26

Щоб розшифрувати осцилограму, необхідно визначити відповідність між амплітудою відхилення A , певного параметра від нульової лінії і його фактичним значенням. З цією метою на режимі «малий газ» за приладами, встановленими на пульті, вимірюють значення параметрів $\Pi_{\text{м.г.}}$ а на осцилограмі – вимірюється амплітуда відхилення $A_{\text{м.г.}}$ на цьому ж режимі. Потім визначають перевірний коефіцієнт $K_i = \Pi_{\text{м.г.}} / A_{\text{м.г.}}$. Фізичну величину кожного параметра Π_i визначають із формули: $\Pi_i = K_i A_i$, де A_i – амплітуда відхилення кривої кожного параметра від нульової лінії в певний час запуску.



Порядок виконання роботи

1. Готуємо осцилограф до запису параметрів.
2. Запускаємо ДСУ АІ-9.
3. Вмикаємо осцилограф і запускаємо ТРДД АІ-25 згідно з інструкцією з експлуатації.

4. Зупиняємо ДСУ АІ-9.
5. На режимі «малий газ» записуємо значення таких параметрів:
 - частоти обертання роторів низького $n_{нт}$ та високого $n_{вт}$ тисків;
 - температуру за вентилятором $t_{вл}^*$, за КВТ t_k^* та за турбіною t_t^* ;
 - надлишкові тиски за вентилятором $\Delta p_{вл}$ та за КВТ Δp_k^* .
6. Результати вимірювань заносимо в табл. 19.
7. Виймаємо фотопapip з осцилографа і проявляємо його.



Обробка та оформлення результатів вимірювань

На осцилограмі вимірюємо амплітуду відхилення від нульових ліній усіх параметрів на режимі «малий газ». Результати заносимо в табл. 19.

Підраховуємо перевідні коефіцієнти для кожного параметра за формулою $K_i = \Pi_{i\text{ мГ}} / A_{i\text{ мГ}}$.

На осцилографі відмічаємо відрізки часу з інтервалом 2 с (до 10 с) і через 1с (після 10 с) від початку запуску.

Для кожного заосцилографованого параметра у відмічені моменти запуску вимірюємо амплітуди A_i і заносимо в табл. 20.

Знаходимо коефіцієнт C_k за формулою

$$C_k = 0,126 p_{вл.мГ}^* \sqrt{T_{вл.мГ}^*} \left[\left(p_{к.мГ}^* / p_{вл.мГ}^* \right)^{0,286} - 1 \right] / n_{вт.мГ}^3.$$

Проводимо обробку результатів за формулами, наведеними в табл. 20, узявши $I_0 = 3,3 \text{ кг/м}^2$.

Звіт з цієї роботи повинен містити:

- найменування та мету роботи;
- принципові схеми запуску (див. рис. 24), системи вимірювань (див. рис. 25) та магнітно-електричного осцилографа (рис. 26);
- заповнені табл. 19 і 20;
- графіки змін величин $n_{вт}$, $n_{нт}$, $p_{в}^*$, $p_{к}^*$, $T_{вб}^*$, T_k^* , T_t^* від часу запуску τ ;
- графіки змін моментів $M_{т0}$, M_i та M_{Σ} від відносної частоти обертання $\bar{n}_{вт}$;
- аналіз одержаних результатів та висновки.

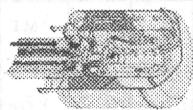
Таблиця 19

Виміряний параметр та розрахункова формула	$n_{вт}$	$n_{нт}$	$t_{вл}^*$	t_k^*	t_t^*	$\Delta p_{вл}^*$	Δp_k^*
Параметр Π_i , виміряний на режимі «малий газ» за приладами	%	%	°C	°C	°C	$\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	$\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$
Амплітуда A_i відхилення параметра за осцилограмою на режимі «малий газ»	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
Коефіцієнт для розшифровування осцилограми $K_i = \Pi_i / A_i$	$\frac{\%}{\text{мм}}$	$\frac{\%}{\text{мм}}$	$\frac{°C}{\text{мм}}$	$\frac{°C}{\text{мм}}$	$\frac{°C}{\text{мм}}$	$\frac{\text{кг/см}^2}{\text{мм}}$	$\frac{\text{кг/см}^2}{\text{мм}}$

Таблиця 20

Обчислюваний параметр і розрахункова формула	Час запуску, с						
	τ_1	τ_2	τ_3	...	τ_i	...	$\tau_{мГ}$
$n_{втв}$, мм							
$n_{нт} = 1,975 K_1 n_{втв}$, 1/с							
$n_{вт}$, мм							
$n_{вт} = 2,751 K_2 n_{втв}$, 1/с							
$\bar{n}_{вт} = n_{вт} / n_{вт\text{ м.Г.}}$							
$t_{вл}^*$, мм							
$T_{вл}^* = K_3 t_{вл}^* + t_{н} + 273$, К							

