

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ**

до організації самостійної роботи та проведення практичних занять  
із навчальної дисципліни

**«ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І**  
**ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНІ КОМПРЕСОРНІ**  
**СТАНЦІЇ»**

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
зі спеціальності 185 – Нафтогазова інженерія та технології,  
освітня програма «Нафтогазова інженерія та технології»)*

**Харків**  
**ХНУМГ ім. О. М. Бекетова**  
**2026**

Методичні рекомендації до організації самостійної роботи та проведення практичних занять із навчальної дисципліни «Газотурбінні установки і газонаповнювальні компресорні станції» (для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти зі спеціальності 185 – Нафтогазова інженерія та технології, освітня програма «Нафтогазова інженерія та технології») / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : Б. С. Ільченко, О. В. Бобловський. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2026. – 77 с.

Укладачі: д-р техн. наук, проф. Б. С. Ільченко,  
асист. О. В. Бобловський

Рецензент

**О. В. Ромашко**, кандидат технічних наук, доцент кафедри нафтогазової інженерії і технологій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

*Рекомендовано кафедрою нафтогазової інженерії і технологій, протокол № 1 від 5 вересня 2025 р.*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ.....	6
Практичне заняття 1 Визначення робочих параметрів газотурбінної установки.....	6
Практичне заняття 2 Побудова і розрахунок схем газотурбінної установки.....	14
Практичне заняття 3 Розрахунок робочого колеса газотурбінної установки.....	23
Практичне заняття 4 Визначення продуктивності поршневого компресора.....	32
Практичне заняття 5 Термодинамічний розрахунок поршневого компресора.....	39
Практичне заняття 6 Розрахунок режиму роботи відцентрового нагнітача.....	46
Практичне заняття 7 Визначення політропічного ККД відцентрового нагнітача.....	54
Практичне заняття 8 Визначення технічного стану ГПА з газотурбінним приводом.....	60
2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ.....	68
2.1 Мета самостійної роботи.....	68
2.2 Завдання до самостійної роботи.....	69
2.3 Контрольні запитання.....	71
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	74
ДОДАТКИ.....	75

## ВСТУП

Газотурбінні установки (ГТУ) широко застосовуються як двигуни різних машин і становлять тепловий двигун, у якому потенційна енергія стиснутого і нагрітого газу перетворюється на механічну роботу.

Важливе значення для спорудження та експлуатації ГТУ має розуміння особливостей цих пристроїв в різних галузях техніки, правильний вибір схем та параметрів установки, режимів роботи, вибір та обслуговування допоміжного обладнання. ГТУ, що експлуатуються на газопроводах, працюють за простішими відкритими термодинамічними циклами у двовальному та тривальному виконанні з регенерацією або без регенерації тепла. Як паливо в ГТУ використовують природний газ, який транспортується. Широкого використання на магістральних газопроводах набули двигуни авіаційного типу, що пристосовані для роботи на компресорних станціях.

На сучасному етапі використання ГТУ в трубопровідному транспорті газу особливого значення набуває обізнаність із фізикою явищ, що відбуваються в турбомашинах. При конструюванні й експлуатації ГТУ необхідно вміти вибирати оптимальні інженерні рішення, вміти проводити випробування установки і її елементів, знати фактори, які визначають досконалість машини.

У курсі «Газотурбінні установки і газонаповнювальні компресорні станції» комплексно використовуються положення про ефективне функціонування обладнання газотранспортних систем, оцінку технічного стану та підвищення надійності компресорних станцій.

Метою завдань до самостійної роботи є закріплення знань із курсу лекцій дисципліни «Газотурбінні установки і газонаповнювальні компресорні станції». Виконуючи завдання, студенти набувають досвіду розрахування процесів, які пов'язані із компримуванням газу в магістральних газопроводах та сховищах.

Студенти вивчають матеріал курсу шляхом засвоєння лекцій, практичних занять, а також самостійно. Курс рекомендується вивчати за розділами, що наводяться нижче. Після вивчення матеріалу розділу необхідно перевірити рівень засвоєння за контрольними запитаннями, наведеними після частини до самостійної роботи. Під час вивчення матеріалу розділів основну увагу потрібно зосередити на фізичній суті процесів, осмислити основні поняття та означення і лише тоді розпочинати виведення та аналіз формул.

Під час виконання завдань потрібно дотримуватися таких вимог та рекомендацій:

1. Завдання виконується відповідно до номера варіанта, визначеного викладачем.
2. Обов'язково потрібно виписати умову задачі.

3. Користуватись тільки системою одиниць СІ.

4. Розв'язання задачі потрібно супроводжувати короткими поясненнями (яка величина визначається; за якою формулою; звідки взяті значення величини, які входять у формулу тощо).

5. Поряд з величиною числового значення обов'язково проставляється одиниця виміру.

6. Під час визначення тих чи інших явищ і розгляду математичних формул потрібно звернути увагу насамперед на їхній фізичний та технічний зміст.

Математичні приклади, які застосовуються в курсі, слугують для розв'язання фізичних і технічних завдань, тому в результаті вивчення дисципліни студент повинен знати:

- закономірності і найбільш ефективні методи одержання, перетворення, передачі і використання теплоти;

- принцип дії і конструктивні особливості теплових двигунів, компресорних машин і теплообмінних апаратів, що використовуються в нафтовій і газовій промисловості;

- методи економії паливно-енергетичних ресурсів у галузі;

- основні поняття, закони і рівняння термодинаміки, теорії теплообміну, методи теплового розрахунку теплосилового обладнання;

- співвідношення термодинаміки, теорії теплообміну і процесів згорання палива, що використовуються для розв'язання інженерних задач;

- методи аналізу термодинамічних процесів і циклів теплових машин;

- методики складання теплового балансу та визначення ККД теплосилового обладнання.

# 1 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

## Практичне заняття 1

### Визначення робочих параметрів газотурбінної установки

#### План

1. Конструкція та принцип дії газотурбінної установки.
2. Робочі параметри газотурбінної установки.
3. Визначення потужності та ККД газотурбінної установки.

#### *Конструкція та принцип дії газотурбінної установки*

Газотурбінною установкою (ГТУ) називається двигун, в якому стиснуте компресором повітря подається в камеру згорання, де до нього підводиться теплота, а утворений гарячий газ, надходячи на лопаточний апарат турбіни, перетворює свою потенційну енергію на кінетичну; остання на лопатках робочих коліс перетворюється на механічну енергію, передаючи її валу, що безперервно обертається, з'єднаному з компресором і навантажувальним пристроєм (рис. 1.1).

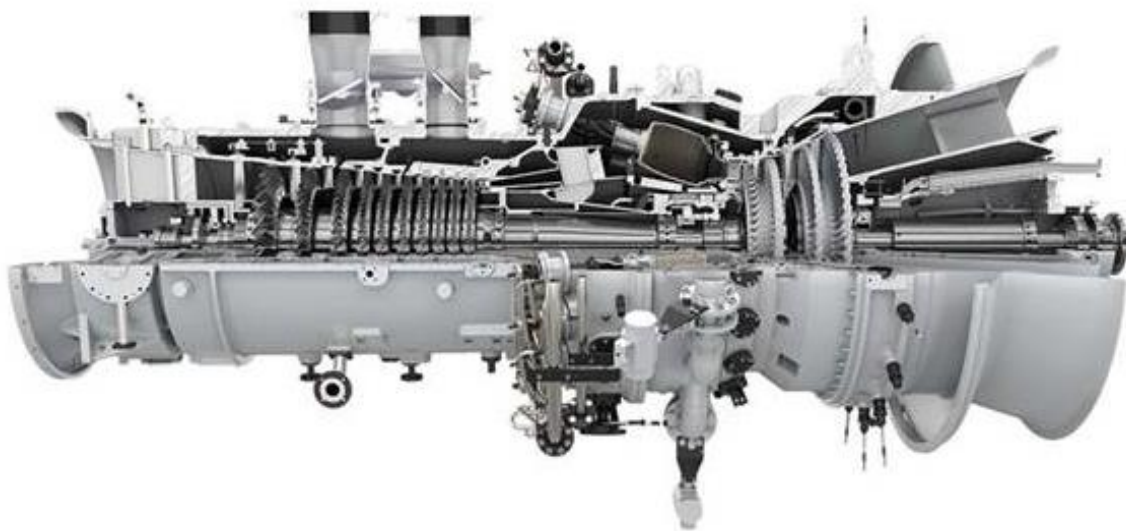


Рисунок 1.1 – Газотурбінна установка

Газотурбінними установками називається силовий агрегат, до складу якого входить компресор, камера згорання і газова турбіна. ГТУ належить до двигунів внутрішнього згорання. Газ, що утворився під час спалювання рідкого або газоподібного палива в камері згорання, надходить на турбіну. Продукти згорання з високою температурою і тиском прямують у комбіноване сопло, розширюються і з великою швидкістю надходять на лопатки газової турбіни, де для отримання механічної енергії використовується їхня кінетична енергія.

Застосовується як газотурбінні електростанції, двигуни, компресори. Газотурбінна установка – найбільш розповсюджений тип газонагнітального устаткування компресорних станцій магістральних газопроводів. Газотурбінні газоперекачувальні агрегати (ГППА) використовують переважно на

магістральних газопроводах. Одна ГТУ забезпечує, як правило, підвищення тиску транспортованого газу в 1,2 рази. Газові турбіни, що використовуються для привода газоперекачувальних агрегатів, досягають потужності 25–32 МВт із температурою горіння паливної суміші до 1 000 °С.

На сучасному етапі розвитку теплових двигунів газотурбінні установки займають перше місце і широко застосовуються практично у всіх основних сферах життєдіяльності людського суспільства: енергетиці, газо- і нафтопостачанні, металургійній і нафтохімічній промисловості, повітряному, водному, залізничному, автомобільному транспорті тощо.

### ***Робочі параметри газотурбінної установки***

За вихідними даними: тиску  $P_0$  і температури  $T_0$  ( $t_0 + 273$ ) перед турбіною, тиску за турбіною  $P_k$  визначаємо орієнтовний теплоперепад у турбіні:

$$h_{ад.т} = c_p T_0 \left[ 1 - \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (1.1)$$

де  $c_p$  – питома теплоємність повітря при сталому тиску ( $c_p = 1\,005$  Дж/кг·°К);  $k$  – показник адіабати.

Показник адіабати, як і теплоємності, залежить від виду газу і від температури. Наприклад, для повітря при  $T = 288$  °К показник адіабати  $k = 1,401$ , а при  $T = 800$  °К (527 °С)  $k = 1,353$ ; для продуктів згорання при  $T = 700$  °К (427 °С)  $k = 1,350$ , а при  $T = 1\,500$  °К (1227 °С)  $k = 1,295$ . У наближених розрахунках зазвичай приймають: для повітря  $k = 1,4$ , для продуктів згорання  $k = 1,33$ . Фізичні характеристики газів наведені в додатку А.

Для встановлення остаточного теплоперепад  $h_{ад}$  за середньою температурою газу  $T_{ср}$  за допомогою таблиці додатка Б визначаємо теплоємність газу  $c_{рг}$  і показник  $m = (k - 1)/k$ . Середня температура газу у турбіні  $T_{ср}$  визначається за теплоперепадом  $h_{ад.т}$  і орієнтовним значенням  $c_{рг}$ , що приймається на 5 % вищим, ніж теплоємність повітря:

$$T_{ср} = 0,5(2T_0 - h_{ад.т}/c_p). \quad (1.2)$$

Остаточний теплоперепад  $h_{ад}$  визначають за формулою (1.1) при уточнених значеннях  $c_{рг}$  і показника адіабати  $k$ .

Число Маха на вході в сопло визначають за формулою

$$M_{c_0} = \frac{c_0}{\sqrt{kRT_0}}, \quad (1.3)$$

де  $c_0$  – швидкість газу перед соплом;  $R$  – газова постійна;  $R = m \cdot c_p$ ;  $k$  – показник адіабати,  $k = 1/(1-m)$ .

Після цього визначають повний тиск  $p_0^*$  і повну температуру  $T_0^*$  перед соплом, потім – наявний теплоперепад у ступені  $\Delta h_a^*$ :

$$p_0^* = p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1.4)$$

$$T_0^* = T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right), \quad (1.5)$$

$$\Delta h_a^* = c_p T_0^* \left[1 - \left(p_2/p_0^*\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \quad (1.6)$$

Статичні тиск і температуру за сопловим апаратом визначаємо так:

$$p_1 = p_0^* \left(1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.7)$$

$$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}, \quad (1.8)$$

де  $\Delta h_{ac}^*$  – наявний теплоперепад у сопловому апараті;  $c_1$  – абсолютна швидкість газу на виході із соплового апарата.

Значення теплоперепад у сопловому апараті визначають за формулою

$$\Delta h_{ac}^* = \Delta h_a^* (1 - \rho), \quad (1.9)$$

де  $\Delta h_a^*$  – наявний теплоперепад у ступені газотурбінної установки;  $\rho$  – ступінь реактивності ступені.

Відносна швидкість на вході в робоче колесо

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}, \quad (1.10)$$

де  $u_1$  – колова швидкість;  $\alpha_1$  – кут виходу потоку із сопла.

Відносна швидкість на виході з робочого колеса

$$w_2 = \psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}\right)}, \quad (1.11)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт швидкості у робочому колесі, дорівнює 0,95;  $\Delta h_{ap}^*$  – наявний теплоперепад у робочому колесі;  $u_1$  – колова швидкість, а поправка  $u_1^2 - u_2^2$  використовується в робочому колесі з діаметрами, що відрізняються.

Наявний теплоперепад у робочому колесі визначають так:

$$\Delta h_{ap}^* = \Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}, \quad (1.12)$$

де  $\Delta h_{ap}$  – ізоентропічний теплоперепад у робочому колесі, дорівнює  $\Delta h_{ap} = \Delta h_a^* \cdot \rho$ .

Статична температура за робочим колесом визначається за формулою

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2c_p}. \quad (1.13)$$

Густина газу визначається за формулою

$$\rho = p/RT. \quad (1.14)$$

Крім втрат у соплах і робочому колесі наявні втрати від протікань в ущільненнях, у периферійних зазорах і втрати від тертя – вентиляції в зазорах між ротором і статором.

Втрати в соплах і робочих лопатках визначають за значеннями швидкостей і коефіцієнтів втрат  $\varphi$  і  $\psi$  у цих елементах проточної частини турбіни. Зокрема, втрати в соплах  $q_c$  і втрати в робочому колесі  $q_p$  будуть однакові:

$$q_c = (1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*, \quad (1.15)$$

$$q_p = (1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}, \quad (1.16)$$

Втрата з вихідною швидкістю визначається за швидкістю  $c_2$ :

$$q_{\text{вих}} = c_2^2/2, \quad (1.17)$$

де  $c_2$  – абсолютна швидкість газу на виході з робочого колеса:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2w_2 \cos \beta_2}, \quad (1.18)$$

де  $\beta_2$  – кут потоку за робочим колесом.

Втрати в соплах і на робочому колесі оцінює коловий ККД  $\eta_u$ , що визначають так:

$$\eta_u = l_u / \Delta h_a^*, \quad (1.19)$$

де колова робота  $l_u$  визначається за рівнянням моменту кількості руху:

$$l_u = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} = u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_1 c_2 \cos \alpha_2, \quad (1.20)$$

де  $c_2$  – абсолютна швидкість газу на виході з робочого колеса;  $\alpha_1$  – кут виходу потоку із сопла;  $\alpha_2$  – кут виходу потоку із сходинки.

Втрати від протікань в ущільненнях враховуються коефіцієнтом  $\xi_y$ :

$$\xi_y = \eta_u G_y / G, \quad (1.21)$$

де масовий витік газу в ущільненні визначається за формулою

$$G_y = \mu \cdot f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}, \quad (1.22)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати в щілині ( $\mu = 0,7 - 0,9$ );  $f = \pi D_y \delta_y$  – площа кільцевого зазору;  $D_y$  – діаметр ущільнення;  $\delta_y$  – зазор в ущільненні;  $z$  – кількість гребенів в ущільненні.

Втрати в периферійних зазорах визначають так:

$$\zeta_{\text{заз}} = \frac{(1+1/\lambda)\delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda} \eta_u}, \quad (1.23)$$

де  $l_c$  – висота лопатки соплового апарата;  $\lambda$  – віяловість лопаток ( $\lambda = D_{\text{ср}}/l_c$ );  $\delta_e$  – периферійний радіальний зазор (приймають рівним  $\delta_e = 2,2 \times 10^{-4}$  м).

Втрати від тертя (вентиляції в зазорах) враховуються коефіцієнтом  $\zeta_{\text{ТВ}}$ :

$$\zeta_{\text{ТВ}} = \frac{K_T D_{\text{ср}1}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \cdot \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \cdot \frac{u_1^3}{c_{\text{ад}}^3}, \quad (1.24)$$

де коефіцієнт  $K_T = (0,6-1,1) \cdot 10^{-3}$ ;  $\rho$  – ступінь реактивності;  $\rho_{\text{ср}}$  і  $\rho_1$  – середня і початкова густина газу;  $c_{\text{ад}}$  – припустима адіабатична швидкість на виході з сопла ( $c_{\text{ад}} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_a^*}$ );  $D_{\text{ср}}$  – середній діаметр ступеня.

Внутрішній ККД ступеня:

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_y - \zeta_{\text{заз}} - \zeta_{\text{ТВ}}. \quad (1.25)$$

Внутрішній теплоперепад:

$$\Delta h_i = \Delta h_a^* \cdot \eta_i. \quad (1.26)$$

Внутрішня потужність ступеня:

$$N_i = G \cdot \Delta h_i. \quad (1.27)$$

### ***Визначення потужності та ККД газотурбінної установки***

**Задача 1.1.** Визначити втрати, ККД і потужність ступеня газотурбінної установки, що працює на 18 кг/с продуктах згорання природного газу при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 3$ , абсолютних швидкостях газу  $c_1 = 420$  м/с при куті  $\alpha_1 = 19^\circ$ ,  $c_2 = 125$  м/с і куті  $\alpha_2 = 69^\circ$ , колової швидкості 250 м/с, параметрах газу перед соплами 11 бар і 1300°К, ступені 8 бар. Висота лопаток – 70 мм, середній діаметр ступеня – 450 мм, діаметр ущільнення – 0,35 м, ступінь реактивності – 0,3. Швидкість газу перед соплами – 130 м/с, коефіцієнти швидкості в соплі – 0,96 на робочих лопатках – 0,95; зазор в ущільненні – 0,0007 м, коефіцієнт витрати в щілині – 0,7, периферійний зазор – 0,00035 м,

кількість гребенів в ущільненні – 5, коефіцієнт втрат від тертя-вентиляції – 0,0009.