Обчислюваний параметр і розрахункова формула	Час запуску, с						
	τ_1	τ_2	τ_3	...	τ_i	...	$\tau_{\text{МГ}}$
$t_{\text{к}}^*$, мм							
$T_{\text{к}}^* = K_4 t_{\text{к}}^* + t_{\text{н}} + 273$, К							
$t_{\text{т}}^*$, мм							
$T_{\text{т}}^* = K_5 t_{\text{т}}^* + t_{\text{н}} + 273$, К							
$\Delta p_{\text{вл}}^*$, мм							
$p_{\text{вл}}^* = 133,3 p_{\text{н}} + K_6 9,8 \cdot 10^4 \Delta p_{\text{вл}}^*$, Па							
$\Delta p_{\text{к}}^*$, мм							
$p_{\text{к}}^* = 133,3 p_{\text{н}} + K_7 9,8 \cdot 10^4 \Delta p_{\text{к}}^*$, Па							
$\varepsilon = \frac{n_{\text{ВТ}(i+1)} - n_{\text{ВТ}i}}{\Delta \tau}$, 1/с ²							
$M_i = 6,28 I_0 \varepsilon$, Н·м							
$M_{\text{тк}} = C_{\text{к}} n_{\text{ВТ}}^2$, Н·м							
$M_{\Sigma} = M_i + M_{\text{тк}}$, Н·м							



Лабораторна робота 8

ДОСЛІДЖЕННЯ ДРОСЕЛЬНОЇ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРДД

Мета роботи

1. Ознайомлення з обладнанням для вимірювання сили тяги та методикою побудови дросельної характеристики.
2. Вимірювання параметрів, які визначають дросельну характеристику, та її побудова.
3. Дослідження змін параметрів, від яких залежить сила тяги P та питома витрата палива $C_{\text{п}}$: витрат повітря через внутрішній $G_{\text{п1}}$ та зовнішній $G_{\text{п2}}$ контури, швидкостей на виході із сопел

внутрішнього $c_{\text{с1}}$ та зовнішнього $c_{\text{с2}}$ контурів від частоти обертання ротора високого тиску $n_{\text{ВТ}}$.

4. Дослідження змін параметрів робочого процесу: температури газу перед турбіною $T_{\text{г}}^*$, ступеня підвищення тиску $\pi_{\text{к}}^*$, ступеня двоконтурності m , термічного $\eta_{\text{с}}$ та ефективного ККД $\eta_{\text{е}}$ від частоти обертання ротора високого тиску $n_{\text{ВТ}}$.

5. Визначення сили тяги шляхом обчислення на основі вимірних параметрів величин $G_{\text{п1}}$, $G_{\text{п2}}$, $c_{\text{с1}}$ та $c_{\text{с2}}$.

6. Аналіз одержаних результатів та висновки.



Теоретичні відомості

В умовах експлуатації двигуна змінюється температура газу перед турбіною, її потужність, частота обертання роторів, величина сили тяги P і питома витрата палива $C_{\text{п}}$.

Залежність сили тяги P і питомої витрати палива $C_{\text{п}}$ від частоти обертання ротора високого тиску $n_{\text{ВТ}}$ за умови незмінних параметрів повітря на вході називають дросельною характеристикою. Збільшення $n_{\text{ВТ}}$ призводить до збільшення P і зменшення $C_{\text{п}}$.

Величина сили тяги $P_{\text{в}}$ під час виконання даної роботи вимірюється безпосередньо за допомогою силовимірювального пристрою; частота обертання – за допомогою системи вимірювання частоти обертання, яка складається зі встановленого на двигуні датчика і встановленого на пульті керування показуючого прилада. Питома витрата палива обчислюється за формулою: $C_{\text{п}} = G_{\text{пал.г}}/P_{\text{в}}$, де $G_{\text{пал.г}} = 3,6 \rho_{\text{пал}} V_{\text{мо}}/\tau$ (кг/год), $\rho_{\text{пал}}$ (кг/м³) – густина палива, $V_{\text{мо}}$ (л) – величина мірного об'єму, τ , (с) – час випорожнення мірного об'єму.

Сила тяги для ТРДД, який працює в умовах нерухомого стенду, визначається за формулою $P = c_{\text{с1}} G_{\text{п1}} + c_{\text{с2}} G_{\text{п2}}$, де $c_{\text{с1}}$, $c_{\text{с2}}$ – швидкості газу на виході із сопел внутрішнього і зовнішнього контурів; $G_{\text{п1}}$, $G_{\text{п2}}$ – витрати газу через внутрішній і зовнішній контури, які визначаються за формулами:

$$c_{\text{с1}} = 18,15 \lambda_{\text{с1}} \sqrt{T_{\text{с1}}^*}; \quad c_{\text{с2}} = 18,3 \lambda_{\text{с2}} \sqrt{T_{\text{с2}}^*};$$

$$G_{\text{п1}} = \frac{0,0396 p_{\text{с1}}^* F_{\text{с1}} q(\lambda_{\text{с1}})}{\sqrt{T_{\text{с1}}^*}}; \quad G_{\text{п2}} = \frac{0,0404 p_{\text{с2}}^* F_{\text{с2}} q(\lambda_{\text{с2}})}{\sqrt{T_{\text{с2}}^*}},$$

де $p_{c1}^*, p_{c2}^*, T_{c1}^*, T_{c2}^*$ – тиск і температура робочого тіла на виході з сопел, F_{c1}, F_{c2} – площі поперечного перерізу сопел, $q(\lambda_{c1}), q(\lambda_{c2})$, $\lambda_{c1}, \lambda_{c2}$ – функції щільності потоку і зведені швидкості на виході із сопел. Якщо виміряти вказані параметри, то можна теоретично визначити силу тяги. Як зазначено в лабораторній роботі 6, стенд для випробування AI-25 обладнано системою для вимірювання цих параметрів.