### Розв'язання

За формулою 1.1 визначаємо орієнтовний теплоперепад в турбіні:

$$h_{ад.т} = c_p T_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 1\,005 \times 1\,300 \left[ 1 - \left( \frac{8}{11} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = 113\,627 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Орієнтовна середня температура повітря в ступені (1.2)

$$T_{ср} = 0,5 \left( 2T_0 - \frac{h_{ад.т}}{c_p} \right) = 0,5 \left( 2 \times 1\,300 - \frac{113\,627}{1\,005} \right) = 1\,243,5 \text{ } ^\circ\text{К}.$$

За таблицею Б.1 додатка Б визначаємо середню теплоємність  $c_p$  та параметр  $m$  при температурі  $T = 1\,243,5 \text{ } ^\circ\text{К}$  та  $\alpha = 3$ :

$$c_p = 1\,262 \text{ Дж/кг}\cdot^\circ\text{К};$$

$$m = 0,237.$$

Обчислюємо газову постійну:

$$R = m \cdot c_p = 0,237 \times 1262 = 299 \text{ Дж/кг}\cdot^\circ\text{К}.$$

Показник адіабати

$$k = \frac{1}{1-m} = \frac{1}{1-0,237} = 1,31.$$

Визначаємо число Маха на вході в сопло (1.3):

$$M_{с0} = \frac{c_0}{\sqrt{kRT_0}} = \frac{130}{\sqrt{1,31 \times 299 \times 1\,300}} = 0,182.$$

Визначаємо повний тиск перед турбіною (1.4):

$$p_0^* = p_0 \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = 11 \left( 1 + \frac{1,31-1}{2} 0,182^2 \right)^{\frac{1,31}{0,31}} = 11,1 \text{ бар}.$$

Визначаємо повну температуру перед турбіною (1.5):

$$T_0^* = T_0 \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right) = 1\,300 \left( 1 + \frac{1,31-1}{2} 0,182^2 \right) = 1\,337 \text{ } ^\circ\text{К}.$$

Визначаємо наявний теплоперепад у ступені (1.6):

$$\Delta h_a^* = c_p T_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 1\,262 \times 1\,337 \left[ 1 - \left( \frac{8}{11,1} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} \right] = 124\,860 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Значення теплоперепад у сопловому апараті (1.9)

$$\Delta h_{ac}^* = \Delta h_a^* (1 - \rho) = 124\,860 (1 - 0,3) = 87\,402 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Статичні тиск і температуру за сопловим апаратом визначаємо за формулами (1.7) та (1.8) відповідно:

$$p_1 = p_0^* \left( 1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 11,1 \left( 1 - \frac{124\,860}{1\,262 \times 1\,337} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} = 10,9 \text{ бар}.$$

$$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p} = 1\,337 - \frac{420^2}{2 \times 1\,262} = 1\,267 \text{ } ^\circ\text{К}.$$

Визначаємо відносну швидкість на вході в робоче колесо (1.10):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos\alpha_1} = \sqrt{420^2 + 250^2 - 2 \times 250 \times 420 \times \cos 19} = 177 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Ізоентропичний теплоперепад у робочому колесі

$$\Delta h_{\text{ар}} = \Delta h_a^* \cdot \rho = 124\,860 \times 0,3 = 37\,458 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо наявний теплоперепад у робочому колесі (1.12):

$$\Delta h_{\text{ар}}^* = \Delta h_{\text{ар}} + \frac{w_1^2}{2} = 37\,458 + \frac{177^2}{2} = 53\,122 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо відносну швидкість на виході в робоче колесо (1.11):

$$w_2 = \psi^* \sqrt{2(\Delta h_{\text{ар}}^* - \frac{u_1^2 \times u_2^2}{2})} = 0,95 \sqrt{2 \times 53\,122 - 0} = 310 \text{ м/с}$$

Визначаємо статичну температуру за робочим колесом (1.13):

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2c_p} = 1\,267 - \frac{310^2 - 177^2}{2 \cdot 1\,262} = 1\,241 \text{ °К}$$

За тиском і температурою до та після робочого колеса визначаємо густину газу:

– до робочого колеса:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{10,9 \times 10^5}{299 \times 1267} = 3,02 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

– після робочого колеса:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} = \frac{8 \times 10^5}{299 \times 1241} = 2,26 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

– середня густина:

$$\rho_{\text{сеп}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{3,02 + 2,26}{2} = 2,64 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Втрати в сопловому апараті визначаємо за формулою (1.15):

$$q_c = (1 - \varphi^2) \Delta h_{\text{ас}}^* = (1 - 0,96^2) 87\,402 = 6\,852,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Втрати в робочому колесі визначаємо за формулою (1.16):

$$q_p = (1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2} = (1 - 0,95^2) \frac{310^2}{2 \times 0,95^2} = 5\,191,0 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Втрати з вихідною швидкістю визначаємо за формулою (1.17):

$$q_{\text{вих}} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{125^2}{2} = 7\,812,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо колову роботу ступеня (1.20):

$$l_u = u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_1 c_2 \cos \alpha_2 = 250 \times 420 \cos 19 - 250 \times 125 \cos 69 = 72\,782 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо коловий ККД (1.19):

$$\eta_u = \frac{l_u}{\Delta h_a^*} = \frac{72\,782}{124\,860} = 0,583.$$

Втрати від протікань в ущільненнях ротора (1.21):

$$\zeta_y = \frac{\eta_u \cdot G_y}{G} = \frac{0,583 \times 0,292}{18} = 0,009,$$

де масовий витік газу в ущільненні визначаємо за формулою 1.22:

$$G_y = \mu \cdot f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{z \cdot R \cdot T_0}} = 0,7 \times 3,14 \times 0,35 \times 0,000\,7 \sqrt{\frac{11^2 - 8^2}{5 \times 299 \times 1\,300}} = 0,292 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Втрати в периферійних зазорах (1.23):

$$\zeta_{\text{заз}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda} \eta_u} = \frac{1 + \frac{1}{6,43} \cdot 0,000\,35}{0,07 \cdot \sin 19} \sqrt{0,3 + \frac{1,8}{6,43} \times 0,583} = 0,007.$$

Відносні втрати від тертя-вентиляції в зазорах (1.24):

$$\zeta_{\text{ТВ}} = \frac{K_T D_{\text{сп1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}} \cdot \frac{\rho_{\text{сп}}}{\rho_1} \cdot \frac{u_1^3}{c_{\text{ад}}^3} = \frac{0,0009 \cdot 0,45}{0,07 \cdot \sin 19 \cdot \sqrt{1 - 0,3}} \cdot \frac{2,64}{3,02} \cdot \frac{250^3}{500^3} = 0,005,$$

де припустима адіабатична швидкість на виході з сопла:

$$c_{\text{ад}} = \sqrt{2 \Delta h_a^*} = \sqrt{2 \cdot 124\,860} = 500 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначаємо внутрішній ККД ступеня (1.25):

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_y - \zeta_{\text{заз}} - \zeta_{\text{ТВ}} = 0,583 - 0,009 - 0,007 - 0,005 = 0,568.$$

Внутрішній теплоперепад дорівнює (1.26):

$$\Delta h_i = \Delta h_a^* \cdot \eta_i = 124\,860 \cdot 0,568 = 70\,920 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо внутрішню потужність ступеня (1.27):

$$N_i = G \cdot \Delta h_i = 18 \cdot 70\,920 = 1\,276\,560 \text{ Вт} = 1277 \text{ кВт}.$$

## Практичне заняття 2

### Побудова і розрахунок схем газотурбінної установки

#### План

1. Принципові схеми ГТУ.
2. Розрахунок схем ГТУ.
3. Визначення потужності та ККД ГТУ з регенеративним підігрівом повітря.

#### *Принципові схеми ГТУ*

Стационарні ГТУ виконують переважно за простою схемою. Одночасно є окремі установки із складними тепловими схемами, наприклад, із використанням проміжного охолодження при стисненні, підігріву в процесі розширення і регенерації частки теплоти вихлопних газів.

Проста теплова схема (рис. 2.1) дозволяє реалізувати позитивні властивості ГТУ – низькі металовитрати, надійність, простоту обслуговування, можливість повної автоматизації, малу потребу в охолоджувальній воді та інше.

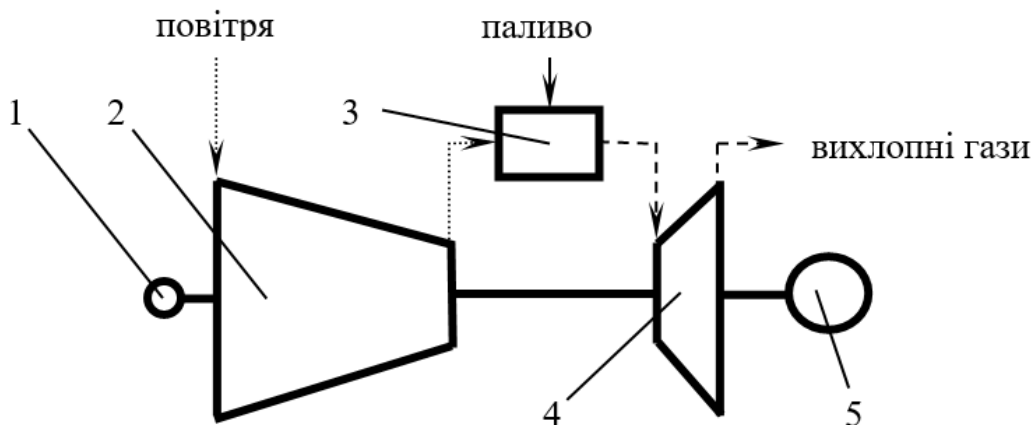


Рисунок 2.1 – Схема простої одновальної ГТУ:

- 1 – пусковий пристрій; 2 – осьовий компресор; 3 – камера згорання;  
4 – газова турбіна; 5 – споживач потужності

ГТУ складається з газової турбіни (4), повітряного осьового компресора (2), пускового пристрою (1), камери згорання (3) і споживача потужності (5) (нагнітач природного газу, електричний генератор та інше).

Робочий процес відбувається так. Повітря з довкілля через фільтри всмоктується повітряним компресором, адіабатно стискається до необхідного стиску і подається у камеру згорання. До неї надходить паливо (на КС – природний газ). Продукти згорання за розрахункової температури, яка регулюється кількістю повітря, що надходить у камеру згорання, потрапляють у газову турбіну. У газовій турбіні в процесі розширення робочого тіла (суміші продуктів згорання і повітря) відбувається процес перетворення теплової енергії останнього в кінетичну і механічну (обертання вала).

Процес згорання може здійснюватися як за сталого тиску, так і за сталого об'єму. У ГТУ компресорних станцій магістральних газопроводів процес згорання паливного газу в камері згорання здійснюється приблизно за сталого тиску.

Істотним недоліком ГТУ є невисокий коефіцієнт корисної дії, який не перевищує 38 % і суттєво знижується з підвищенням температури навколишнього середовища.

Основними чинниками, що визначають ефективність роботи ГТУ, є їхні високі термодинамічні навантаження (тиск і температура) та високі силові навантаження на вузли й деталі, як статичні, так і динамічні. Оскільки ГТУ – це теплова машина, то їхній ККД залежить від термодинамічних параметрів середовища. Тобто ККД установок і циклу тим вищий, чим вищі вхідні параметри робочого тіла. ККД проточної частини машини, у якій відбувається перетворення енергії, визначається її газодинамічною досконалістю. Процес перетворення енергії супроводжується високими навантаженнями на елементи робочої частини.

Підвищення економічності й надійності роботи газотурбінних установок визначається такими чинниками:

- термодинамічними законами, що описують робочі цикли газотурбінної установки, і можливостями реалізації вибраних циклів;
- можливостями сучасного матеріалознавства щодо створення нових жароміцних та жаростійких матеріалів;
- можливостями створення нових, високоефективних, надійних систем охолодження, що забезпечують подальше підвищення початкової температури газу в циклі;
- можливостями аеродинамічного удосконалення процесів течії в проточній частині газотурбінної установки.

Методи поліпшення параметрів газотурбінних установок:

- 1) використання теплоти вихідних газів (підігрів стисненого повітря продуктами згорання газової турбіни);
- 2) проміжне охолодження повітря в компресорі;
- 3) проміжний підігрів газів у газовій турбіні.

Головним недоліком найпростіших розімкнутих схем ГТУ є низька економічність за рахунок викиду в атмосферу ще гарячих газів. У складних схемах економічність підвищується внаслідок використання тепла газів, що надходять, для підігріву повітря, яке після компресора надходить у камеру згорання, застосування проміжного охолодження в компресорі або проміжного підігріву в турбіні частково відпрацьованих газів. У замкнутих схемах робоче тіло циркулює по замкнутому контуру, у якому стиснутий у компресорі газ

нагрівається в котлі, а після турбіни охолоджується в охолоджувачі і знову надходить у компресор.

Відповідно до прийнятих стандартів рекомендована певна класифікація типових конструктивних схем ГТУ.

Схема 1 – одновальна ГТУ простого циклу з можливою розбивкою компресорної групи на два-три ступеня стиснення (рис. 2.2).

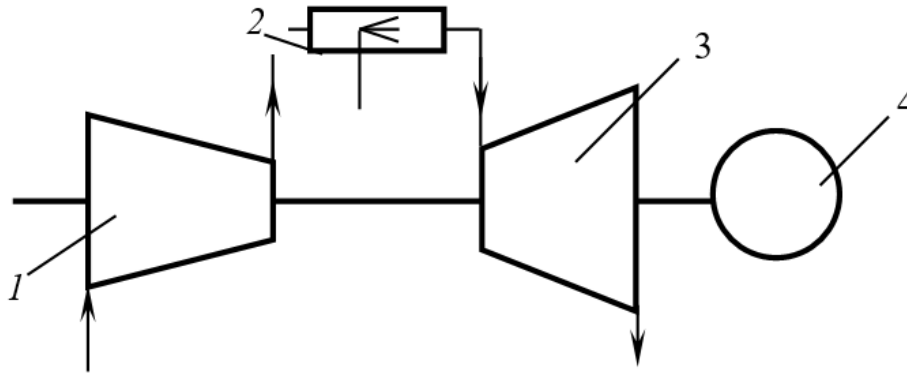


Рисунок 2.2 – Схема одновальної ГТУ простого циклу:  
1 – ОК; 2 – КЗ; 3 – ГТ; 4 – СП (споживач потужності)

Схема 2 – одновальна ГТУ з регенерацією тепла і можливою розбивкою компресорної групи з підімкненням одного-двох охолоджувачів (рис. 2.3).

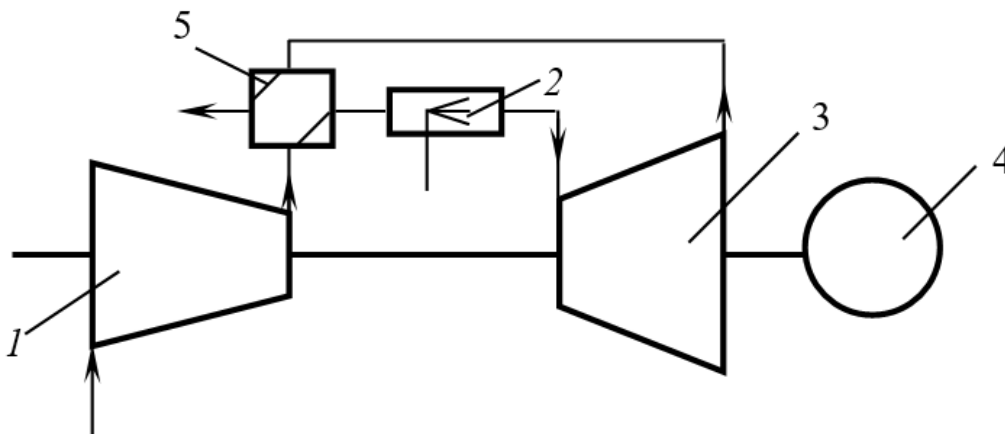


Рисунок 2.3 – Схема одновальної ГТУ з регенерацією тепла:  
1 – ОК; 2 – КЗ; 3 – ГТ; 4 – СП; 5 – РГ (регенератор)

Схема 3 – двовальна ГТУ з розрізним валом, вільною силовою турбіною (для приводу корисного навантаження) і пристроєм для підготовки робочого тіла (газогенератором). Газогенератор можна компоувати з одного або декількох компресорів для стиснення робочого тіла, пристроєм для підігріву (камери згорання або «гарячого» теплообмінника) і однієї або декількох турбін, що використовуються для приводу компресорів. Залежно від конструктивної схеми газогенератора схема 3 може бути виконана у декількох варіантах.

У варіанті схеми 3, а (рис. 2.4) газогенератор (КЗ) виконаний за простою конструктивною схемою.

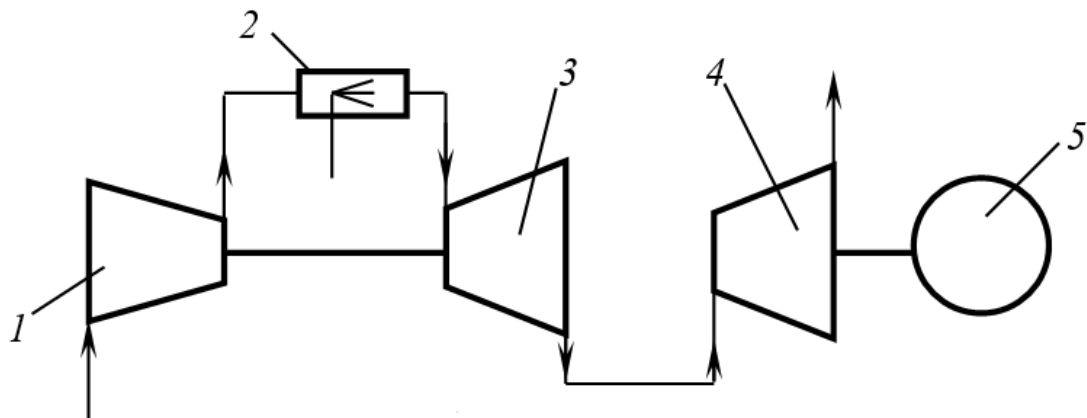


Рисунок 2.4 – Схема двовальної ГТУ без регенерації тепла:  
1 – ОК; 2 – КЗ; 3 – ТВТ; 4 – ТНТ; 5 – СП

У варіанті схеми 3, б (рис. 2.5) робоче тіло підігрівається у спеціальному («гарячому») теплообміннику завдяки передачі тепла від зовнішнього джерела.

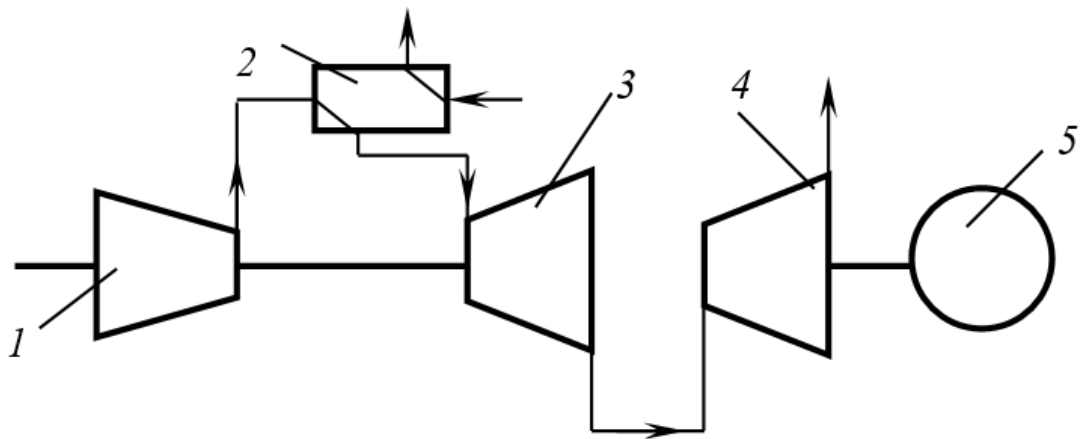


Рисунок 2.5 – Схема двовальної ГТУ з передачею тепла від зовнішнього джерела:  
1 – ОК; 2 – ПП (підігрівальний пристрій); 3 – ТВТ; 4 – ТНТ; 5 – СП

У варіанті 3, в до схеми включено регенератор (рис. 2.6).

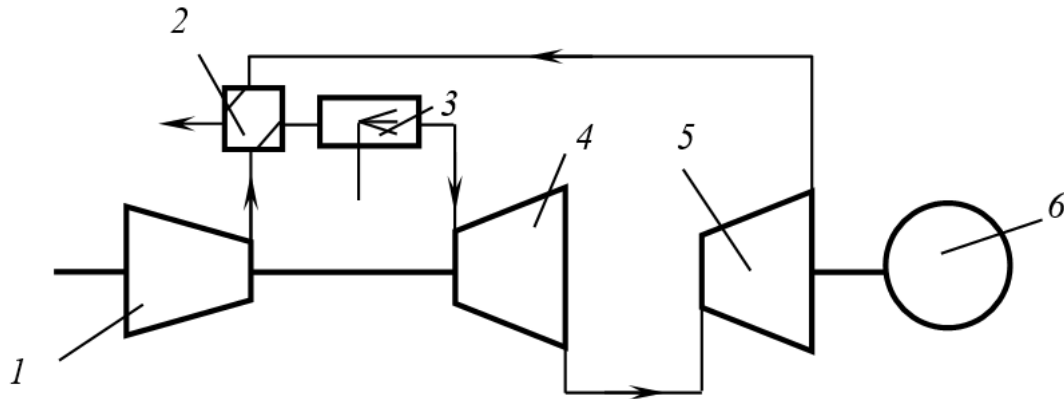


Рисунок 2.6 – Схема двовальної ГТУ з регенератором:  
1 – ОК; 2 – РГ; 3 – КЗ; 4 – ТВТ; 5 – ТНТ; 6 – СП

### Розрахунок схем ГТУ

Усі розрахунки зазвичай ведуться за питомими величинами, віднесеними до одного кілограма сухого повітря, що надійшло у компресор ГТУ. Робочим тілом (сухе повітря) циклу ГТУ є ідеальний газ, що визначається рівнянням Клапейрона.

У дійсності робочими тілами ГТУ є багатокомпонентні реальні гази (вологе повітря, продукти згорання). Для них практично неможливо побудувати точні таблиці й діаграми, тому як робочі тіла еталонних процесів ГТУ необхідно приймати ідеальні гази тієї самої сполуки, що й дійсні робочі гази. Крім того, у циклах сучасних ГТУ відносно низькі тиски робочого тіла.

Розрахунок теплової схеми будь-який ГТУ починається з побудови залежності внутрішнього ККД ГТУ від ступеня підвищення тиску в циклі при різних значеннях початкової температури газу перед турбіною і температури атмосферного повітря для того, щоб відразу ж оцінити вплив цих параметрів на роботу ГТУ і правильно вибрати їхні розрахункові значення. На рисунку 2.7 зображений цикл і схема найпростішої ГТУ.

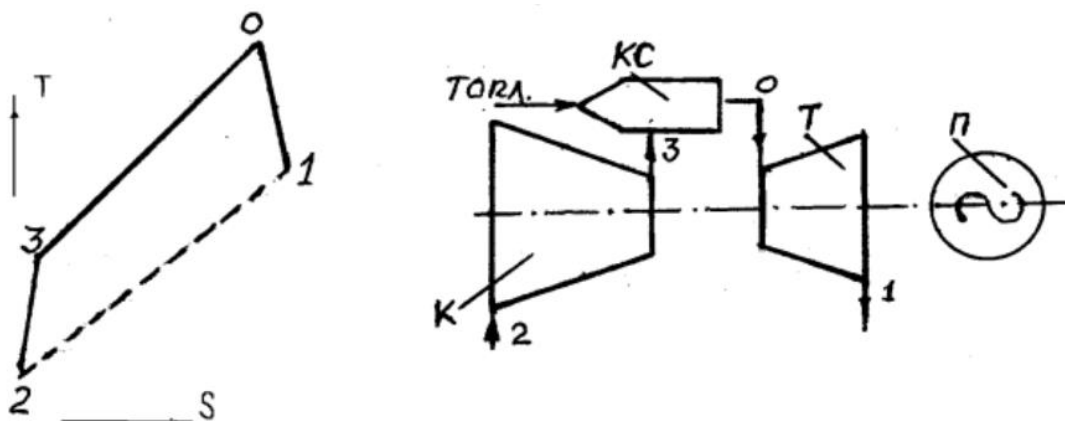


Рисунок 2.7 – Цикл і схема найпростішої ГТУ:

К – компресор, КС – камера згорання, Т – турбіна, П – споживач енергії

ККД такої схеми визначається відношенням корисної потужності турбіни  $N_{\Pi}$  до підведеної в камері згорання теплоти  $Q$ :

$$\eta_{\text{гту}} = N_{\Pi}/Q. \quad (2.1)$$

Оскільки частина потужності турбіни витрачається на привід компресора, то корисна потужність турбіни буде дорівнювати різниці потужності турбіни  $N_{\text{T}}$  і компресора  $N_{\text{к}}$ :

$$N_{\Pi} = N_{\text{T}} - N_{\text{к}}. \quad (2.2)$$

Потужність турбіни з використанням формули (1.1)

$$N_{\text{T}} = G_{\text{T}}c_{\text{p}}T_0[1 - (p_1/p_0)^m]\eta_{\text{T}}\eta_{\text{MT}}, \quad (2.3)$$

а потужність компресора

$$N_{\text{к}} = G_{\text{в}}c_{\text{p}}T_2[(p_3/p_2)^m - 1]/(\eta_{\text{к}}\eta_{\text{МК}}), \quad (2.4)$$

де  $G_{\text{T}}$ ,  $G_{\text{в}}$  – масова витрата газу, повітря;  $T_0$ ,  $T_2$  – температура газу перед турбіною, повітря перед компресором;  $p_0$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ , – тиск перед турбіною, за турбіною, перед компресором, за компресором відповідно;  $\eta_{\text{T}}$ ,  $\eta_{\text{к}}$  – ККД турбіни, компресора;  $\eta_{\text{MT}}$ ,  $\eta_{\text{МК}}$  – механічні ККД турбіни, компресора, що враховують механічні втрати від тертя в турбіні й компресорі.

Підведене тепло визначається за масовою витратою газу  $G_{\text{T}}$  і різницею температур:

$$Q = G_{\text{T}}c_{\text{p}}(T_0 - T_3), \quad (2.5)$$

де  $T_3$  – температура повітря після компресора

Недоліком цієї схеми є її низький ККД унаслідок високої температури газів, що залишають турбіну  $T_1$  (крапка 1 рис. 2.7.). Оскільки в компресорі і турбіні циркулюють різні робочі тіла, то їхня відмінність зазвичай визначається коефіцієнтом  $\beta = G_{\text{T}}/G_{\text{в}}$ , що залежить від складу продуктів згорання і коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$ . Однак є і інші методи, наприклад з використанням таблиць (дод. Б).

Розглянемо схему газотурбінної установки, в якій для підвищення ККД за рахунок зниження підведеного тепла застосовують регенеративний підігрів повітря після компресора за рахунок тепла газів, що залишають турбіну (рис. 2.8).

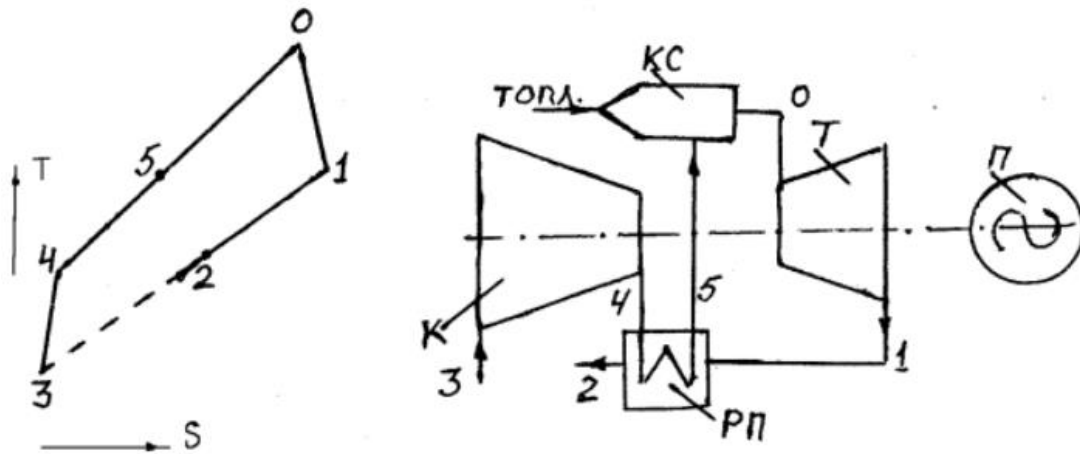


Рисунок 2.8 – Цикл і принципова схема ГТУ з регенеративним підігрівом повітря:  
РП – регенеративний підігрівач

Потужності турбіни  $N_T$  і компресора  $N_K$  визначаються за формулами (2.3) та (2.4), але при своїх параметрах газу.

Підведене тепло визначається не за температурою за компресором, а за температурою за підігрівачем:

$$Q = G c_p (T_0 - T_5). \quad (2.6)$$

У цій схемі ККД підвищується за рахунок знаменника у формулі (2.1). Ступінь регенерації оцінюється коефіцієнтом регенерації:

$$\eta_{\text{рег}} = (T_5 - T_4) / (T_1 - T_4). \quad (2.7)$$

Чим вищий коефіцієнт регенерації, тим вище ККД газотурбінної установки. Однак це супроводжується зростанням розмірів регенеративного підігрівача внаслідок зниження в ньому температурного напору.

**Задача 2.1.** Визначити ККД і потужність ГТУ, що працює за схемою з регенерацією тепла (рис. 2.8.) та витратою газу 12 кг/с при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 4$  й початковій температурі 720 °С і тиску 7 бар, відносному опорі тракту високого тиску 5 % і низького тиску 4 %. Прийняти ККД турбіни 0,86, компресора 0,85, механічний ККД 0,98, ККД камери згорання 0,97 Температура повітря перед компресором – 20 °С. Коефіцієнт регенерації – 74 %.

#### Розв'язання

З урахуванням гідравлічних опорів, визначаємо тиск:

- перед компресором:  $p_3 = (1 - 0,02) 1 = 0,98$  бар;
- за компресором:  $p_4 = (1 + 0,04) 7 = 7,28$  бар;
- за турбіною:  $p_1 = (1 + 0,02) 1 = 1,02$  бар;
- перед турбіною:  $p_0 = 7$  бар.

Визначаємо попереднє підвищення ентальпії в компресорі:

$$\Delta h_{3-4} = \frac{c_p \cdot T_3 \left[ \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^m - 1 \right]}{n_k} = \frac{1,005 \cdot 293 \cdot \left[ \left( \frac{7,28}{0,98} \right)^{0,286} - 1 \right]}{0,85} = 268,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де для повітря  $m = \frac{k-1}{k} = \frac{1,4-1}{1,4} = 0,286$ .

Визначаємо орієнтовну середню температуру процесу стиснення повітря в компресорі (1.2):

$$T_{\text{ср}_{3-4}} = 0,5 \frac{(2T_3 - \Delta h_{3-4})}{c_p} = 0,5 \frac{(2 \cdot 293 - 267)}{1,005} = 855 \text{ }^\circ\text{К}.$$

За таблицею Б.1 додатка Б уточнюємо (при  $T = 855^\circ\text{К}$  та  $\alpha = \text{пов.}$ ):

$$c_p = 1150 \text{ Дж/кг}\cdot^\circ\text{К};$$

$$m = 0,253.$$

Уточнюємо питому роботу стиснення повітря в компресорі:

$$\Delta h_{3-4} = \frac{1,150 \cdot 293 \cdot \left[ \left( \frac{7,28}{0,98} \right)^{0,253} - 1 \right]}{0,85} = 262 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Споживана компресором потужність становить (2.4):

$$N_k = \frac{G \cdot \Delta h_{3-4}}{\eta_{\text{МК}}} = \frac{12 \cdot 262}{0,98} = 3208 \text{ кВт}.$$

Визначаємо попередній теплоперепад (ентальпія) в турбіні (2.3):

$$\Delta h_{0-1} = c_p T_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^m \right] \eta_T = 1,115 \cdot 993 \left[ 1 - \left( \frac{1,02}{7} \right)^{0,248} \right] 0,86 = 337 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де для газу  $m = \frac{k-1}{k} = \frac{1,33-1}{1,33} = 0,248$ .

Орієнтовна середня температура процесу розширення в турбіні (1.2):

$$T_{\text{ср}_{0-1}} = 0,5 \frac{(2T_0 - \Delta h_{0-1})}{c_p} = 0,5 \left( \frac{2 \cdot 993 - 337}{1,115} \right) = 739,5 \text{ }^\circ\text{К}.$$

За таблицею Б.1 додатка Б уточнюємо (при  $T = 739,5^\circ\text{К}$  та  $\alpha = 4$ ):

$$c_p = 1130 \text{ Дж/кг}\cdot^\circ\text{К};$$

$$m = 0,258.$$

Уточнюємо питому роботу розширення в турбіні (2.3):

$$\Delta h_{0-1} = c_p T_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^m \right] \eta_T = 1,130 \cdot 993 \left[ 1 - \left( \frac{1,02}{7} \right)^{0,258} \right] 0,86 = 378 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Визначаємо корисну потужність турбіни:

$$N_T = G(\Delta h_{0-1} - \Delta h_{3-4})\eta_{\text{МК}} = 12 \cdot (378 - 262)0,98 = 1364 \text{ кВт.}$$

Визначаємо температуру повітря після компресора:

$$T_4 = T_3 + \frac{\Delta h_{3-4}}{c_p} = 293 + \frac{262}{1,150} = 293,2 \text{ °К.}$$

Визначаємо температуру газу на виході з турбіни:

$$T_1 = T_0 + \frac{\Delta h_{0-1}}{c_p} = 993 + \frac{378}{1,130} = 993,3 \text{ °К.}$$

Визначаємо температуру повітря перед камерою згорання (2.8):

$$T_5 = T_4 + \eta_{\text{пер}}(T_1 - T_4) = 293,2 + 0,74(993,3 - 293,2) = 811,3 \text{ °К.}$$

Визначаємо середню температуру підведення теплоти:

$$T_{\text{ср}_{5-0}} = 0,5(T_5 + T_0) = 0,5(811,3 + 993) = 902,2 \text{ °К.}$$

За таблицю Б.1 додатка Б визначаємо теплоємність повітря (при  $T = 902,2^\circ\text{К}$ ):

$$c_p = 1175 \text{ Дж/кг}\cdot\text{°К.}$$

Підведена теплота в камері згорання:

$$Q = Gc_p \frac{(T_0 - T_5)}{\eta_{\text{кз}}} = 12 \cdot 1,175 \frac{(993 - 811,3)}{0,97} = 2641 \text{ кВт.}$$

Визначаємо ККД газотурбінної установки (2.1):

$$\eta_{\text{ГТУ}} = \frac{N_T}{Q} = \frac{1364}{2641} = 0,516 \approx 52 \text{ \%}.$$

## Практичне заняття 3

### Розрахунок робочого колеса газотурбінної установки

#### План

1. Геометричні параметри турбінного ступеня.
2. Термодинамічні та газодинамічні параметри турбінного ступеня.
3. Розрахунок робочого колеса ГТУ.

#### *Геометричні параметри турбінного ступеня*

Ступінь турбіни складається з соплового апарата і робочого колеса. Основні геометричні розміри ступеня наведено на рисунку 3.1.

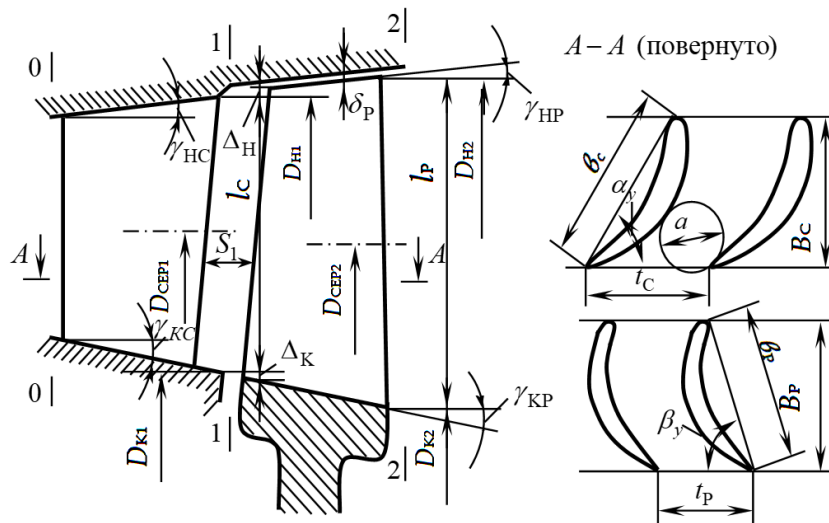


Рисунок 3.1 – Геометричні характеристики турбінного ступеня:

$D_{сер1}$ ,  $D_{сер2}$  – середні діаметри на виході з соплового апарата і робочого колеса відповідно;  $D_{к1}$ ,  $D_{к2}$ ,  $D_{н1}$ ,  $D_{н2}$  – кореневі та зовнішні діаметри;  $l_c$ ,  $l_p$  – висота на виході соплових та робочих лопаток відповідно;  $\Delta_k$ ,  $\Delta_n$  – перекриття кореневе і зовнішнє;  $a$  – горловина решітки;  $\alpha_y$ ,  $\beta_y$  – установочні кути профілів;

$\gamma_{кс}$ ,  $\gamma_{кр}$ ,  $\gamma_{нс}$ ,  $\gamma_{нр}$  – кути розкриття соплових та робочих лопаток в корені та на зовнішній поверхні відповідно;  $S_1$  – передній осьовий зазор;  $v_c$ ,  $B_c$ ,  $v_p$ ,  $B_p$  – хорди та ширина кожної із соплових та робочих лопаток відповідно;  $t_c$ ,  $t_p$  – крок профілів соплових та робочих лопаток відповідно; 0-0, 1-1, 2-2 – перерізи

Перерізи на рисунку 3.1 характеризують такі параметри: 0-0 – перед сопловим апаратом; 1-1 – за сопловим апаратом; 2-2 – за робочим колесом.

Відносний діаметр ступеня:

$$\bar{D}_l = \frac{D_{сер}}{l_p}. \quad (3.1)$$

Важливою геометричною характеристикою лопатевої решітки є відносний крок:

$$\bar{t} = \frac{t}{b}, \quad (3.2)$$

де  $t$  – крок;  $b$  – хорда лопатки.

Ширина лопатки

$$B = b \sin \alpha_y \quad (3.3)$$

Конструктивне виконання багатоступінчастої газової турбіни може бути різним (рис. 3.2).

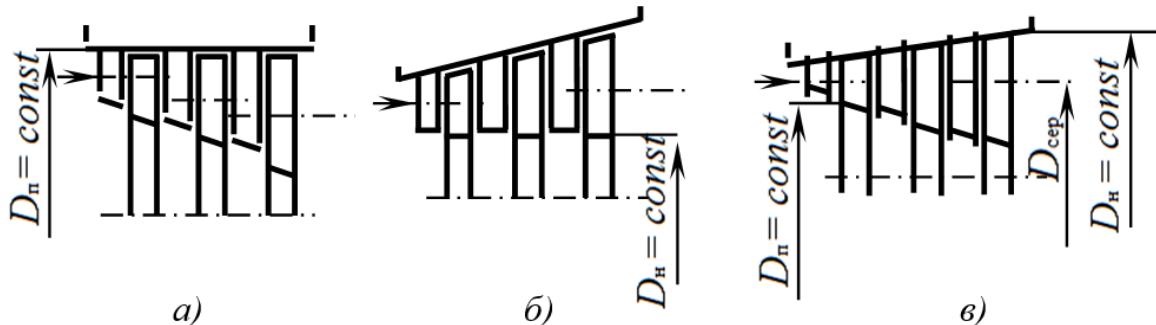


Рисунок 3.2 – Конструктивне виконання проточної частини багатоступінчастої газової турбіни:

а –  $D_{\text{п}} = \text{const}$ ; б –  $D_{\text{н}} = \text{const}$ ; в –  $D_{\text{п}} = \text{var}$  і  $D_{\text{н}} = \text{var}$

Схема (рис. 3.2, а) дозволяє отримати турбіну з найменшою кількістю ступенів, оскільки при цьому досягаються максимальні коллові швидкості і спрацьовані теплові перепади на кожний ступінь.