На значення величини P і C_p суттєво впливає величина тиску p_n та температура T_n на вході в двигун. Щоб порівняти параметри двигуна, який випробовувався при різних атмосферних умовах, виміряні в цих умовах величини P_n і C_{pn} зводять до стандартних атмосферних умов – $p_n = 101325 \text{ Па}$ і $T_n = 288 \text{ К}$. Для цього застосовують формули:

$$P_{zv} = P_n \frac{101325}{p_n}; C_{pzv} = C_{pn} \sqrt{\frac{288}{T_n}}; G_{пал,гзв} = G_{пал,г} \frac{101325}{p_n} \sqrt{\frac{288}{T_n}};$$

$$n_{нт,зв} = n_{нт} \sqrt{\frac{288}{T_n}}; n_{вт,зв} = n_{вт} \sqrt{\frac{288}{T_n}}.$$

Наведені формули справедливі за умови подібного режиму роботи двигуна ($n_{вт,зв} = \text{const}$).



Опис установки

Робота виконується на установці, описаній в лабораторній роботі 6. Окрім згаданого там обладнання і систем вимірювання, під час виконання даної роботи використовується система для безпосереднього вимірювання сили тяги.

Система облаштована і працює так. Сила тяги, яка розвивається двигуном 1, через вузли кріплення передається на підмоторну раму 2, а потім на рухому платформу 3 (рис. 27). Передня частина рухомої платформи підвішена на пружних стрічках 6, а задня – спирається на стрічки 9, протилежні кінці яких прикріплені до нерухомої платформи 13, що в свою чергу закріплена на опорній рамі 16. Пружні стрічки забезпечують легке переміщення рухомої платформи відносно нерухомої в напрямку дії сили тяги і мають велику жорсткість у перпендикулярному (боковому) напрямку.

Сила тяги, яка розвивається двигуном, через рухому платформу сприймається датчиком сили тяги 15 типу СВ-2000, який одним кінцем закріплений до рухомої платформи, а протилежним через товчак 14 упирається в кронштейн 12, прикріплений до нерухомої платформи.

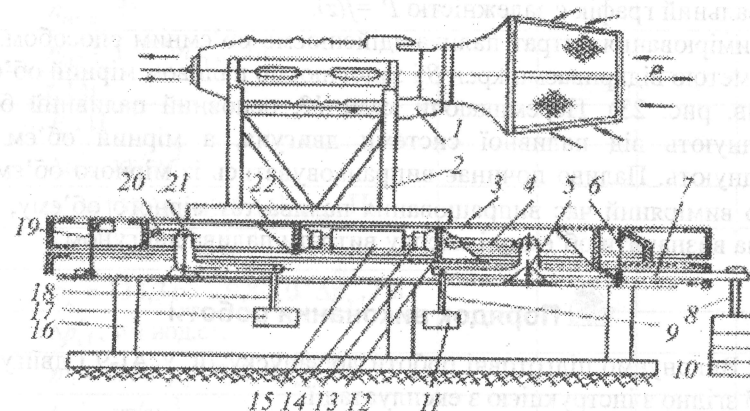


Рис. 27

Вібраційночастотний датчик СВ-2000 перетворює силу тяги на пропорційну їй частоту коливань струни. Зі збільшенням сили тяги пропорційно збільшується натягнення струни, а отже, і частота її власних коливань. Отже, якщо виміряти частоту коливань струни і мати тарувальний графік (залежність частоти коливань струни від сили, прикладеної до датчика), то можна визначити силу тяги.

Для побудови тарувального графіка в системі вимірювання сили тяги передбачено тарувальну систему. Система складається із двоплечового важеля 7, який через рухому опору 5 прикріплено до нерухомої платформи. Співвідношення плечей важеля 1:10. Мале плече важеля через тягу 4 з'єднано з кронштейном 12, прикріпленим до рухомої платформи. До великого плеча через шарнір закріплена штанга 8, на яку підвішуються ваги 11. Велике плече важеля врівноважується балансувальним механізмом, який складається зі штанги 9 і врівноважувальних вантажів 11.

Для створення напруженого стану всієї системи вимірювання сили тяги, ліквідації вільного руху передбачено систему підванта-

ження рухомої платформи, яка складається з важеля 27, штанги 18, ваг 17 і тяги 20.

Процес тарування системи виконують у такий спосіб: записують частоту коливань струни з датчика без ваг 10 (що імітує відсутність сили тяги) і послідовно збільшують кількість ваг. Отже, тарувальний графік є залежністю $P = f(z)$.

Вимірювання витрат палива здійснюємо об'ємним способом. З цією метою відкриваємо кран 8 і заповнюємо паливом мірний об'єм 8 (див. рис. 23). Перемикаючи кран 12, основний паливний бак від'єднують від паливної системи двигуна, а мірний об'єм – приєднують. Паливо починає випрацьовуватись із мірного об'єму. Якщо виміряний час випрацювання палива τ з мірного об'єму, то можна визначити об'ємну і масову витрати палива двигуном.



Порядок виконання роботи

1. Виконуємо підготовчі роботи до запуску ДСУ AI-9 і двигуна AI-25 згідно з інструкцією з експлуатації.

2. Записуємо температуру t_n , (°C) і тиск p_n (мм рт. ст.) атмосферного повітря, густину палива ρ_n і величину мірного об'єму V_{mo} (л).

3. Запускаємо ДСУ AI-9.

4. Після запуску двигуна AI-25 зупиняємо ДСУ AI-9 і на режимі «малий газ» вимірюємо:

– фізичні частоти обертання роторів низького $n_{нт.в}$ і високого тисків $n_{вт.в}$ та показання z приладу для вимірювання сили тяги;

– час випрацювання палива з мірного об'єму τ ;

– надлишковий тиск $\Delta p^*_{в}$ на вході в компресор низького тиску і на виході з нього $\Delta p^*_{вл}$ та тиск $\Delta p^*_{к}$ на виході з компресора високого тиску;

– надлишковий тиск і температури на виході з сопел внутрішнього $\Delta p^*_{с1}$, $t^*_{с1}$ та зовнішнього $\Delta p^*_{с2}$, $t^*_{с2}$ контурів.

5. Встановлюємо режими роботи 0,4, 0,6, і 0,85 від номінального і виконуємо вимірювання, зазначені в п. 4.

6. Переводимо двигун на режим «малий газ» і після охолодження зупиняємо.

Результати вимірювань заносимо в табл. 21.

Таблиця 21

Виміряний параметр і розрахункова формула	Режим роботи			
	1	2	3	4
$n_{вт.в}$, %				
$n_{вт} = 2,751n_{вт.в}$, 1/с				
$n_{нт.в}$, %				
$n_{нт} = 1,975n_{нт.в}$, 1/с				
z , Гц				
P_v , Н				
$\Delta p^*_{вл}$, кг/см ²				
$p^*_{вл} = 133,3p_n + 9,8 \cdot 10^4 \Delta p^*_{вл}$, Па				
$\Delta p^*_{к}$, кг/см ²				
$p^*_{к} = 133,3p_n + 9,8 \cdot 10^4 \Delta p^*_{к}$, Па				
$\Delta p^*_{с1}$, мм вод.ст.				
$p^*_{с1} = 133,3p_n + 9,8 \cdot \Delta p^*_{с1}$, Па				
$\Delta p^*_{с2}$, кг/см ²				
$p^*_{с2} = 133,3p_n + 9,8 \cdot \Delta p^*_{с2}$, Па				
$t^*_{вл}$, °C				
$T^*_{вл} = t^*_{вл} + t_n + 273$, К				
$t^*_{к}$, °C				
$T^*_{к} = t^*_{к} + t_n + 273$, К				
$t^*_{т}$, °C				
$T^*_{т} = t^*_{т} + t_n + 273$, К				
$t^*_{с1}$, °C				
$T^*_{с1} = t^*_{с1} + t_n + 273$, К				
$t^*_{с2}$, °C				
$T^*_{с2} = t^*_{с2} + t_n + 273$, К				
$\Delta p^*_{в}$, мм вод. ст.				
$p^*_{в} = 133,3p_n - 9,8\Delta p^*_{в}$, Па				
τ , с				



Обробка та оформлення результатів вимірювань

Обробку результатів роботи проводимо за формулами табл. 22, взявши $\kappa_1 = \kappa_2 = 1$, $F_{c1} = 0,071 \text{ м}^2$, $F_{c2} = 0,092 \text{ м}^2$.