Схема (рис. 3.2, б) має певні технологічні переваги порівняно з попередньою, особливо при суцільнокованому або зварному роторі, оскільки зовнішні діаметри дисків однакові. Однак через менші коллові швидкості може виникнути потреба у збільшенні кількості ступенів або підвищенні навантаження на них, що призведе до зменшення ККД турбіни.

Остання схема представляє загальний випадок.

Для кожної схеми можна виконати проточну частину турбіни у різноманітних варіантах окреслення ступенів у меридіональній площині. Найбільш поширений варіант, коли зовнішню поверхню робочого колеса виконують циліндричною, а зовнішнє окреслення соплових лопаток або конічної форми, або подвійної кривизни.

### ***Термодинамічні та газодинамічні параметри турбінного ступеня***

Перетворення потенціальної енергії робочого тіла (продуктів згорання на суміші з повітрям) у механічну енергію обертання вала турбіни здійснюється різними способами. Залежно від характеру перетворення потенційної енергії робочого тіла в кінетичну розрізняють активні, реактивні і комбіновані (активно-реактивні) ступені турбін.

Турбіни, в яких процес розширення робочого тіла відбувається тільки в каналах соплових лопаток, а кінетична енергія перетворюється на механічну роботу на робочих лопатках без розширення робочого тіла, називають активними.

У реактивних турбінах розширення робочого тіла (тобто перетворення потенційної енергії на кінетичну) відбувається послідовно в каналах соплових лопаток і в каналах між робочими лопатками. Загальний перепад тепла розподіляється між ними приблизно порівну.

В активно-реактивних турбінах наявний тепловий перепад розподіляється нерівномірно: більша частина потенційної енергії перетворюється на кінетичну в каналах соплових лопаток, менша – в каналах між робочими лопатками.

До термодинамічних параметрів турбінного ступеня відносять ступінь зниження тиску, роботу розширення і ККД.

Процес розширення в турбінному ступені зручно представляти графічно на діаграмі  $i-s$ , на горизонтальній осі якої нанесено ентропію  $s$ , а на вертикальній – ентальпію  $i$  (рис. 3.3).

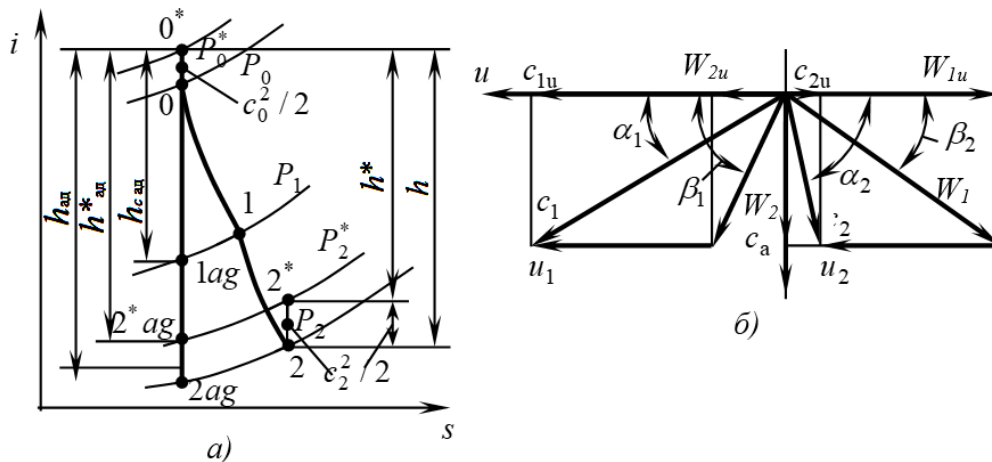


Рисунок 3.3 – Процес розширення в турбінному ступені:

а –  $i-s$  діаграма; б – трикутники швидкостей в турбінному ступені;

$0^*$ ,  $2^*$  – стан загальмованого потоку перед та за ступенем відповідно;

$P_1$  – статичний тиск за сопловим апаратом;  $P_2$ ,  $P_2^*$  – статистичний та повний тиск за ступенем відповідно;  $h_{c,ад}$ ,  $h_{ад}$ ,  $h_{ад}^*$  – адіабатичні теплоперепади у соплі, у ступені і за загальмованими параметрами відповідно;  $h$ ,  $h^*$  – дійсні теплоперепади у ступені і за загальмованими параметрам;  $a$ ,  $u$  – осьовий та окружний напрями відповідно;  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $W_1$ ,  $W_2$  – абсолютні та відносні швидкості на вході у вінець і на виході з нього відповідно;  $u_1$ ,  $u_2$  – окружна швидкість при вході на робочий вінець та при виході з нього відповідно;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  – кути векторів швидкостей у абсолютному та відносному русі;  $c_{1u}$ ,  $c_{2u}$ ,  $W_{1u}$ ,  $W_{2u}$  – проєкції відповідних векторів на окружний напрям;  $c_a$  – проєкція абсолютної швидкості на осьовий напрям

У такій діаграмі ізобари (лінії сталого тиску) – це криві, що розташовані під змінюваним кутом до осей. Ідеальні процеси розширення і стиснення на діаграмі мають вигляд вертикальної прямої, їх називають ізоентропійними (більш точний термін, ніж адіабатні). При реальному розширенні в турбіні або стисненні в дифузори відбуваються втрати і процес зсувається вправо.

Потік робочого тіла надходить у ступінь турбіни з газопускного патрубка або з попереднього ступеня з енергією, яка характеризується ентальпією  $i_o^*$ ,

швидкістю  $c_o$ , повним тиском  $p_o^*$  і температурою гальмування  $T_o^*$ . Ступінь зниження тиску

$$\varepsilon_m = \frac{p_o^*}{p_2} \quad (3.4)$$

При розширенні без втрат і без теплообміну з довкіллям  $\varepsilon_m$  визначають за формулою

$$\varepsilon_m = \left( \frac{T_o^*}{T_{2ad}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.5)$$

Адіабатична робота розширення ступеня

$$h_{ст.ад} = \frac{\kappa}{1-\kappa} RT_o^* \left( 1 - \varepsilon_m^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) \quad (3.6)$$

ККД турбінного ступеня можна обчислити:

– за повними параметрами на вході і статичному виході:

$$\eta_{ст.ад} = \frac{h}{h_{ад}} \quad (3.7)$$

або

$$\eta_{ст.ад} \cong \frac{T_o^* - T_2}{T_o^* - T_{2ад}} \quad (3.8)$$

– за параметрами загальмованого потоку на вході і виході:

$$\eta_{ст.ад}^* = \frac{h^*}{h_{ад}^*} \quad (3.9)$$

або

$$\eta_{ст.ад} \cong \frac{T_o^* - T_2^*}{T_o^* - T_{2ад}^*} \quad (3.10)$$

– ККД на колі:

$$\eta_u = \frac{h^*}{h_{ад}^*} \quad (3.11)$$

або

$$\eta_u \cong \frac{T_o^* - T_2^*}{T_o^* - T_{2ад}^*} \quad (3.12)$$

Останній характеризує механічну енергію, яку отримує робоче колесо. У сучасних турбінах ГТУ  $\eta_{ст.ад}^*$  і  $\eta_{ст.ад}$  приблизно однакові і змінюються від 0,86 до 0,92. ККД на колі в середньому дорівнює 0,8–0,85.

До газодинамічних параметрів осьового турбінного ступеня відносять роботу на колі  $h_u$ , коефіцієнт витрати  $c_a$ , характеристичний коефіцієнт  $x$ .

Відповідно до відомого рівняння Ейлера робота на колівій швидкості за умови  $u_1 = u_2 = u$  (рис. 3.3) визначається за формулою

$$h_u = u(c_{1u} \pm c_{2u}) \quad (3.13)$$

або

$$h_u = u(W_{1u} \pm W_{2u}) \quad (3.14)$$

і

$$h_u = u(W_1 \cos \beta_1 \pm W_2 \cos \beta_2). \quad (3.15)$$

Доведено, що економічність режиму ступеня і турбіни в цілому залежить від співвідношення  $u/c_1$ , до того ж підвищення економічності режиму роботи ступеня (і турбіни) можливе як завдяки змінюванню абсолютної швидкості  $c_1$ , так і завдяки змінюванню колівій швидкості  $u$ .

Абсолютна швидкість робочого тіла на виході з каналів соплового апарата є результатом перетворення теплоперепаду на кінетичну енергію і характеризує працездатність ступеня турбіни. Колівій швидкість  $u$  пропорційна кількості обертів за одиницю часу і може бути вимірником швидкохідності турбіни.

Зі збільшенням швидкості  $c_1$  (тобто зі збільшенням теплоперепаду) для підтримання економічного співвідношення  $u/c_1$  виникає необхідність збільшення обертів турбіни. У сучасних газових турбінах абсолютна швидкість  $c_1$  коливається в межах від 250 м/с до 350 м/с. Для оптимального значення  $(u/c_1)_{\text{опт}}$  колівій швидкість активної турбіни має бути у межах від 120 м/с до 170 м/с.

Регулювання режиму роботи нагнітачів передбачає змінювання обертів ротора турбіни, а це при сталому теплоперепаді ступеня приводить до змінювання відношення  $u/c_1$  і, як наслідок, до змінювання ККД турбіни. Саме цим пояснюється залежність ККД турбіни від частоти обертання і, зокрема, падіння ККД зі зниженням обертів вала турбіни.

Наявність жорсткого зв'язку між швидкостями  $c_1$  і  $u$  призводить до обмеження теплоперепаду ступеня. Це пов'язано з тим, що лопатки турбіни працюють у важких умовах – із високими механічними навантаженнями за умов високих температур. І, як наслідок, неможливо суттєво збільшити оберти турбіни і, відповідно, збільшити кінетичну енергію на виході з каналів соплового апарата, яка повинна відповідати оптимальному значенню відношення  $u/c_1$ .

Аналіз впливу характеристики  $u/c_1$  на ККД турбіни показує, що її номінальна потужність зберігається лише за умови номінальної частоти обертання вала. Зі змінюванням обертів втрати в ступені зростають і потужність на валу, відповідно, зменшується.

Коефіцієнт витрати

$$\bar{c}_a = \frac{c_a}{u_{\text{сер}}}, \quad (3.16)$$

визначають окремо для соплового вінця

$$\bar{c}_{1a} = \frac{c_{1a}}{u_1} \quad (3.17)$$

і робочого вінця

$$\bar{c}_{2a} = \frac{c_{2a}}{u_2}, \quad (3.18)$$

де  $u_{\text{сер}}$  – середня колова швидкість руху робочого тіла.

Характеристичний коефіцієнт

$$x = \frac{u}{c_{a\partial}} \quad (3.19)$$

визначає напрям виходу потоку за робочим колесом і досягнуту роботу в ступені. Під  $c_{a\partial}$  розуміють фіктивну швидкість, що відповідає адіабатному теплоперепаду на ступінь:

$$c_{a\partial} = \sqrt{2h_{a\partial}}. \quad (3.20)$$

Відношення спрацьованого теплоперепаду на робочому колесі до всього теплоперепаду ступеня називають термодинамічним ступенем реактивності:

$$p_m = \frac{h_{p.a\partial}}{h_{a\partial}} \quad (3.21)$$

або

$$p_m = 1 - \frac{h_{c.a\partial}}{h_{a\partial}}. \quad (3.22)$$

У теорії турбін, як і теорії компресорів, використовують поняття кінематичного ступеня реактивності:

$$p_k = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u}. \quad (3.23)$$

Границі змінювання  $p_k$  – від 0,5 до 1.

Важливим параметром ступеня є коефіцієнт навантаження

$$\bar{h}_u = \frac{c_{1u} + c_{2u}}{u}. \quad (3.24)$$

Коефіцієнт навантаження характеризує максимальну роботу, яку можна отримати за заданої колової швидкості. Він пов'язаний зі ступенем реактивності ступеня.

Для активного ступеня  $h_u = 1,6-1,8$ , для реактивного  $h_u = 1-1,2$ .

### ***Розрахунок робочого колеса газотурбінної установки***

Для визначення розмірів робочого колеса за таблицею В.1 додатка В знаходимо відносну висоту робочої лопатки ( $l_p/B_p$ ), а потім і ширину  $B_p$  робочої лопатки, прийнявши її висоту рівною висоті лопатки сопла:

$$B_p = \frac{l_{ca}}{(l_p/B_p)}, \quad (3.25)$$

а радіальний зазор

$$\delta_r = (0,005 - 0,01)B_p. \quad (3.26)$$

Висота лопатки на виході з робочого колеса

$$l_p = l_{ca} + (S + B_p)(\operatorname{tg} \gamma_n + \operatorname{tg} \gamma_k) - \delta_r, \quad (3.27)$$

а середній діаметр на виході з робочого колеса

$$D_{cp2} = D_{cp1} + 2(S + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n + \gamma_k}{2}. \quad (3.28)$$

Частота обертання ротора турбіни:

$$n = \frac{60u}{\pi \cdot D_{cp2}}. \quad (3.29)$$

Відносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$W_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}. \quad (3.30)$$

Кут входу потоку з відносною швидкістю:

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{W_1}. \quad (3.31)$$

Ізоентропічний теплоперепад у робочому колесі:

$$\Delta h_{ap} = \Delta h_a^* \cdot \rho, \quad (3.32)$$

Наявний теплоперепад у робочому колесі:

$$\Delta h_{ap}^* = \Delta h_{ap} + \frac{W_1^2}{2}. \quad (3.33)$$

Відносна швидкість на виході з робочого колеса:

$$W_2 = \psi \sqrt{2 \left( \Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}, \quad (3.34)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт швидкості у робочому колесі (дорівнює 0,95, поправка  $u_1^2 - u_2^2$  використовується в робочому колесі з діаметрами, що відрізняються).

Статична температура за робочим колесом:

$$T_2 = T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2c_p}. \quad (3.35)$$

Густина газу за робочим колесом визначається за формулою

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}. \quad (3.36)$$

Кут потоку за робочим колесом:

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G}{\rho_1 \cdot \pi \cdot D_{cp2} \cdot W \cdot l}. \quad (3.37)$$

Кут встановлення профілю лопатки робочого колеса  $\beta_y$  визначається за таблицею Г.1 додатка Г, а хорда профілю

$$e_p = \frac{B_p}{\sin \beta_y}. \quad (3.38)$$

Відносний крок лопаток робочого колеса визначається за ступенем реактивності  $\rho$ :

$$\bar{t} = \frac{t_p}{b_p} = 0,4\rho + 0,6. \quad (3.39)$$

Абсолютна швидкість на виході з робочого колеса:

$$c_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2u_2 W_2 \cos \beta_2}. \quad (3.40)$$

Кут виходу потоку зі ступені:

$$\alpha_2 = \arccos \frac{W_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}. \quad (3.41)$$

**Задача 3.1.** Визначити швидкість газу і розміри робочих лопаток ступені газової турбіни, що працює на природному газі ( $R = 293$  Дж/кг·°К,  $k = 1,3$ ) при витраті 20 кг/с, тиску перед робочим колесом 8 бар і температурі 1 150 °К, тиск за робочими лопатками 6,5 бар. Швидкість газу на виході із соплового апарата дорівнює 430 м/с. Колова швидкість – 270 м/с. Розташовуваний теплоперепад у ступені  $\Delta h_a^*$  становить 144 200 Дж/кг. Кут виходу потоку із сопла прийняти рівним 15°, коефіцієнт швидкості в робочих лопатках – 0,95, ступінь реактивності ступені – 0,5. Висота лопатки соплового апарату дорівнює 0,053 м, середній діаметр соплового апарату – 0,53 м. Осьовий зазор у ступені  $S = 0,01$  м, кут розкриття проточної частини ступені  $\gamma = 5^\circ + 5^\circ$ .

#### Розв'язання

За таблицею 3.1 знаходимо відносну висоту робочої лопатки ( $l_p/B_p$ ) = 2,6, а потім за формулою (3.25) ширину  $B_p$  робочої лопатки, прийнявши її висоту, що дорівнює висоті лопатки сопла, 0,053 м:

$$B_p = \frac{0,053}{2,6} = 0,0204 \text{ м,}$$

а радіальний зазор за формулою (3.26)

$$\delta_r = 0,007 \cdot 0,0204 = 0,00014 \text{ м.}$$

Висота лопатки на виході з робочого колеса за формулою (3.27):

$$l_p = 0,053 + (0,01 + 0,0204)(\text{tg } 5^\circ + \text{tg } 5^\circ) - 0,00014 = 0,058 \text{ м.}$$

Середній діаметр на виході з робочого колеса за формулою (3.28):

$$D_{cp2} = 0,53 + 2(0,01 + 0,0204) \text{tg } \frac{5^\circ + 5^\circ}{2} = 0,535 \text{ м.}$$

Частота обертання ротора турбіни (3.29):

$$n = \frac{60 \cdot 270}{\pi \cdot 0,535} = 9643 \text{ об./хв.}$$

Відносна швидкість на вході в робоче колесо за формулою (3.30):

$$W_1 = \sqrt{430^2 + 270^2 - 2 \cdot 270 \cdot 430 \cdot \cos 15^\circ} = 183 \text{ М/с.}$$

Кут входу потоку з відносною швидкістю за формулою (3.31):

$$\beta_1 = \arcsin \frac{430 \cdot \sin 15^\circ}{183} = 37,4^\circ.$$

Ізоентропичний теплоперепад у робочому колесі (3.32):

$$\Delta h_{ap} = 144200 \cdot 0,5 = 72100 \text{ Дж/кг.}$$

Розташовуваний теплоперепад у робочому колесі за формулою (3.33):

$$\Delta h_{ap}^* = 72100 + \frac{183^2}{2} = 88844 \text{ Дж/кг.}$$

Відносна швидкість на виході з робочого колеса за формулою (3.34) при  $u_1 = u_2$ :

$$W_2 = 0,95\sqrt{2 \cdot 88844} = 400,4 \text{ м/с.}$$

Статична температура за робочим колесом за формулою (3.35):

$$T_2 = 1150 - \frac{400,4^2 - 183^2}{2 \cdot 1269} = 1100 \text{ °К,}$$

Густина газу за робочим колесом визначається за формулою (3.36):

$$\rho_2 = \frac{6,5 \cdot 10^5}{293 \cdot 1100} = 2,016 \text{ кг/м}^3,$$

де теплоємність газу

$$c_p = \frac{293 \cdot 1,3}{1,3 - 1} = 1269 \text{ Дж/кг} \cdot \text{°К.}$$

Кут потоку за робочим колесом за формулою (3.37):

$$\beta_2 = \arcsin \frac{20}{2,016 \cdot 3,14 \cdot 0,535 \cdot 400,4 \cdot 0,058} = 14,7^\circ.$$

Кут установки профілю лопатки робочого колеса  $\beta_b = 60^\circ$  визначається за таблицею Г.1 додатка Г, а хорда профілю  $v_p = 0,0204 / \sin 60 = 235 \text{ м.}$

Відносний крок лопаток робочого колеса визначається за ступенем реактивності  $\rho = 0,5$  за формулою (3.39):

$$\bar{t} = \frac{t_p}{b_p} = 0,4 \cdot 0,5 + 0,6 = 0,8.$$

Абсолютна швидкість на виході з робочого колеса по формулою (3.40):

$$c_2 = \sqrt{400,4^2 + 270^2 - 2 \cdot 270 \cdot 400,4 \cdot \cos 14,7} = 155,2 \text{ м/с.}$$

Кут виходу потоку із ступені за формулою (3.41):

$$\alpha_2 = \arccos \frac{400,4 \cos 14,7 - 270}{155,2} = 40,8^\circ.$$

## Практичне заняття 4

### Визначення продуктивності поршневого компресора

#### План

1. Загальна характеристика поршневого компресора.
2. Робочі параметри поршневого компресора.
3. Розрахунок продуктивності поршневого компресора.