Таблиця 22

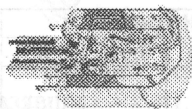
Параметр і розрахункова формула	Режим роботи			
	МГ	0,4N	0,6N	0,8N
$n_{\text{вт.зв}} = n_{\text{вт}} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{н}}}}, 1/\text{с}$				
$n_{\text{нт.зв}} = n_{\text{нт}} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{н}}}}, 1/\text{с}$				
$P_{\text{в.зв}} = \frac{101325 P_{\text{в}}}{P_{\text{н}}}, \text{Н}$				
$G_{\text{пал.г}} = 3600 V_{\text{мо}} \rho / \tau, \text{кг/год}$				
$G_{\text{пал.гзв}} = G_{\text{пал.г}} \frac{101325}{P_{\text{н}}} \sqrt{288 / T_{\text{н}}}, \text{кг/год}$				
$C_{\text{пзв}} = \frac{G_{\text{пал.гзв}}}{P_{\text{зв}}}, \text{кг/Н} \cdot \text{год}$				
$\pi_{\text{вл}}^* = P_{\text{вл}}^* / P_{\text{в}}^*$				
$\pi_{\text{к1}}^* = \frac{P_{\text{к}}^*}{P_{\text{в}}^*}$				
$\pi(\lambda_{\text{c1}}) = p_{\text{н}} / p_{\text{c2}}^*$				
$(\lambda_{\text{н1}}) = 2,645 \sqrt{1 - \pi(\lambda_{\text{c1}})^{0,248}}$				
$q(\lambda_{\text{c1}}) = 1,548 \lambda_{\text{c1}} (1 - 0,141 \lambda_{\text{c1}}^2)^{3,033}$				
$\pi(\lambda_{\text{c2}}) = p_{\text{н}} / p_{\text{c2}}^*$				
$(\lambda_{\text{c2}}) = 2,424 \sqrt{1 - \pi(\lambda_{\text{c2}})^{0,286}}$				

Закінчення табл. 22

Параметр і розрахункова формула	Режим роботи			
	МГ	0,4N	0,6N	0,8N
$q(\lambda_{\text{c2}}) = 1,575 \lambda_{\text{c2}} (1 - 0,171 \lambda_{\text{c2}}^2)^{2,439}$				
$c_{\text{c1}} = 18,1 \lambda_{\text{c1}} \sqrt{T_{\text{c1}}^*}, \text{м/с}$				
$c_{\text{c2}} = 18,3 \lambda_{\text{c2}} \sqrt{T_{\text{c2}}^*}, \text{м/с}$				
$G_{\text{п1}} = \frac{0,0396 q(\lambda_{\text{c1}}) P_{\text{c1}}^* F_{\text{c1}}}{\sqrt{T_{\text{c1}}^*}}, \text{кг/с}$				
$G_{\text{п2}} = \frac{0,0404 q(\lambda_{\text{c2}}) P_{\text{c2}}^* F_{\text{c2}}}{\sqrt{T_{\text{c1}}^*}}, \text{кг/с}$				
$m = \frac{G_{\text{п2}}}{G_{\text{п1}}}$				
$P_{\text{рзв}} = \frac{101325}{P_{\text{н}}} (k_1 c_{\text{c1}} G_{\text{п1}} + k_2 c_{\text{c2}} G_{\text{п2}}), \text{Н}$				
$\eta_{\text{с}} = 1 - \frac{1}{\pi_{\text{к1}}^{*0,286}}$				
$\eta_{\text{е}} = 0,86 \cdot 10^{-4} \frac{G_{\text{п1}}}{G_{\text{п2}}} (c_{\text{c1}}^2 + m c_{\text{c2}}^2)$				
$T_{\text{г}}^* = T_{\text{т}}^* + 0,88 T_{\text{к}}^* + 1,83 T_{\text{вл}}^* - 2,71 T_{\text{в}}^*, \text{К}$				
$P_{\text{п}} = \frac{P_{\text{в.зв}}}{(G_{\text{п1}} + G_{\text{п2}})}, \text{Н/(кг/с)}$				

Звіт з цієї роботи повинен містити:

- найменування і мету роботи;
- схему вимірювань сили тяги (див. рис. 27);
- заповнені таблиці 21 та 22;
- дросельну характеристику – залежність $P_{\text{зв.в.}}$, $P_{\text{зв.р}}$ і $C_{\text{пзв}}$ від $n_{\text{вт.зв.}}$;
- графіки залежностей величин $\pi_{\text{к1}}^*$, $\pi_{\text{к2}}^*$, $G_{\text{п1}}$, $G_{\text{п2}}$, $T_{\text{г}}^*$, $G_{\text{пал.зв.}}$, m , $\eta_{\text{с}}$, $\eta_{\text{е}}$ від частоти обертання $n_{\text{вт.зв.}}$;
- аналіз одержаних результатів та висновки.



ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАДЗВУКОВОГО СТРУМИННОГО АПАРАТА ІНЖЕКТОРНОГО ТИПУ



Мета роботи

1. Ознайомлення з експериментальною установкою та методикою дослідження характеристик струминного апарату інжекторного типу.
2. Вимірювання повного тиску змішувальних потоків та потоку суміші на виході з камери змішування.
3. Розрахунок основних параметрів струминного апарата.
4. Побудова характеристик струминного апарата.
5. Аналіз результатів та висновки.



Теоретичні відомості

Струминні апарати широко використовуються в різних галузях техніки, особливо в авіаційній, газовій, хімічній та вакуумній промисловості.

Найголовнішою перевагою інжектора як струминного компресора є відсутність рухомих деталей. Технічна та технологічна простота, можливість використання в агресивних та високо-температурних середовищах стають вирішальними при виборі газового інжектора як струминного підсилювача тиску на вході в систему, на яку він працює.