#### *Загальна характеристика поршневого компресора*

Поршневі компресори належать до компресорів об'ємної дії, у яких процес стиснення і переміщення газу відбувається в робочому циліндрі за рахунок переміщення поршня.

На рисунку 4.1 наведена принципова схема поршневого компресора.

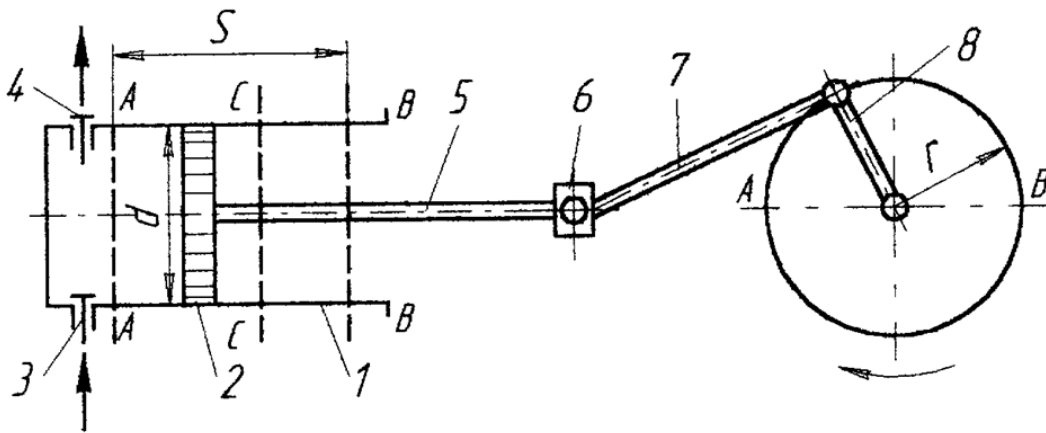


Рисунок 4.1 – Принципова схема поршневого компресора:

- 1 – робочий циліндр; 2 – поршень; 3 – приймальний робочий клапан;  
4 – нагнітальний робочий клапан; 5 – шток; 6 – крейцкопф; 7 – шатун;  
8 – кривошип

Робота поршневого компресора зводиться до такого.

При русі поршня (2) вправо відбувається заповнення об'єму робочого циліндра газом, що надходить через відкритий прийомний клапан (3) із прийомного трубопроводу – це процес всмоктування. При досягненні поршнем площини В-В всмоктувальний клапан закривається. Початок руху поршня вліво співпадає з початком процесу стиснення, який закінчується в момент, коли робочі параметри газу досягнуть значень, що відповідають умовам нагнітання. Процес стиснення закінчується при досягненні поршнем площини С-С. У цьому положенні відкривається нагнітальний клапан (4) і відбувається процес нагнітання. З початком руху поршня вправо нагнітальний клапан закривається, параметри газу змінюються до значень, що відповідають умовам всмоктування, після чого знову починається процес всмоктування. Комплекс процесів всмоктування, стиснення і нагнітання становлять цикл роботи поршневого компресора.

Віддаль між двома крайніми положеннями поршня (площини А-А і В-В), в яких збільшується його швидкість, називається ходом поршня  $S$ .

Принцип дії поршневих компресорів аналогічний до принципу дії поршневих насосів: при зворотно-поступальному русі поршнів відбувається циклічне наповнення робочих камер і виштовхування з неї порцій перекачуваного середовища. Але характер робочого процесу в компресорі суттєво інакший, ніж в насосі. За будовою ці машини також значно відрізняються. За системою охолодження циліндрів і їх мащення поршневі компресори близькі до поршневих двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Деякі деталі цих машин аналогічні. Відомі компресори з водяним (великої продуктивності) і повітряним охолодженням.

Тільки для поршневих компресорів характерна така класифікація:

- 1) за принципом дії – компресори з циліндрами простої і подвійної дії, а також із диференціальним циліндром;
- 2) за кількістю ступенів – одно-, дво-, триступінчасті і більше (максимум 7);
- 3) за кількістю циліндрів – одно-, дво-, трициліндрові і більше;
- 4) за кількістю рядів циліндрів – одно-, дворядні і багаторядні;
- 5) за орієнтацією циліндрів у площині – кутові і з V-подібним розміщенням;
- 6) компресори із зустрічним (опозитним) рухом поршнів.

Висока експлуатаційна надійність поршневих компресорів, їх здатність працювати в широкому діапазоні робочих тисків, можливість регулювання продуктивності частотою обертання і змінюванням «мертвого» простору обумовили їх застосування на об'єктах транспорту і зберігання газу. Найбільш поширені газомотокомпресори типу 10ГК. Ці компресори мають багато модифікацій за кількістю і розміром компресорних циліндрів, а також у них можна варіювати кількість ступенів стиснення. Окрім того, продуктивність можна регулювати за допомогою відкриття частини всмоктувальних клапанів, тому на КС підземних сховищ газу вказані на сьогодні ГПА є головним видом обладнання. На магістральних газопроводах ці агрегати застосовуються тільки при малих продуктивностях (до 10 млн м<sup>3</sup>/добу) через великі питомі затрати металу.

Газомоторні компресори застосовуються на магістральних газопроводах, нафтопереробних та газопереробних заводах і на підземних сховищах газу.

*Газомотокомпресори* – це агрегати, на яких газовий двигун і компресор мають загальну станину і колінчастий вал. Паливом для них слугує газ, чим і пояснюється їхнє широке застосування на об'єктах транспорту і зберігання газу. Випускають газомоторні компресори із горизонтальним розміщенням

компресорних циліндрів і V-подібним або вертикальним розміщенням силових циліндрів. На нафтових і газових промислах потужні і складні газоперекачувальні агрегати використовують як у стаціонарних, так і в пересувних компресорних станціях. Основні параметри баз газомотокомпресорів наведені в додатку Д, а їх схеми на рисунку 4.2.

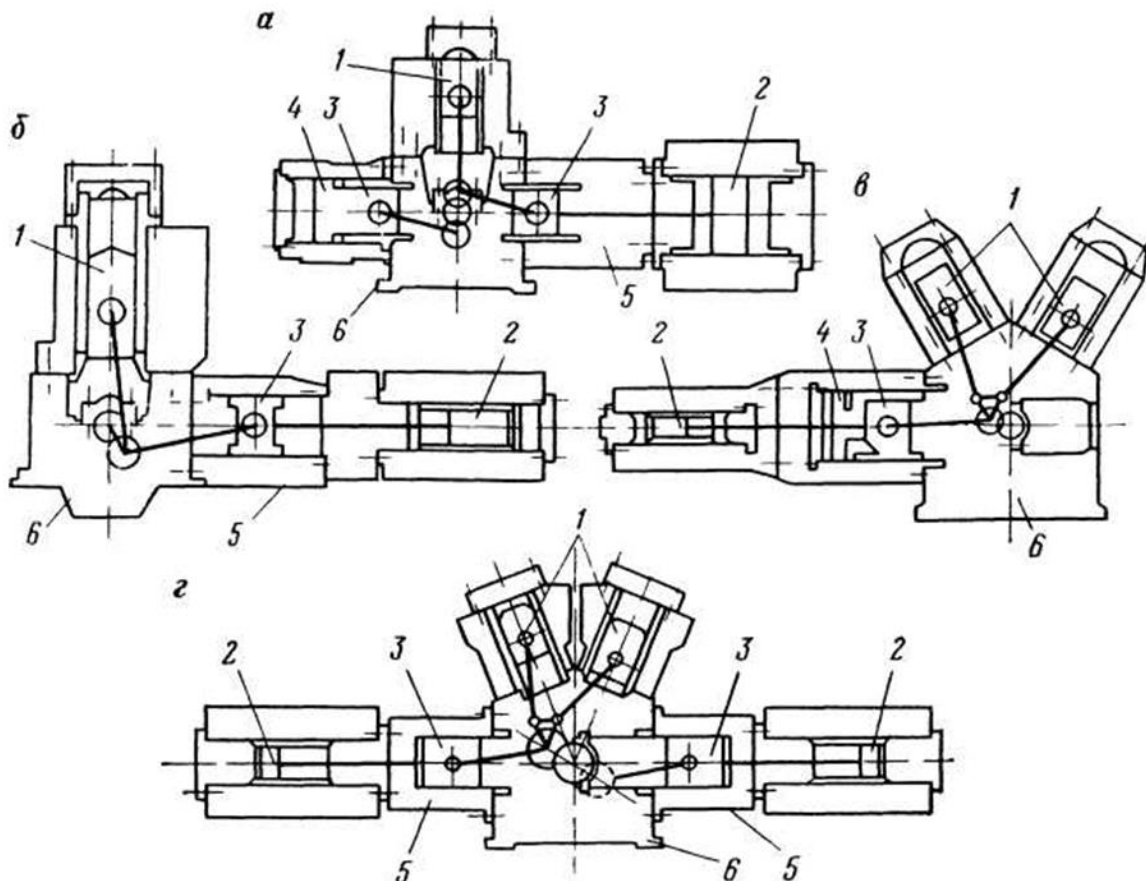


Рисунок 4.2 – Схеми газомотокомпресорів:

- а – з двобічним розташуванням компресорних циліндрів і продувних насосів;
  - б – з однобічним розташуванням компресорних циліндрів;
  - в – з однобічним розташуванням компресорних циліндрів і продувних насосів;
  - г – з двобічним розташуванням компресорних циліндрів;
- 1 – поршень двигуна; 2 – поршень компресора; 3 – крейцкопф; 4 – поршень продувного насоса; 5 – направляючі крейцкопфа; 6 – фундаментна рама

### ***Робочі параметри поршневого компресора***

Продуктивність поршневого компресора – це кількість газу, що проходить за одиницю часу через вхідний патрубок компресора. Розрізняють вагову, масову та об’ємну продуктивності.

Об’ємна продуктивність – при умовах всмоктування і комерційна – при стандартних умовах (атмосферний тиск і температура 20 °С).

Теоретична об'ємна продуктивність одного циліндра поршневого компресора визначається об'ємом, який описує поршень:

- для компресора простої дії (клапани з одного боку від поршня):

$$Q_T = FSn; \quad (4.1)$$

- для компресора подвійної дії (клапани з двох боків від поршня):

$$Q_T = Sn(2F - f), \quad (4.2)$$

де  $S$  – довжина ходу поршня;  $n$  – частота обертання вала приводу поршнів;  $F$  – площа поршня;  $f$  – площа штока.

Дійсна продуктивність

$$Q = \lambda Q_T, \quad (4.3)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт подачі,

$$\lambda = \lambda_p \lambda_0 \lambda_r \lambda_T; \quad (4.4)$$

$\lambda_p$  – коефіцієнт тиску, враховує зниження продуктивності компресора за рахунок зменшення тиску в порожнині циліндра в момент всмоктування порівняно з тиском у всмоктувальному патрубку (внаслідок опору всмоктувального клапана),  $\lambda_p = 0,95 - 0,90$ ;  $\lambda_0$  – об'ємний коефіцієнт, враховує зниження продуктивності за рахунок величини «мертвого» простору;  $\lambda_r$  – коефіцієнт герметичності, враховує зниження продуктивності за рахунок витікань у зазорах із порожнини нагнітання в порожнину всмоктування або в атмосферу (через нещільності),  $\lambda_r = 0,95 - 0,98$ ;  $\lambda_T$  – коефіцієнт підігріву, враховує зменшення об'єму засмоктуваного газу внаслідок його нагрівання при дотиканні до гарячих стінок циліндра.

Продуктивність, зведена до стандартних умов (комерційна продуктивність):

$$Q_0 = Q \frac{T_{cm} P}{T P_{cm}}, \quad (4.5)$$

де  $T_{ст}$ ,  $P_{ст}$  – стандартні температура і тиск;  $T$ ,  $P$  – абсолютна температура і тиск на вході в компресор.

Дійсна робота компресора визначається за індикаторною діаграмою, яка знімається на діючих компресорах або будується на основі розрахунків.

Індикаторна діаграма компресора враховує всі особливості циклу його роботи, які впливають на тиск і об'єм (рис. 4.3).

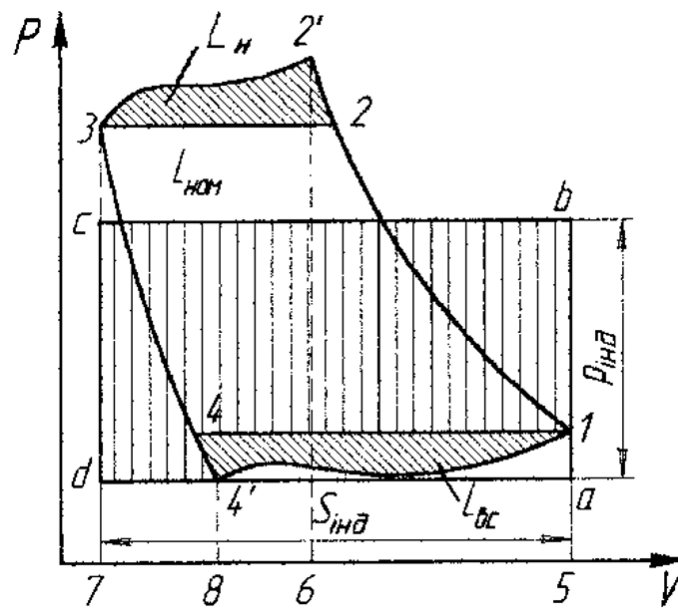


Рисунок 4.3 – Індикаторна діаграма поршневого компресора:  
 4'-1 – процес всмоктування; 1-2-2' – процес стиснення; 2'-3 – процес нагнітання;  
 3-4-4' – розширення газу в «шкідливому» просторі

Індикаторна робота, здійснювана поршнем, відповідає площі всієї індикаторної діаграми 1-2-2'-3-4-4'-1:

$$L_{ind} = L_{ном} + L_{вс} + L_n, \quad (4.6)$$

де  $L_{ном}$  – корисна робота, яка надає енергію газу, відповідає площі 1-2-3-4-1;  $L_{вс}$ ,  $L_n$  – додаткова кількість роботи, затрачена в циклі на подолання гідравлічного опору у всмоктувальному і нагнітальному клапанах;  $L_{вс}$  відповідає площі 1-4-4'-1;  $L_n$  відповідає площі 3-2-2'-3.

Кількість роботи  $L_{ind}$ , що витрачається в циклі, визначається планіметруванням індикаторних діаграм.

Індикаторною потужністю називається величина, яка визначається співвідношенням

$$N_{ind} = \frac{L_{ind}}{\tau}, \quad (4.7)$$

де  $\tau$  – період циклу компресора.

Якщо компресор робить  $n$  об./с, то величина індикаторної потужності

$$N_{ind} = L_{ind} n = F s n P_{ind}, \quad (4.8)$$

де  $F$  – площа поршня;  $s$  – довжина ходу поршня;  $P_{ind}$  – середній індикаторний тиск.

Величина середнього індикаторного тиску за результатами планіметрування визначається за формулою

$$P_{ind} = K_p \frac{f_{ind}}{S_{ind}}, \quad (4.9)$$

де  $K_p$  – масштаб тиску;  $f_{ind}$  – площа індикаторної діаграми;  $S_{ind}$  – довжина індикаторної діаграми.

Величина середнього індикаторного тиску дорівнює висоті прямокутника з основою  $S_{ind}$ , площа якого рівновелика щодо площі 1-2'-3-4'-1, обмеженої лініями робочого циклу компресора.

Індикаторна діаграма компресора дозволяє не тільки судити про реальні затрати потужності при здійсненні процесу роботи компресора, але й про несправності в його роботі.

Відношення тисків у компресорі (не допускається вживання терміна «ступінь стиснення»)

$$\varepsilon = \frac{P_K}{P_{II}}, \quad (4.10)$$

де  $P_{II}$  – початковий тиск (тиск газу на вході в компресор);  $P_K$  – обмежений тиск (тиск газу на виході компресора).

Залежно від величини  $\varepsilon$  на одну ступінь всі компресори поділяють на три групи, а саме:  $\varepsilon < 1,1$  – вентилятори;  $1,1 < \varepsilon < 1,4$  – нагнітачі (відцентрові, осьові, діагональні);  $\varepsilon > 1,4$  – об'ємні компресори (зазвичай це поршневі машини).

#### **Розрахунок продуктивності поршневого компресора**

Продуктивність, потужність або ступінь стиснення газомотокомпресорів визначають за завантажувальними кривими (рис. 4.4), які становлять залежність продуктивності  $Q$  і питомої індикаторної потужності  $N_i$  одного компресорного циліндра діаметром 197 мм від ступеня стиснення за умови всмоктування при швидкості обертання колінчастого вала 300 об./хв.

При роботі агрегатів в режимах, що відрізняються від 300 об./хв, в розрахунки треба ввести поправку  $n/300$ , де  $n$  – істинна частота обертання, об./хв.

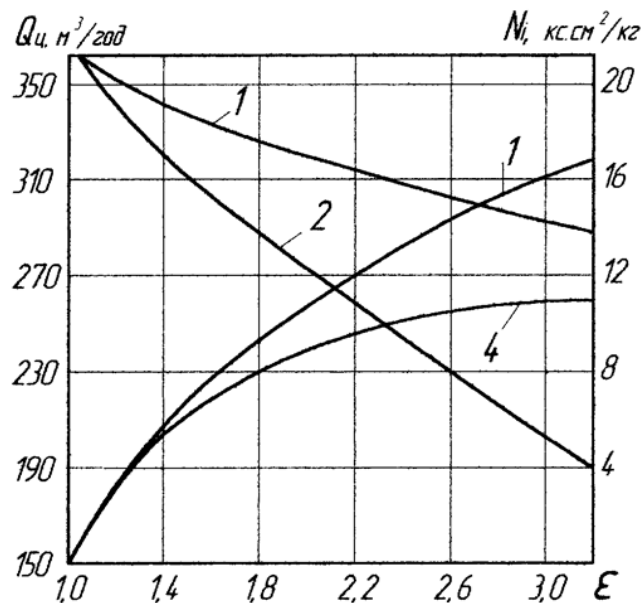


Рисунок 4.4 – Завантажувальні криві для визначення продуктивності (1 і 2) і потужності (3 і 4) для одного компресорного циліндра:  
1 і 3 – «кишеня» закрита; 2 і 4 – «кишеня» відкрита

Потужність, яка споживається, і продуктивність поршневих ГПА визначається за їх завантажувальними характеристиками. В разі відсутності завантажувальних характеристик допускається визначення параметрів поршневих ГПА розрахунковим шляхом.