Принципова схема та характерні перерізи надзвукowego інжектора показані на рис. 28. Потік газу низького тиску G_H надходить із зовнішньої мережі до інжектора через дозвукове сопло 1. Високонапірний газ G_B з акумулятора надходить з великою швидкістю через регулятор тиску в надзвукове сопло 2 і в камері змішування 3 взаємодіє з низьконапірним. Суміш газів G_Σ через дифузор 4 надходить до системи, на яку інжектор працює.

Характерними перерізами інжектора є: В-В – вхід у надзвукове сопло; В'-В' – вхід в камеру змішування; Д-Д – вихід із камери змішування; Σ - Σ – вихід з дифузора.

Інжектор діє за таким принципом. Енергія тиску високонапірного газу в межах сопла 2 перетворюється на кінетичну енергію. Високошвидкісний струмінь на виході з сопла надходить до камери змішування, де створюється розрідження, за рахунок якого з дозвукового сопла 1 ежектується низьконапірний газ. У камері змішування обидва потоки перемішуються, вирівнюються профілі швидкостей, температур і концентрацій. При цьому швидкість високонапірного потоку зменшується, а низьконапірного – збільшується. Унаслідок змішування тиск низьконапірного потоку підвищується до тиску змішаного потоку.

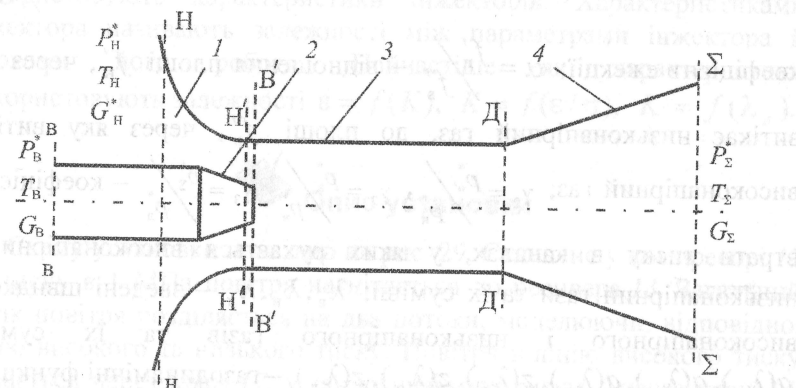


Рис. 28

За наявності в камері змішування надзвукowego потоку при взаємодії зі стінками каналу камери змішування виникають косі стрибки ущільнення, що збільшує втрати енергії і зменшує швидкість потоку. За умови невеликого статичного тиску в кінці камери змішування швидкість потоку після змішування може залишитися надзвуковой з подальшим плавним зменшенням до звукової.

Зі збільшенням тиску в камері змішування може виникнути прямий стрибок ущільнення з раптовим переходом швидкості в дозвукову. Статичний тиск і густина потоку при цьому збільшаться, а повний тиск буде значною мірою визначатися величиною динамічної складової тиску. Із камери змішування потік надходить до дифузора, де гальмується з підвищенням статичного тиску до заданої величини.

За умови змішування в інжекторі газів однієї природи потоки мають однакові теплоємності і однакові показники $k = k'$ адіапати. Тому за умови $i_0^* = \text{const}$, система рівнянь має вигляд:

$$\varepsilon = \frac{(K+1)\gamma_3\gamma_2\sigma q(\lambda_2)}{(\alpha+1)q(\lambda_d)}; K = \frac{\sigma\gamma_1 q(\lambda_n)}{\sigma\gamma_1 q(\lambda_b)}; z(\lambda_d) = \frac{K_z(\lambda_n) + z(\lambda_n)}{K+1},$$

де $\sigma = \frac{P_d^*}{P_n^*}$ – ступінь підвищення тиску, $\sigma' = \frac{P_b^*}{P_n^*}$ – відношення

тисків високонапірного та низьконапірного газів; $K = \frac{G_n}{G_b}$ –

коефіцієнт ежекції; $\alpha = \frac{f_n'}{f_b'}$ – відношення площі f_n' , через яку

витікає низьконапірний газ, до площі f_b' , через яку витікає

високонапірний газ; $\gamma_2 = \frac{P_n^*}{P_b^*}$, $\gamma_2 = \frac{P_b^*}{P_n^*}$, $\gamma_3 = \frac{P_n^*}{P_d^*}$ – коефіцієнти

втрати тиску в каналах, у яких рухається високонапірний і низьконапірний газ та їх суміші; $\lambda_b, \lambda_n, \lambda_d$ – зведені швидкості високонапірного і низьконапірного газів та їх суміші; $q(\lambda_b), q(\lambda_n), q(\lambda_d), z(\lambda_b), z(\lambda_n), z(\lambda_d)$ – газодинамічні функції.

Оскільки швидкість у вихідному перерізі надзвукового сопла λ_b не змінюється при надкритичних перепадах тиску, для інжектора з відомою геометрією рівняння для визначення ε і K можна подати як комплекс параметрів, які не змінюються при зміні тиску на вході:

$$\left(\frac{\varepsilon}{\gamma_3\sigma}\right) \frac{1}{K_i+1} = \frac{\gamma_b q(\lambda_b)}{(\alpha+1)q(\lambda_d)} = \text{const}; \left(\frac{K_i\sigma_i}{\gamma_i q(\lambda_n)}\right) = \frac{\alpha}{\gamma_b q(\lambda_b)}.$$

Сумісне розв'язання двох останніх рівнянь має вигляд:

$$\left(\frac{\varepsilon}{\gamma_3}\right) \frac{K_i}{K_i+1} \frac{1}{\gamma_i q(\lambda_n)} = \frac{\alpha}{(\alpha+1)q(\lambda_d)} = \text{const}.$$

Залежність коефіцієнта ежекції K від основного енергетичного параметра інжектора з незмінною продуктивністю як комплексу

$\frac{\varepsilon}{\gamma_3\sigma} = \frac{P_n^*}{P_b^*}$ є прямою, яка перетинає вісь $\frac{\varepsilon}{\gamma_3\sigma}$ при граничній величині енергетичного параметра $\left(\frac{\varepsilon}{\gamma_3\sigma}\right)_{\text{гр}}$, при цьому $K=0$.

Нахил прямої залежить від взаємозв'язку між величинами швидкостей λ_b, λ_d та основним геометричним параметром α .

Оскільки один і той же інжектор може працювати на різних режимах і при різних відношеннях початкових параметрів потоків, то для визначення основних параметрів інжектора K, ε, σ використовують характеристики інжекторів. Характеристиками інжектора називають залежності між параметрами інжектора й умовами його роботи. Найчастіше як характеристики використовують залежності $\varepsilon = f(K)$, $K = f(\varepsilon/\sigma)$, $K = f(\lambda_d)$.



Опис установки

Схему установки показано на рис. 29. Стиснене у компресорі 12 до тиску в 1 МПа повітря нагнітається до ресивера 13. Загальний потік повітря розділяється на два потоки, моделюючи, відповідно, лінію високого та низького тиску. Повітря в лінію високого тиску подається через кран 17, у лінію низького тиску – через кран 14. Тиск у ресивері вимірюється манометром 15, лінії високого тиску – манометром 3, в камері змішування – манометром 11. Надалі воно викидається в навколишнє середовище через звужувальне сопло, змонтоване на виході з робочої частини.

Робоча частина є надзвуковим газовим інжектором з циліндричною камерою змішування. Він складається з камери підведення високонапірного потоку 1 з датчиком вимірювання повного тиску 2, камери підведення низьконапірного потоку з датчиком вимірювання статичного тиску 5, надзвукового сопла 7, камери змішування з дифузорею 8, циліндричного вимірювального вузла з датчиком повного тиску 9 та звужувального сопла 10.

Конструкція робочої частини передбачає модульну заміну будь-якої складової частини для проведення серії досліджень інжекторів різних розмірів.

Для встановлення надзвукових сопел різних розмірів на запланованій відстані відносно перерізу камери змішування газового інжектора передбачені змінні монтажні шайби 16.

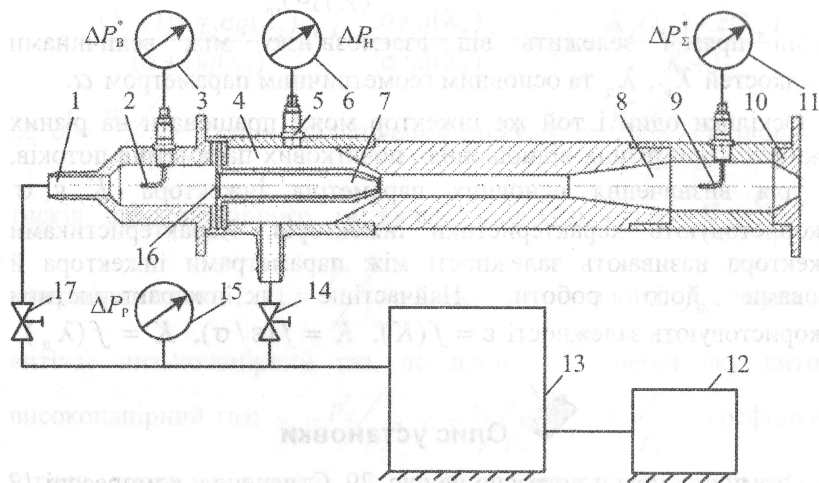


Рис. 29

Загальна витрата змішаного в інжекторі повітря визначається шляхом вимірювання повного тиску за відомою температурою на вході до звужуваного сопла робочого об'єкта. Продуктивність системи, на яку працює інжектор, моделюється регулюванням тиску на вході до звужуваного сопла при надкритичному перепаді тиску.