Об'ємна продуктивність, м<sup>3</sup>/с (при параметрах на вході в одноступінчастий поршневий компресор):

$$Q_c = 0,94 V_H \cdot n \left[ 1 - \alpha_c \left( \frac{Z_{BC}}{Z_{НАГ}} \varepsilon^{0,755} - 1 \right) \right], \quad (4.11)$$

де  $V_H$  – об'єм, який описується поршнями компресора за один оберт вала (робочий об'єм), м<sup>3</sup>;  $n$  – частота обертання вала компресора, с<sup>-1</sup>;  $Z_{BC}$ ,  $Z_{НАГ}$  – коефіцієнти стисненості газу за умови всмоктування і нагнітання компресора;  $\varepsilon$  – ступінь підвищення тиску в компресорі;  $\alpha_c$  – загальний відносний об'єм мертвого простору.

Загальний відносний об'єм мертвого простору визначається за формулою

$$\alpha_c = \frac{\alpha V_{\Pi} + V_P}{V_P}, \quad (4.12)$$

де  $\alpha$  – власний відносний об'єм мертвого простору циліндра;  $V_P$  – загальний об'єм підімкнених регуляторів продуктивності.

**Задача 4.1.** Визначити продуктивність одноступінчастого поршневого газоперекачувального агрегата. Відомі такі вихідні дані: робочий об'єм поршня становить 0,004 5 м<sup>3</sup>, частота обертання вала компресора – 300 об./хв, коефіцієнт стисненості газу за умови всмоктування  $Z_{BC} = 1,1$  і нагнітання  $Z_{НАГ} = 1,2$ , ступінь підвищення тиску в компресорі  $\varepsilon = 1,3$ , сумарний відносний об'єм мертвого простору дорівнює 0,004 м<sup>3</sup>, власний відносний об'єм мертвого простору циліндра – 0,05, загальний об'єм підімкнених регуляторів продуктивності – 0,001 м<sup>3</sup>.

#### *Розв'язання*

Сумарний відносний об'єм мертвого простору визначаємо за формулою (4.12):

$$\alpha_c = \frac{0,05 \cdot 0,01 + 0,01}{0,01} = 1,05.$$

Об'ємну продуктивність визначаємо за формулою (4.11):

$$Q_c = 0,94 \cdot 0,0045 \cdot \frac{300}{60} \left[ 1 - 1,05 \left( \frac{1,1}{1,2} 1,3^{0,755} - 1 \right) \right] = 0,0185 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$



збігається з моментом відкриття прийомного клапана і початком процесу всмоктування.

Лінія 4-1, що характеризує процес всмоктування, тобто процес заповнення циліндра газом, називається лінією всмоктування.

У точці (1) закінчується процес всмоктування. Це збігається з початком процесу стиснення 1-2, тобто з початком нового циклу компресора.

Робота реального компресора і термодинамічні процеси, що здійснюються при цьому, в дійсності значно відрізняються від роботи і процесів, які відбуваються в ідеальному компресорі. Ця відмінність полягає в тому, що в циліндрі реального компресора після закінчення процесу нагнітання (крайнє ліве положення поршня) залишається певна кількість газу об'ємом  $V_0$ , стисненого до тиску  $P_2$ . Під час процесу всмоктування цей газ, розширюючись і заповнюючи вивільнену частину об'єму циліндра, зменшує робочу продуктивність компресора, тому простір циліндра, заповнений цим залишковим газом, називають «мертвим», або шкідливим.

Другою особливістю роботи реального компресора є той факт, що під час його роботи відбувається безперервне змінювання параметрів стану, якщо розглядати перехід стану від точки до точки для всіх процесів, які характеризують цикл компресора.

Діаграма циклу реального компресора зображена на рисунку 5.2. На цьому ж рисунку для порівняльного оцінювання пунктирними лініями нанесена діаграма для випадку, якщо компресор працював би за ідеальним циклом, а розширення газу, що залишився в «мертвому» просторі, відбувалося б миттєво і його величина не впливала на продуктивність компресора.

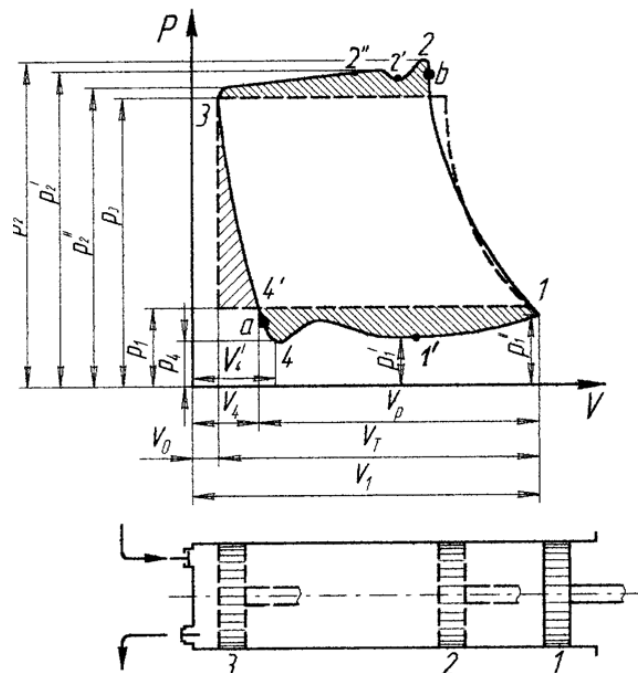


Рисунок 5.2 – Цикл реального компресора

Внаслідок опору всмоктувального клапана процес всмоктування починається, коли тиск в циліндрі стає нижчим від тиску  $P_1$  у всмоктувальному колекторі (точка 4).

Через опір в нагнітальних клапанах газ із циліндра виштовхується під тиском, який дещо більший, ніж тиск у нагнітальному колекторі.

У початковий момент процесу нагнітання (точка 2), коли швидкість поршня, а отже, і швидкість газу в циліндрі і клапані відносно малі, тиск під поршнем падає (точка 2'). Зростання швидкості газу до максимуму в точці, що відповідає середині ходу поршня, призводить до збільшення втрат напору на гідравлічні опори в циліндрі і клапанах, що спричиняє підвищення тиску під поршнем (точка 2''). Подальше зменшення швидкості приводить до зменшення втрат напору на гідравлічні опори і до поступового зменшення тиску. У точці 3 процес нагнітання газу закінчується, швидкість поршня і газу прирівнюється до нуля, внаслідок чого тиск під поршнем  $P_3$  стає рівним тиску в напірному трубопроводі.

Відкриття всмоктувального клапана і початок процесу всмоктування настають пізніше (не в точці 4', а в точці 4), оскільки в компресорі повинен створитися деякий перепад тиску, необхідний для подолання сили натягу пружини прийомного клапана і сил інерції пружини і робочої пластини клапана.

Змінювання швидкості руху газу в циліндрі і клапанах, пов'язана зі змінюванням швидкості руху поршня в процесі всмоктування, призводить до того, що тиск у процесі всмоктування стає змінним. Мінімальне значення тиску (точка 1') відповідає максимальному значенню швидкості. В точці 1 тиск під поршнем при швидкості  $W_0 = 0$  стає рівним тиску в прийомному трубопроводі.

Початок руху поршня вліво приводить до зміни параметрів стану, закриття прийомного клапана і початку нового циклу роботи компресора.

Відношення тисків в компресорі (не допускається вживання терміна «ступінь стиснення»)

$$\varepsilon = \frac{P_K}{P_{II}}, \quad (5.1)$$

де  $P_{II}$  – початковий тиск (тиск газу на вході в компресор);  $P_K$  – обмежений тиск (тиск газу на виході компресора).

Відношення тисків у компресорі – це відношення повного тиску на виході компресора до повного тиску на його вході. Це безрозмірна величина, яка використовується в термодинаміці для характеристики роботи компресора.

Ступінь стиснення зазвичай застосовують до поршневих двигунів внутрішнього згорання. Це геометричний параметр, який визначається як відношення об'єму циліндра при нижньому положенні поршня до об'єму при

верхньому положенні. Він не залежить від реального процесу стиснення газу, а лише від конструкції камери згорання.

Отже, плутати ці два поняття не можна. В компресорі важливе саме відношення тисків, бо воно описує реальний термодинамічний процес; у двигуні внутрішнього згорання – ступінь стиснення, бо це конструктивна характеристика.

Залежно від величини  $\varepsilon$  на одну ступінь всі компресори поділяють на три групи, а саме:  $\varepsilon < 1,1$  – вентилятори;  $\varepsilon < 1,4$  – нагнітачі (відцентрові, осьові, діагональні);  $\varepsilon > 1,4$  – об'ємні компресори (як правило це поршневі машини).

### ***Ступеневе стиснення газу в поршковому компресорі***

Ступеневе стиснення газу призводить до ускладнення компресорного господарства, але його застосування спричинене певними причинами.

Насамперед, воно необхідне тоді, коли температура в кінці циклу стиснення газу перевищує допустиму за умовами безпеки і нормального мащення компресорів. При температурі 180–200 °С компресорне мастило починає інтенсивно розкладатися. На гарячих поверхнях утворюється нагар – шар продуктів окислення мастила, лакоподібна плівка із загустілого мастила. Нагар ускладнює охолодження, заважає правильній роботі поршневих кілець (можливе заклинювання, поломка кілець, задирання циліндра) і клапанів, збільшує силу тертя, зношування і аеродинамічний опір клапанів. У повітряних компресорах нагар у вихідних трубах може самозагоратися, що супроводжується підвищенням температури і навіть вибухами, тому відношення тисків в одній ступені компресора обмежується, за винятком невеликих компресорів з нормальними умовами охолодження і зношенням  $\varepsilon \approx 4$ .

Обмеження температури стисненого газу – не єдина причина ступеневого стиснення, яке використовується в компресорах без мащення циліндрів. Справа в тому, що при розподілі процесу підвищення тиску газу на ступені з проміжним охолодженням змінювання тиску відбувається при менших питомих об'ємах, завдяки чому досягають економії потужності. Окрім того, збільшуються втрати в клапанах і міжступневих комунікаціях, ускладнюється конструкція компресора і вся компресорна установка за рахунок холодильників і комунікацій, тому для цього значення  $\varepsilon$  існує рентабельне число ступенів, яке залежить від співвідношення між вартістю машини і затратами енергії на стиснення газу.

Чим менші затрати на енергію (наприклад, при систематично неповному завантаженні компресора) і чим більші витрати на проміжне охолодження, тим вигідніший компресор з малим числом ступенів.

Графік робочого процесу при триступневому стисненні газу наведений на рисунку 5.3.

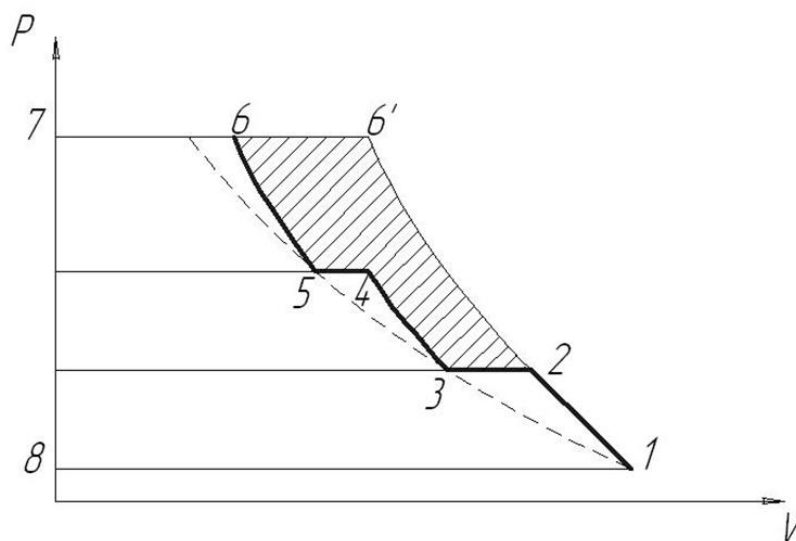


Рисунок 5.3 – Робочий процес при ступеневому стисненні газу

Заштрихована площа на рисунку 5.3 – це економія роботи стиснення (економія потужності на приводі компресора) внаслідок проміжного охолодження газу після кожної ступені стиснення.

При ступеневому стисненні газу (в ідеальному випадку) відношення тисків у компресорі буде таким:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \dots \cdot \varepsilon_Z, \quad (5.2)$$

де  $\varepsilon_1, \varepsilon_2 \dots \varepsilon_Z$  – відношення тисків у першій, другій ...  $Z$ -ій ступенях.

Розподіл температур в багатоступеневому компресорі залежить від ступеня охолодження газу в холодильниках. Охолодження називається повним, якщо температура газу на вході всіх ступенів така сама, як і температура всмоктування в першу ступінь. Практично, охолодження газу не буває повним. Межа можливого охолодження газу визначається початковою температурою охолоджувального агента (води, повітря). При неповному охолодженні фактична різниця температур становить 5–15 °С (порівняно з температурою всмоктування в першу ступінь).

Для повного охолодження необхідно, щоб вода, яка надходить, була холоднішою від газу, що всмоктується в першу ступінь.

### ***Термодинамічний розрахунок поршневого компресора***

Термодинамічний розрахунок проводиться з метою визначення або уточнення основних параметрів компресора. Зазвичай він проводиться в два етапи – попередній і перевірочний розрахунок.

Попередній термодинамічний розрахунок виконують на початковій стадії проєктування. У ньому вибирають схему компресора, знаходять поршкову силу, визначають допустиму частоту обертання, хід поршня, діаметр циліндрів і штоків, потужність. Під час попереднього розрахунку деякі величини не можна

вибрати точно, а тому їх приймають приблизними (наприклад, відносний шкідливий простір, втрати енергії в клапанах, комунікаціях тощо).

При перевірочному розрахунку знаходять міжступеневі тиски, температуру в кінці циклу стиснення в кожній ступені, продуктивність компресора, його потужність. Перевірочний розрахунок завершує проект і є його обов'язковою частиною. Наведемо приклад виконання попереднього термодинамічного розрахунку.

**Задача 5.1.** Виконати термодинамічний розрахунок поршневого компресора продуктивністю  $10 \text{ м}^3/\text{хв} = 0,167 \text{ м}^3/\text{с}$ , призначений для стиснення природного газу від атмосферного тиску до 0,8 МПа. Склад газу по об'єму: 65 %  $\text{CH}_4$  (метан); 28 %  $\text{C}_2\text{H}_6$  (етан); 7 %  $\text{C}_3\text{H}_8$  (пропан). Температура газу, який надходить у компресор влітку плюс  $20^\circ\text{C}$ , взимку мінус  $5^\circ\text{C}$ . Відносна вологість газу влітку і взимку  $\varphi = 0,8$ . Температура охолоджувальної води влітку плюс  $25^\circ\text{C}$ , взимку плюс  $15^\circ\text{C}$ .

#### Розв'язання

Розрахунок компресора проводимо за літніми умовами роботи, враховуючи більш важкий режим температур.

#### Вибір числа ступенів

Відношення тисків у компресорі:

$$\varepsilon_K = \frac{P_K}{P_{\Pi}} = \frac{0,8}{0,1} = 8.$$

Приймаємо двоступеневий компресор.

#### Розподіл тисків по ступенях

Відношення тисків у кожній ступені доцільно приймати однаковими, а тому

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt[Z]{\varepsilon_Z} = \sqrt{8} = 2,83,$$

де  $Z$  – число ступенів стиснення.

I ступінь:  $P_{ex1} = 0,1 \text{ МПа}$  (за вихідними даними);

$$P_{вих1} = P_{ex1} \cdot \varepsilon_1 = 0,1 \cdot 2,83 = 0,283 \text{ МПа.}$$

II ступінь:  $P_{ex2} = P_{вих1} = 0,283 \text{ МПа}$ ;

$$P_{вих2} = P_{ex2} \cdot \varepsilon_2 = 0,283 \cdot 2,83 = 0,8 \text{ МПа.}$$

#### Показник адіабати і газова постійна суміші

Показник адіабати суміші визначаємо із виразу

$$\frac{1}{K-1} = \sum \frac{r_i}{K_i-1},$$

де  $K$  – показник адіабати суміші;  $r_i$  – об'ємна частка  $i$ -компонента в суміші;

$K_i$  – показник адіабати  $i$ -компонента.

$$\frac{1}{K-1} = \frac{0,65}{1,31-1} + \frac{0,28}{1,19-1} + \frac{0,07}{1,14-1} = 4,063$$

$$K = 1,246.$$

Газову постійну визначаємо з формули

$$R = \frac{8310}{\sum r_i \cdot \mu_i},$$

де  $r_i$  – об'ємна частка  $i$ -компонента в суміші;  $\mu_i$  – молекулярна маса  $i$ -компонента.

$$R = \frac{8310}{0,65 \cdot 16,03 + 0,28 \cdot 30,07 + 0,07 \cdot 44,09} = 379, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$$

Визначення температур по ступенях

За завданням влітку температура газу, який надходить на I ступінь компресора,  $+20^\circ\text{C}$ , а початкова температура води  $+25^\circ\text{C}$ . Враховуючи неповне охолодження газу в проміжному холодильнику, прийmemo температуру газу на вході другої ступені  $+27^\circ\text{C}$ , тобто на  $+2^\circ\text{C}$  вище, ніж температура охолоджувальної води.

Температуру газу в кінці циклу стиснення визначаємо за формулою

$$T_K = T_{II} \cdot \varepsilon^{\frac{K-1}{K}};$$

$$T_{K1} = 293 \cdot 2,83^{\frac{1,246-1}{1,246}} = 359\text{K}, \quad t_{K1} = 359 - 273 = 86^\circ\text{C};$$

$$T_{K2} = 300 \cdot 2,83^{\frac{1,246-1}{1,246}} = 368\text{K}, \quad t_{K2} = 368 - 273 = 95^\circ\text{C}.$$

Температури газу в кінці циклу стиснення перебуває в допустимих межах ( $t_{\text{гран}} = 180^\circ\text{C}$ ).

## **Практичне заняття 6**

### **Розрахунок режиму роботи відцентрового нагнітача**

#### План

1. Застосування відцентрових нагнітачів для перекачування природного газу по магістральних газопроводах.
2. Режимні параметри відцентрового нагнітача.
3. Розрахунок режиму роботи відцентрового нагнітача за зведеними характеристиками.

#### ***Застосування відцентрових нагнітачів для перекачування природного газу по магістральних газопроводах***

У технічній літературі нагнітачами називають лопатеві компресорні машини, ступінь підвищення тиску в яких становить  $\varepsilon < 1,1$  і які не мають пристроїв для охолодження робочого тіла при стисненні. В зарубіжній технічній літературі такі машини зазвичай називають компресорами, іноді бустерами.

Відцентрові нагнітачі широко застосовують на КС з продуктивністю понад 10 млн м<sup>3</sup>/добу. У більшості випадків на лінійних КС використовуються одно- і двоступінчасті нагнітачі. Трьох- і чотириступінчасті нагнітачі застосовують для закачування газу в підземні сховища газу (ПСГ), при переробці газу, на збірних пунктах промислів при невисокому тиску в пласті.

Відцентровий нагнітач – це машина, в якій газ стискується під дією відцентрових сил, що виникають при обертанні ротора, і внаслідок зменшення швидкості його в каналі дифузора. Газ, що надходить на лопатки ротора, під дією відцентрової сили відкидається до периферії ротора. При проходженні дифузора внаслідок розширення каналу кінетична енергія газу переходить в потенційну, тобто внаслідок зниження швидкості руху газу зростає його тиск. У відцентровому нагнітачі стискуваний газ проходить через робоче колесо і напрямний апарат переважно в радіальному напрямі.

На сьогодні компресорний парк газопроводів України майже повністю складається з відцентрових нагнітачів. На компресорних станціях магістральних газопроводів застосовують одно- і двоступеневі нагнітачі. Більша частина нагнітачів, які постачає промисловість протягом останніх років, мають дві ступені. Багатоступінчасті нагнітачі, у яких створюється необхідний тиск в одному корпусі, називають повнонапірними.

Відцентрові компресори на КС розраховані на велику продуктивність (від 10-ти до 50-ти млн м<sup>3</sup>/добу) і порівняно малий ступінь підвищення тиску (або ступінь стиску). Номінальний ступінь стиску для одноступеневих (неповнонапірних) нагнітачів дорівнює 1,23–1,27, для двоступеневих (повнонапірних) – 1,44–1,45. Звичайний номінальний ступінь стиску на КС

близький до 1,5, тому неповнонапірні нагнітачі працюють в умовах КС послідовно-паралельно, що потребує більш складної і дорогої газової обв'язки. Повнонапірні нагнітачі забезпечують повний напір КС і працюють паралельно. Обв'язка таких нагнітачів більш проста і дешевша.

Під час роботи відцентрових нагнітачів і осьових компресорів газотурбінних установок спостерігаються збурення у формі коливань кількості обертів або змін опору нагнітальної мережі, що виводить систему «компресор – мережа» з рівноваги. За деяких умов може виникнути явище, що називається помпажем.

Помпаж супроводжується періодичною пульсацією тиску на вході і виході компресора, коливаннями обертів, продуктивності і потужності. Остання під час помпажу може змінюватися від номінального значення до нуля. Одним із зовнішніх проявів помпажу є характерні звукові ефекти – періодичні хлопання на початку розвитку явищ помпажу і суцільний гул та вібрації при повному його розвитку. Різкі коливання продуктивності і потужності спричиняють суттєве збільшення динамічного навантаження на лопатки, диски й підшипники. При великих колових швидкостях помпаж може бути причиною важких аварій, тому робота компресора у помпажному режимі недопустима навіть протягом короткого часу. Експлуатаційні методи запобігання помпажу здебільшого зводяться до використання різних типів антипомпажних пристроїв. Відцентрові нагнітачі в умовах компресорних станції працюють у широкому діапазоні температур і тисків. Це значно ускладнює конструкцію антипомпажного пристрою.

### ***Режимні параметри відцентрового нагнітача***

Під характеристиками компресора розуміють залежність параметрів, що характеризують напір, потужність і ККД від параметра витрат і від кількості обертів колеса. Незалежними параметрами (аргументами) приймають коефіцієнти витрати, масову або об'ємну продуктивність. Ці залежності встановлюються на випробувальних стендах заводів – виготовлювачів агрегатів згідно з проектною документацією. До того ж у якості паспортної або вихідної вибирається максимально допустима швидкість обертання для досягнення максимального напору. Однак в умовах реальної експлуатації компресори зазвичай працюють при швидкостях обертання колеса менше вихідних.

Оцінка роботи компресора під час його експлуатації (отримання розрахункових характеристик) проводиться за допомогою вихідних паспортних характеристик:

– витратно-напірної – залежно ступеня стиснення у функції від об'ємної продуктивності  $\varepsilon = f(Q)$ ;

– ККД характеристики – залежності політропного ККД у функції від об'ємної продуктивності  $\eta = f(Q)$ ;

– Характеристики потужності – залежності внутрішньої потужності компресора у функції від об'ємної продуктивності  $N = f(Q)$ .

У разі застосування критеріальних координат такі характеристики називаються універсальними. Вони слугують для оцінки роботи компресора при різних режимах експлуатації.

Для умов реальної експлуатації при вирішенні завдань визначення робочих характеристик відцентрового компресора необхідно проводити перерахунок і узгодження їх паспортних характеристик. Визначається за заданою мірою стиснення  $\varepsilon$  і зведених обертах  $(n/n_{\text{ном}})_{\text{зв}}$ , зведеною об'ємною витратою  $(Q_{\text{об}})_{\text{зв}}$ , ККД  $\eta$  і зведеною внутрішньою потужністю  $(N_i/\rho)_{\text{зв}}$ . Усі отримані таким способом параметри, а також похідні від них будуть паспортними, або номінальними, значеннями робочих параметрів для цього режиму роботи відцентрового компресора.

За допомогою відповідних перерахунків, задаючись якими-небудь номінальними умовами роботи тієї самої або геометрично подібної машини, можна побудувати криві розмірної характеристики. Така характеристика називається зведеною (до зазначених номінальних умов). Координати графіка зведеної характеристики пропорційні координатам для відповідної безрозмірної характеристики, тому вона відіграє таку саму роль, що й безрозмірна.

Регулювання режиму роботи нагнітача, тобто змінювання його основних параметрів (тиску нагнітання і продуктивності), здійснюється з метою забезпечення їх значень на певному рівні.

Причини, які можуть призвести до зміни продуктивності і тиску, зазвичай залежать від роботи системи нагнітання: збільшення відбору газу призводить до зниження тиску і необхідності підвищення продуктивності компресора. Зменшення витрати газу в лінії нагнітання призводить до зниження продуктивності машини.

Процес регулювання зводиться до підтримання в мережі заданого тиску або до збереження постійної витрати.

Регулювання роботи нагнітачів проводиться такими ж способами, що й регулювання відцентрових насосів:

1. Регулювання дроселюванням на потоці газу.
2. Регулювання змінюванням частоти обертання.
3. Регулювання впливом на потік газу.

Регулювання дроселюванням може здійснюватись як на лінії нагнітання, так і на лінії всмоктування.

### *Розрахунок режиму роботи відцентрового нагнітача за зведеними характеристиками*

На практиці для розрахунку роботи відцентрового нагнітача користуються зведеними характеристиками, тобто такими, в яких параметри зведені до певних умов: зведеного коефіцієнта стисненості газу, зведеної температури, зведеної газової сталої та зведеної продуктивності. Об'ємну продуктивність за умов всмоктування замінюють зведеною продуктивністю:

$$Q_{зв} = Q_{вс} \cdot \frac{n_{н}}{n}, \quad (6.1)$$

де  $Q_{вс}$  – витрата газу за умов всмоктування;  $n_{н}$  – номінальні оберти;  $n$  – довільні (поточні) оберти.

Зведену індикаторну потужність визначають за формулою

$$\left[ \frac{N_i}{\rho_{вс}} \right]_{зв} = \frac{N_i}{\rho_{вс}} \cdot \left( \frac{n_{н}}{n} \right)^3, \quad (6.2)$$

де  $\rho_{вс}$  – густина газу за умов всмоктування;  $N_i$  – індикаторна потужність.

Зведені оберти нагнітача визначаються за формулою

$$\left[ \frac{n}{n_{н}} \right]_{зв} = \frac{n}{n_{н}} \cdot \sqrt{\frac{z_{зв} \cdot R_{зв} \cdot T_{зв}}{z_{вс} \cdot R \cdot T_{вс}}}, \quad (6.3)$$

де  $z_{зв}$ ,  $R_{зв}$ ,  $T_{зв}$  – параметри зведення, які беруть із газодинамічної характеристики нагнітача;  $z_{вс}$ ,  $R$ ,  $T_{вс}$  – параметри газу за умови входу в нагнітач.

Безрозмірний коефіцієнт стисненості газу  $z$  характеризує відхилення стисненості реального газу від ідеального, залежить від тиску, температури і складу газу. Цю залежність визначають експериментально і подають у вигляді таблиць і графіків. Для практичного використання шляхом обробки даних графіка отримано формулу, за допомогою якої коефіцієнт стисненості визначається залежно від робочих параметрів (тиску й температури) і відносної густини газу  $\Delta$ :

$$z = 1 - 5,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{P \cdot \Delta^{1,3}}{T^{3,3}}, \quad (6.4)$$

де  $P$  – абсолютний тиск, МПа;  $T$  – абсолютна температура, °К.

Формулу (6.4) застосовують для тисків до 8 МПа, інтервалу температур 0–50 °С при відносній густині газу до 0,7.

Густина визначається, як маса одиниці об'єму газу, і в системі СІ вимірюється в кг/м<sup>3</sup>. Для заданих умов (температури і тиску) густину визначають із рівняння стану для реальних газів:

$$\rho_{г} = \frac{P}{z \cdot R \cdot T}, \quad (6.5)$$

де  $P$  – абсолютний тиск, Па;  $R$  – газова стала, Дж/кг·°К;  $T$  – абсолютна температура, °К;  $z$  – коефіцієнт стисненості газу.

На практиці користуються густиною газу за нормальних фізичних (0,1013 МПа, 273,15 °К), стандартних (0,1013 МПа, 293,15 °К) і робочих умов,  $\rho_n$ ,  $\rho_{ст}$ ,  $\rho_r$  відповідно. У перших двох випадках  $z = 1$ , а відповідна густина визначається з рівняння стану для ідеальних газів.

Розглянемо графічні характеристики нагнітачів, що здебільшого застосовуються на практиці. Основні параметри деяких типів відцентрових нагнітачів наведені в додатку Е. У вітчизняній практиці здебільшого використовують характеристики ВНДІ газу (рис. 6.2).

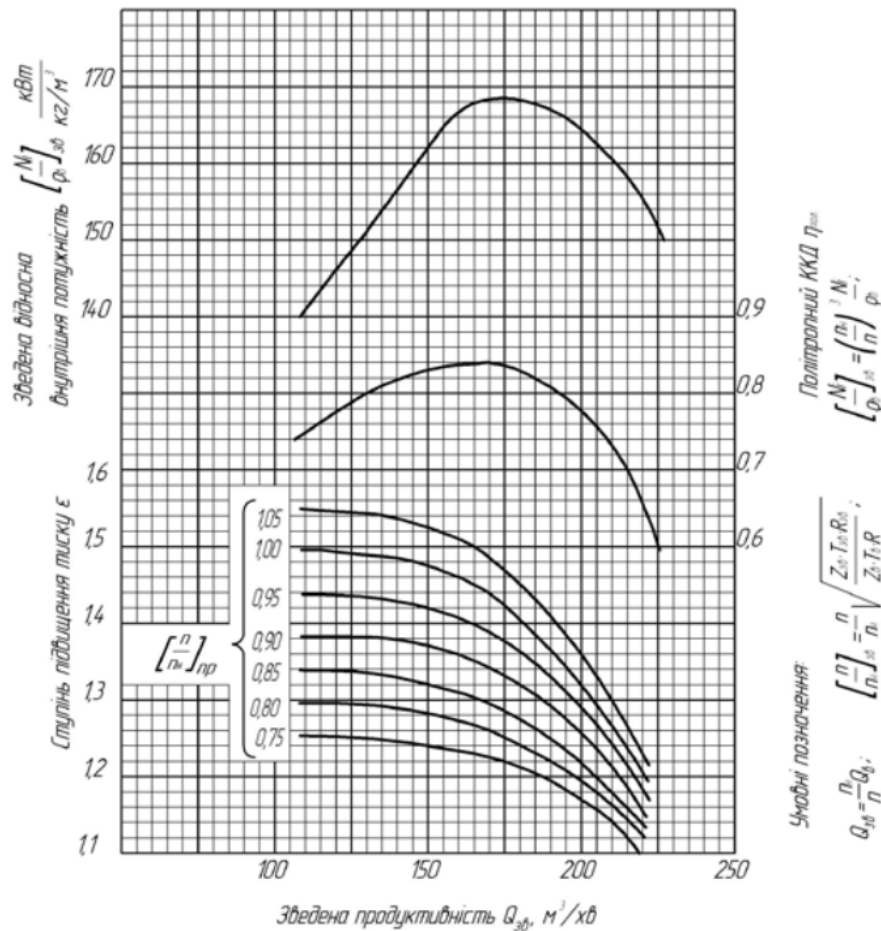


Рисунок 6.2. – Зведені характеристики нагнітача ГПА-Ц-6,3/76-1,45 (зведені параметри:  $(T_{вх})_{зв} = 293 \text{ °К}$ ;  $R = 508 \text{ Дж/кг} \cdot \text{°К}$ ;  $Z_{зв} = 0,9$ ;  $n = 8 \text{ 200 об./хв}$ )

По осі абсцис цих характеристик відкладається зведена об'ємна витрата за умови всмоктування. Реальна і зведена витрати пов'язані залежністю

$$\frac{Q_{зв}}{n_{зв}} = \frac{Q_{ex}}{n}, \text{ або } Q_{зв} = Q_{ex} \frac{n_{зв}}{n}. \quad (6.6)$$

На графіку характеристик приведені три основні параметри режиму залежно від об'ємної витрати і відносної кількості обертів: ступінь стиску, політропичний ККД і відносна внутрішня потужність  $N_i/\rho_{вх}$ . Ступінь стиску для

одноступінчастих нагнітачів зазвичай перебуває в межах 1,1–1,35, для двоступінчастих – у межах 1,2–1,7.

Розглянемо порядок розрахунку режиму роботи нагнітача з використанням зазначеної характеристики.

До складу вихідних даних входять: об'ємна витрата газу за стандартних умов, умови на вході в нагнітач ( $T_{вх}$ ,  $P_{вх}$ ), кількість обертів робочого колеса (як правило, відносно), склад газу. Спочатку визначають реальну об'ємну витрату за умов всмоктування, далі за формулою (5.5) зведену витрату. Для запобігання можливому помпажу зведена витрата повинна бути більшою щонайменше на 10 % порівняно з мінімальною витратою на характеристиці, в іншому разі треба зменшити (якщо це можливо) надані спочатку відносні оберти. Ліва межа витрат зазвичай приймається виходячи з можливого мінімального значення політропічного ККД  $\eta_{пол}$ . Далі за формулою (4.1) визначають відносну зведену кількість обертів  $n_{зв}$ :

$$\frac{n_{зв}}{\sqrt{Z_{зв} R_{зв} T_{зв}}} = \frac{n}{\sqrt{Z_{вх} R T_{вх}}}, \quad (6.7)$$

Далі за графіком знаходять ступінь стиснення  $\varepsilon$ . За формулою  $P_{вих} = \varepsilon P_{вх}$  визначають тиск на виході нагнітача і порівнюють його з максимально допустимим тиском на виході.

Якщо  $P_{вих} > P_{max}$ , знижуємо оберти (якщо це можливо) і знову виконуємо всі розрахунки спочатку. Якщо виконується умова  $P_{вих} < P_{max}$ , визначаємо за графіком політропічний ККД і відносну внутрішню потужність  $(N_i/P_{вх})_{зв}$  як функції зведеної витрати за умови всмоктування. Внутрішню потужність нагнітача визначаємо за формулою

$$N_i = \rho_{вх} \left[ \frac{N_i}{\rho_{вх}} \right]_{вх} \left( \frac{n}{n_n} \right)^3, \quad (6.8)$$

де  $n$  – реальна кількість обертів;  $n_n$  – номінальна кількість обертів.

**Задача 6.1.** Визначити параметри роботи відцентрового нагнітача типу ГПА-Ц-6,3/76М-1,45, а саме: тиск на нагнітанні, температуру на нагнітанні, ефективну потужність нагнітача та провести перевірку режиму роботи нагнітача на технологічні обмеження.

До технологічних обмежень відносять параметри роботи нагнітача, які не повинні виходити за певні межі, а саме:

1. Тиск на нагнітанні не повинен перевищувати максимально допустиме значення.

2. Зведена продуктивність нагнітача, за умови входу, повинна бути не меншою за мінімальне значення, яке забезпечує роботу нагнітача без помпажу.

3. Потужність, що споживається нагнітачем, не повинна бути більшою за наявну потужність газотурбінної установки.

4. Зведені відносні оберти ВН повинні бути не меншими за мінімально допустимі.

Вхідні дані для розрахунку режиму роботи компресорної станції:

- продуктивність КС  $Q_{\text{КС}} = 58,103$  млн м<sup>3</sup>/добу;
- абсолютний тиск газу на вході в компресорну станцію  $P_{\text{ВХ}} = 5,23$  МПа;
- температура газу на вході у компресорну станцію  $T_{\text{ВХ}} = 290$  °К;
- максимальне значення абсолютного тиску газу на виході нагнітача типу ГПА-Ц-6,3/76М-1,45  $P_{\text{доп}} = 7,95$  МПа;
- мінімальне значення зведеної продуктивності нагнітача за умови входу  $Q_{\text{ЗВ}}^{\text{min}} = 103$  м<sup>3</sup>/хв, яке забезпечує роботу нагнітача без помпажу;
- мінімально допустимі зведені оберти нагнітача  $(n/n_{\text{Н}})_{\text{ЗВ}}^{\text{min}} = 0,61$ ;
- відносна густина газу  $\Delta = 0,579$ ;
- газова стала природного газу  $R = 495$  Дж/кг·°К;
- густина газу за стандартних умов  $\rho_{\text{СТ}} = 0,701$  кг/м<sup>3</sup>;
- наявна потужність ГТУ за даних кліматичних умов  $Ne_{\text{ГТУ}} = 6\,213$  кВт;
- кількість паралельно працюючих ГПА  $m = 5$ .
- зведену характеристику нагнітача першого роду ГПА-Ц-6,3/76М-1,45 наведена на рисунку 6.2

#### Розв'язання

Визначаємо коефіцієнт стисненості газу за умови входу (6.4):

$$z = 1 - 5,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{P \cdot \Delta^{1,3}}{T^{3,3}} = 1 - 5,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{5,23 \cdot 0,579^{1,3}}{290^{3,3}} = 0,8942.$$

Густину газу за умов всмоктування визначаємо з рівняння 6.5:

$$\rho_{\Gamma} = \frac{P}{z \cdot R \cdot T} = \frac{5,23 \cdot 10^6}{0,8942 \cdot 495 \cdot 290} = 40,744 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Визначаємо об'ємну продуктивність всіх газоперекачувальних агрегатів за умови входу:

$$Q_{\text{ВХ.КС}} = \frac{Q_{\text{КС}} \cdot \rho_{\text{СТ}}}{\rho_{\text{ВХ}}} = \frac{58,103 \cdot 0,701}{40,744} \cdot \frac{24 \cdot 60}{10^6} = 895 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}.$$

Зведена об'ємна продуктивність одного нагнітача

$$Q_{\text{ВХ}} = \frac{Q_{\text{ВХ.КС}}}{m} = \frac{1439}{5} = 179 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}.$$

Приймаємо кількість обертів для цього нагнітача  $n = 7\,700$  об./хв.

Визначаємо зведену продуктивність (6.6):

$$Q_{зв} = 179 \cdot \frac{8200}{7700} = 190,6 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}$$

Перевіряємо умову на технологічні обмеження:

$$Q_{зв} \geq Q_{зв}^{\min},$$

$190,6 \geq 103$  – умова виконується.

Визначаємо зведені оберти нагнітача за формулою (6.3):

$$\left[ \frac{n}{n_H} \right] = \frac{7700}{8200} \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot 508,2 \cdot 293}{0,8942 \cdot 495 \cdot 290}} = 0,9594.$$

Перевіряємо умову зведених відносних обертів:

$$\left[ \frac{n}{n_H} \right]_{зв} \geq \left[ \frac{n}{n_H} \right]_{зв}^{\min}$$

$0,9594 \geq 0,61$  – умова виконується.

За графіком 6.2 при  $Q_{вх} = 179 \text{ м}^3/\text{хв}$  визначаємо:

– ступінь підвищення тиску газу  $\varepsilon = 1,38$ ;

– політропний ККД  $\eta_{пол} = 0,82$ ;

– зведену відносну внутрішню потужність нагнітача  $\left( \frac{N_i}{\rho_{вс}} \right)_{зв} = 168 \frac{\text{кВт}}{\text{кг/м}^3}$ .

Визначаємо тиск газу на виході з нагнітача:

$$p_{наг} = p_{вх} \cdot \varepsilon = 5,23 \cdot 1,38 = 7,217.$$

Перевірка умови  $p_{наг} \leq p_{доп}$ :  $7,217 \leq 7,95$  – умова виконується.