Витрата повітря в лінії високонапірного потоку інжектора визначається вимірюванням тиску на вході до надзвукового сопла при надкритичному перепаді тиску. Різниця між загальною витратою повітря через звужуване сопло на виході з робочого об'єкта та витратою через надзвукове сопло при надкритичних перепадах тиску визначає витрату повітря в лінії низьконапірного потоку. У ході експерименту передбачається примусова зміна тиску на вході в надзвуковий інжектор та моделювання зменшення продуктивності системи через поступову зміну тиску в камері змішування від 3 до 2 кг/см².

Площа критичного перерізу сопла на виході з установки складає величину $F_c = 33,17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Площа критичного перерізу надзвукового сопла складає величину $F_{кр} = 7,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.



Порядок виконання роботи

1. Закриваємо крани 14 і 17 та вмикаємо компресор 12.
2. Записуємо тиск p_n (мм рт. ст.) та температуру атмосферного повітря t_1^* , ($^{\circ}\text{N}$).
3. При досягненні $\Delta p_v^* = 10 \text{ кг/см}^2$ відкриваємо кран 17 доти, поки тиск у камері змішування Δp_{Σ}^* не досягне $1,5 \text{ кг/см}^2$, і записуємо тиск у лініях високого тиску Δp_v^* та низького тиску Δp_n^* .
4. Закриваючи кран 17, встановлюємо величину тиску Δp_v^* на $0,5 \text{ кг/см}^2$ менше від попереднього, а кран 14 відкриваємо доти, поки тиск Δp_{Σ}^* не досягне 2 кг/см^2 і записуємо тиск Δp_n^* .
5. Зазначені в п. 4 дії повторюємо тричі, щоразу зменшуючи тиск Δp_v^* на $0,5 \text{ кг/см}^2$.
6. Зазначені в п. 4 та 5 дії повторюємо при значеннях Δp_{Σ}^* 1 та $0,5 \text{ кг/см}^2$.
7. Вимикаємо компресор. Результати вимірювань заносимо в табл. 23.

Таблиця 23

Вимірювання	$\Delta p_{\Sigma}^* = 1,5 \text{ кг/см}^2$		$\Delta p_{\Sigma}^* = 1 \text{ кг/см}^2$		$\Delta p_{\Sigma}^* = 0,5 \text{ кг/см}^2$	
	Δp_v^*	Δp_n	Δp_v^*	Δp_n	Δp_v^*	Δp_n
1						
2						
3						
4						



Обробка та оформлення результатів вимірювань

Обробка результатів вимірювань здійснюється за формулами, наведеними в табл. 24.

Таблиця 24

Параметри потоку	$1,5 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$				$1 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$				$0,5 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$			
Δp_{Σ}^*	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Вимірювання												
$p_{\Sigma} = 9,8 \Delta p_{\Sigma} 10^4 + 133,3 p_n$, Па												
$T = t_n + 273$, К												
$G_{\Sigma} = 0,0404 \cdot F_c \cdot p_{\Sigma}^* / \sqrt{T}$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$												
$p_b = 9,8 \Delta p_b 10^4 + 133,3 p_n$, Па												
$G_l = 0,0404 \cdot F_{кр} \cdot p_l^* / \sqrt{T}$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$												
$p_n = 9,8 \Delta p_n 10^4 + 133,3 p_n$, Па												
$G_n = G_{\Sigma} - G_b$, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$												
$K = G_n / G_b$												
$\varepsilon / \gamma_4 = p_{\Sigma}^* / p_n$												
$\sigma = p_n / p_b^*$												
$\varepsilon / \gamma_4 \sigma = p_{\Sigma}^* / p_b^*$												

Звіт цієї роботи повинен містити:

- назву та мету роботи;
- схему експериментальної установки (див. рис. 29);
- заповнені табл. 23 та 24;
- характеристики інжектора $\varepsilon = f(K)$, $K = f(\varepsilon / \sigma)$;
- аналіз одержаних результатів та висновки.



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Терещенко Ю. М. Теорія теплових двигунів / [Ю. М. Терещенко, Л.Г. Бойко, С.О. Дмитрієв та ін.]; за ред. Ю.М. Терещенка. – К. : Вища шк., 2001. – 382 с.
2. Кулик М. С. Теорія компресорів та газотурбінних установок / М. С. Кулик, В. Г. Моца, М. І. Шпакович. – К. : НАУ, 2002. – 202 с.

Навчальне видання

ТЕОРІЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК І КОМПРЕСОРІВ

Лабораторний практикум
для студентів спеціальності 6.090500
«Газотурбінні установки і компресорні станції»

Укладачі: ГРЕКОВ Павло Іванович
КАПІТАНЧУК Костянтин Іванович
КІНАЩУК Ігор Федорович
КІРЧУ Федір Іванович
ШПАКОВИЧ Микола Іванович

Редактор Н. О. Щур
Технічний редактор А. І. Лавринович
Коректор В. В. Кулініч
Комп'ютерна верстка Н. С. Ахроменко

Підп. до друку 02.10.09. Формат 60х84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 4,65. Обл.-вид. арк. 5,0.
Тираж 100 пр. Замовлення № 248-1.

Видавництво Національного авіаційного університету «НАУ-друк»
03680. Київ – 58, проспект Космонавта Комарова, 1

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002