Температура газу на виході з нагнітача

$$T_{вих} = T_{вх} \varepsilon^{\frac{k-1}{k \eta_{пол}}}$$

$$T_{вих} = 290 \cdot 1,38^{\frac{1,31-1}{1,31 \cdot 0,82}} = 318,3 \text{ } ^\circ\text{К}.$$

Визначаємо внутрішню індикаторну потужність:

$$\left[ \frac{N_i}{\rho_{вс}} \right]_{зв} = \frac{N_i}{\rho_{вс}} \cdot \left( \frac{n_H}{n} \right)^3$$

$$N_i = 168 \cdot 40,744 \cdot \left( \frac{7700}{8200} \right)^3 = 5667,7 \text{ кВт}.$$

Визначаємо ефективну потужність нагнітача:

$$N_e = N_i + \Delta N_{мех} = 5667,7 + 100 = 5767,7 \text{ кВт}.$$

Перевірка умови  $N_e \leq N_{егт}$ :  $5767,7 \leq 6213$  – умова виконується.

## Практичне заняття 7

### Визначення політропічного ККД відцентрового нагнітача

#### План

1. Визначення технічного стану відцентрових нагнітачів.
2. Методи визначення фактичного політропічного ККД нагнітача.
3. Визначення політропічного ККД відцентрового нагнітача.

#### *Визначення технічного стану відцентрових нагнітачів*

Паспортними характеристиками нагнітачів є залежності приведеної внутрішньої потужності  $(N_i/\rho_H)_{пр}$ , політропічного ККД  $\eta_{пол}$  і ступеня підвищення тиску  $\varepsilon$  від зведеної об'ємної подачі газу  $Q_{зв}$ .

Практика експлуатації нагнітачів показує, що в експлуатаційних умовах відбувається зрушення здебільшого характеристик  $\eta_{пол} = f(Q_{зв})$  і  $\varepsilon = f[Q_{зв}, (n/n_0)]$ . Особливо помітне зрушення має характеристика, яку й потрібно вибирати основною під час оцінювання технічного стану нагнітача. Практично відсутнє зрушення характеристики  $(N_i/\rho_H)_{зв} = f(Q_{зв})$ .

У розрахунковій практиці для визначення показників нагнітача у багатьох випадках зручно використовувати і деякі інші характеристики, які отримують на основі паспортних даних. До таких характеристик потрібно віднести:

1. Зведену різницю ентальпії газу у кВт/(кг/хв):

$$\Delta h = (N_i/\rho_H)_{зв} / Q_{зв} = \frac{\Delta h \cdot (n_0/n)^2}{60} = f(Q_{зв}). \quad (7.1)$$

2. Зведену питому потенційну роботу стиснення газу в кДж/кг:

$$\omega_{зв} = \omega_{1,2} \cdot (n_0/n)^2 = \eta_{пол} \cdot \Delta h_{зв} = f(Q_{зв}). \quad (7.2)$$

3. Різницю температури газу

$$\Delta t = f[(n/n_0)_{зв}, Q_{зв}], \quad (7.3)$$

де

$$\left[ \frac{n}{n_H} \right]_{зв} = \frac{n}{n_H} \cdot \sqrt{\frac{z_{зв} \cdot R_{зв} \cdot T_{зв}}{z_{вс} \cdot R \cdot T_{вс}}}. \quad (7.4)$$

Враховуючи відносну стабільність характеристики  $(N_i/\rho_H)_{зв} = f(Q_{зв})$ , можна стверджувати, що коефіцієнти зрушення характеристик  $(N_i/\rho_H)_{зв}$ ,  $\Delta h_{зв}$  і  $\Delta t$  практично однакові між собою і чисельно дорівнюють одиниці, тобто характеризують відсутність зрушення. Коефіцієнти зрушення характеристик  $\omega_{зв}$  і  $\eta_{зв}$  практично також рівні між собою, але чисельно менші одиниці.

Основними причинами погіршення технічного стану нагнітача (зменшення ККД і збільшення споживаної потужності) є такі:

- ерозійний знос робочих коліс (70 %);
- збільшення зазорів в ущільненнях покриваючого диска (20 %);
- ерозійний знос дифузорів лопаток і забруднення проточної частини (10 %).

При зменшенні політропного ККД нагнітача забезпечення постійності вихідних параметрів (напору і витрати) супроводжується пропорційним збільшенням споживаної потужності. Як показує практика, зниження  $\eta_{\text{пол}}$  в процесі експлуатації може сягати 10 % за абсолютною величиною, що спричиняє необхідність проведення постійного контролю за станом нагнітача, особливо після проведення капітального ремонту. Для визначення коефіцієнта технічного стану нагнітача необхідно, як показано вище, фактичний ККД співвіднести з паспортним (або початковим) при однаковій витраті газу ( $Q_{\text{зв}} = \text{idem}$ ), хоча доцільніше визначати цей коефіцієнт, як відношення оптимуму ККД на фактичній і паспортній (початковій) характеристиці  $\eta_{\text{пол}} = f(Q_{\text{зв}})$ . Проте на практиці це важко здійснити, оскільки для цього необхідно визначити експериментальні характеристики нагнітача в умовах КС.

### **Методи визначення фактичного політропного ККД нагнітача**

Фактичний ККД нагнітача може бути визначений за допомогою таких методів:

– з використанням термодинамічних властивостей природного газу і параметрів газу по нагнітачеві ( $P, t$ );

– з використанням показника ізоентропи газу за методикою ВНДІГАЗ.

Для розрахунку ККД за першим способом необхідно знати хімічний склад природного газу. На практиці доцільно використовувати спрощені емпіричні співвідношення для визначення основних термодинамічних величин природного газу за метаном:

$$(C_p D_h)_{\text{CH}_4} = (0,00012 \cdot t^2 - 0,0135 \cdot t + 0,31) \cdot P - 0,0463 \cdot t + 11,19; \quad (7.5)$$

$$(C_p)_{\text{CH}_4} = (0,003 - 0,0009 \cdot P) \cdot t + 0,11 \cdot P + 2,08; \quad (7.6)$$

$$(Pv)_{\text{CH}_4} = (0,017 + 0,555 \cdot P) \cdot t - 2,73 \cdot P + 139,4. \quad (7.7)$$

де  $(C_p D_h)_{\text{CH}_4}$  вимірюється в кДж/(кг·МПа),  $(C_p)_{\text{CH}_4}$  в кДж/(кг·К),  $(Pv)_{\text{CH}_4}$  в кДж/кг.

Ці ж параметри для повного складу газу (вміст метану 94–100 %) можуть бути визначені за такими співвідношеннями:

$$C_p D_h = (C_p D_h)_{\text{CH}_4} \cdot (1,37 - 0,37 r_{\text{CH}_4}); \quad (7.8)$$

$$C_p = (C_p)_{\text{CH}_4} \cdot (0,37 + 0,63 r_{\text{CH}_4}); \quad (7.9)$$

$$Pv = (Pv)_{\text{CH}_4} \cdot (1,49 - 0,49 r_{\text{CH}_4}), \quad (7.10)$$

де  $r_{\text{CH}_4}$  – молярний вміст метану в частках одиниці.

Тоді

$$\eta_{\text{пол}} = \omega_{1,2} / \Delta h; \quad (7.11)$$

$$\omega_{1,2} = (Pv)_{\text{cp}} \cdot \ln \varepsilon, \quad (7.12)$$

де  $(Pv)_{cp}$  – середнє значення потенційної функції  $Pv$  за умови входу і виходу;  
 $\varepsilon$  – ступінь підвищення тиску.

$$\Delta h = C_{pm} \cdot \Delta t - (C_p D_h)_{cp} \cdot \Delta P; \quad (7.13)$$

$$C_{pm} = (0,37 + 0,63 \cdot r_{CH_4}) \cdot [(0,003 - 0,0009 \cdot P_1) \cdot t_{cp} + 0,11 \cdot P_1 + 2,08]; \quad (7.14)$$

$$(C_p D_h)_m = (1,37 - 0,37 r_{CH_4}) [(0,00012 \cdot t_2^2 - 0,0135 + 0,31) \cdot P_m - 0,463 \cdot t_2 + 11,19]; \quad (7.15)$$

$$t_m = (t_1 + t_2) / 2; \quad P_m = (P_1 + P_2) / 2; \quad \Delta t = t_2 - t_1; \quad (7.16)$$

$$\Delta P = P_2 - P_1,$$

тут тиск вимірюється в МПа, а температура в °С.

Для визначення фактичного ККД другим методом необхідно знати параметри газу на вході і виході нагнітача ( $P$ ,  $t$ ), а також склад газу.

Завдання визначення  $\eta_{пол}$  зводиться до використання рівняння, широко вживаного при побудові характеристик нагнітача:

$$\eta_{пол} = \frac{n_T}{n_T - 1} \cdot \frac{k - 1}{k}, \quad (7.17)$$

де  $n_T$  – показник політропного (зовнішньоадіабатного) процесу стиснення;  
 $k$  – показник адіабати; при проведенні орієнтовних інженерних розрахунків його можна приймати, як  $k = 1,3$ .

$$\frac{n_T}{n_T - 1} = \frac{\lg \varepsilon}{\lg \frac{T_{наг}}{T_{вс}}}, \quad (7.18)$$

де  $T_{вс}$ ,  $T_{наг}$  – температура на вході і виході нагнітача в °К відповідно.

$$\frac{k}{k - 1} = \frac{1}{z_1} \cdot \left( \frac{k_0}{k_0 - 1} + \frac{\Delta C_p}{R} - z_1 \cdot X_1 \cdot \frac{n_T}{n_T - 1} \right), \quad (7.19)$$

де  $z_1$  – коефіцієнт стисненості газу, що визначається за параметрами газу на вході або за співвідношенням

$$z_1 = 1 - \left( \frac{0,41}{\tau^3} - \frac{0,061}{\tau} \right) \cdot \pi - \frac{0,04}{\tau^3} \cdot \pi^2, \quad (7.20)$$

$\frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{\mu \cdot C_p}{\bar{R}} \frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{\mu C_p}{\bar{R}}$  – показник адіабати газу в його ідеальному стані, де  $C_p$  –

теплоємність ідеального газу;  $\bar{R}$  – універсальна газова стала 8 314 Дж/(моль·°К) = 1,985 8 ккал/(моль·°К);  $\mu$  – молярна маса газу.

$$\frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{5,15 + (5,65 + 0,017 \cdot t_{cp}) \cdot \Delta}{\bar{R}}, \quad (7.21)$$

поправка на теплоємність при постійному тиску

$$\frac{\Delta C_p}{\bar{R}} = \frac{6 \cdot \pi}{\tau^3} \cdot (0,41 + 0,02 \cdot \pi); \quad (7.22)$$

допоміжна функція

$$X_1 = \frac{\pi}{\tau \cdot z_1} \cdot \left( \frac{1,23}{\tau_2} + 0,061 + \frac{0,12 \cdot \pi}{\tau_2} \right); \quad (7.23)$$

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}; \quad \tau_1 = \frac{T_1}{T_{кр}}; \quad \tau_2 = \frac{T_2}{T_{кр}}; \\ T_{кр} = 162,8 \cdot (0,613 + \Delta); \quad (7.24)$$

$$\pi = \frac{P_1}{P_{кр}}; \quad P_{кр} = (47,9 - \Delta) \cdot 0,0981; \quad (7.25)$$

середня температура газу в нагнітачі °С

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2};$$

$\Delta$  – відносна маса газу до повітря;  $P_1$ ,  $t_1$  – тиск і температура газу на вході нагнітача відповідно;  $P_2$ ,  $t_2$  – тиск і температура газу на виході нагнітача відповідно.

### ***Визначення політропічного ККД відцентрового нагнітача***

**Задача 7.1.** Визначити політропічний ККД відцентрового нагнітача 370-18-1, якщо режим його роботи характеризується такими даними: тиск газу на вході в нагнітач  $P_1 = 6,03$  МПа, тиск газу на виході нагнітача  $P_2 = 7,4$  МПа, температура газу на вході в нагнітач  $t_1 = 30,2$  °С, температура газу за нагнітачем  $t_2 = 49,1$  °С, частота обертання валу  $n = 4\,950$  об./хв. Вміст метану в газі  $r_{мет} = 0,97$ .

#### *Розв'язання першим способом*

Використовуючи рівняння (7.7), визначаємо значення потенційної функції ( $Pv$ ) для метану:

$$(Pv)_{1CH_4} = (0,017 \cdot 6,03 + 0,555) \cdot 30,2 - 2,73 \cdot 6,03 + 139,4 = 142,795 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа});$$

$$(Pv)_{2CH_4} = (0,017 \cdot 7,4 + 0,555) \cdot 49,1 - 2,73 \cdot 7,4 + 139,4 = 152,625 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа}).$$

Використовуючи рівняння (7.10), визначаємо значення потенційної функції ( $Pv$ ) для газу в цілому:

$$(Pv)_1 = 142,795 \cdot (1,49 - 0,49 \cdot 0,97) = 144,9 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа});$$

$$(Pv)_2 = 152,625 \cdot (1,49 - 0,49 \cdot 0,97) = 154,86 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа});$$

$$(Pv)_m = (144,9 + 154,86) / 2 = 149,88 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа}).$$

Потенційна робота стиснення:

$$\omega_{1,2} = 149,88 \cdot \ln(7,4/6,03) = 149,88 \cdot 0,204 = 30,575 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Середні значення температури і тиску газу:

$$t_m = (30,2 + 49,1) / 2 = 39,65 \text{ °С};$$

$$P_m = (6,03 + 7,4) / 2 = 6,715 \text{ МПа}.$$

Середня ізобарна теплоємність газу:

$$C_{pm} = (0,37 + 0,63 \cdot 0,97) \cdot [(0,003 - 0,0009 \cdot 6,03) \cdot 39,65 + 0,11 \cdot 6,03 + 2,08] = 2,9, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

За рівнянням (7.8) визначаємо середнє значення комплексу:

$$(C_p D_h)_m = (1,37 - 0,37 \cdot 0,97) [(0,00012 \cdot 49,1^2 - 0,0135 \cdot 49,1 + 0,31) \cdot 6,715 - 0,0463 \cdot 49,1 + 11,19] = \\ = 10,772 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа}).$$

За рівнянням (7.13) визначаємо різницю ентальпій газу:

$$\Delta h = 2,9 \cdot 18,9 - 10,772 \cdot 1,37 = 40,05 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Політропний ККД нагнітача

$$h_{\text{пол}} = 30,575 / 40,05 = 0,763.$$

*Розв'язання другим способом*

За співвідношенням (7.18) визначуваний показник політропного процесу стиснення

$$\frac{n_T}{n_T - 1} = \frac{\lg 7,4 / 6,06}{\lg 322,3 / 303,4} = \frac{\lg 1,227}{\lg 1,063} = \frac{0,08884}{0,0263} = 3,378.$$

За співвідношеннями (7.24) і (7.25) визначаємо критичні параметри газу ( $\Delta = 0,56$ ):

$$T_{\text{кр}} = 162,8 \cdot (0,613 + 0,56) = 190,96 \text{ К};$$

$$\tau = 1,59;$$

$$P_{\text{кр}} = (47,9 - 0,56) \cdot 0,0981 = 4,644 \text{ МПа};$$

$$\pi = 60,3 / 4,644 = 1,3.$$

За співвідношенням (7.20) визначуваний коефіцієнт стисненості газу за параметрами входу його в нагнітач

$$z_1 = 1 - \left( \frac{0,41}{1,59^3} - \frac{0,061}{1,59} \right) \cdot 1,3 - \frac{0,04}{1,59^3} \cdot 1,3^2 = 0,9.$$

За співвідношенням (7.22) визначаємо поправку на теплоємність при постійному тиску

$$\frac{\Delta C_p}{R} = \frac{6 \cdot 1,3}{1,59^3} (0,41 + 0,02 \cdot 1,3) = 0,846.$$

За рівнянням (7.21) визначуваний показник ізоентропи в ідеальному газовому стані

$$\frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{5,15 + (5,65 + 0,017 \cdot 39,65) \cdot 0,56}{1,9858} = 4,377.$$

Допоміжна функція  $X$  визначається за рівнянням (7.23):

$$X = \frac{1,3}{1,59 \cdot 0,9} \cdot \left( \frac{1,23}{1,59^2} - 0,061 + \frac{0,12 \cdot 1,3}{1,59^2} \right) = 0,42.$$

За рівнянням (7.19) визначуваний показник ізентропи процесу стиснення

$$\frac{k}{k-1} = \frac{1}{0,9} \cdot (4,377 + 0,846 - 0,9 \cdot 0,42 \cdot 3,378) = 4,31.$$

Політропний ККД нагнітача

$$\eta_{\text{пол}} = 3,378/4,31 = 0,78.$$

Зважаючи на відсутність даних щодо вимірювання продуктивності нагнітача для визначення паспортного ККД використовуємо альбомну характеристику  $\eta_{\text{пол}} = f(Q_{\text{зв}})$  і  $Q_{\text{зв}} = f(n_{\text{зв}}, \varepsilon)$ .

$$\varepsilon = P_2 / P_1 = 7,4 / 6,03 = 1,227,$$
$$\bar{n}_{\text{зв}} = \frac{n}{n_{\text{н}}} \cdot \sqrt{\frac{z_{\text{зв}} \cdot R_{\text{зв}} \cdot T_{\text{зв}}}{z_{\text{вс}} \cdot R \cdot T_{\text{вс}}}} = \frac{4950}{4800} \cdot \sqrt{\frac{0,888 \cdot 51,8 \cdot 288}{0,9025 \cdot 52,27 \cdot 303,4}} = 0,992$$

За характеристикою для  $\bar{n}_{\text{зв}} = 0,992$  і  $\varepsilon = 1,227$  визначені  $Q_{\text{зв}} = 460 \text{ м}^3/\text{хв}$ ,  $\eta_{\text{пол}} = 0,855$ . Тоді коефіцієнти технічного стану нагнітача, відповідно за першим і другим методами розрахунку, будуть такими:

$$K_{\text{н}}^{\text{I}} = \frac{0,763}{0,855} = 0,89; \quad K_{\text{н}}^{\text{II}} = \frac{0,78}{0,855} = 0,92.$$

## Практичне заняття 8

### Визначення технічного стану ГПА з газотурбінним приводом

#### План

1. Діагностування газоперекачувальних агрегатів.
2. Методика визначення технічного стану ГПА.
3. Визначення технічного стану ГПА з газотурбінним приводом.

#### *Діагностування газоперекачувальних агрегатів*

Технічна діагностика покликана розробляти методи і прилади для визначення технічного стану об'єктів діагностування (агрегатів) за параметрами, що характеризують перебіг процесів у цьому агрегаті.

Залежно від визначення завдання розрізняють такі види діагностики: функціональну, пов'язану з визначенням зміни основних енергетичних показників агрегата (наприклад, його потужності і ККД); структурну, таку, що оцінює характер і ступінь пошкоджень деталей механізму; візуальну, таку, що оцінює причини руйнування деталей під час їх огляду, і прогнозну, пророчу, характер перебігу зносу деталей і час виходу їх із ладу.

В експлуатаційних умовах тою чи іншою мірою застосовують такі види діагностики: параметричну, вібраційну, за аналізом відпрацьованого масла, оптичні і акустичні методи для обстеження вузлів і деталей ГТУ та ін.

В умовах оцінювання стану і роботи ГТУ на газопроводах важливе значення мають практично всі види діагностики насамперед тому, що агрегати на КС безперервно працюють протягом багатьох сотень і тисяч годин без зупинки. Саме в цих умовах (якщо за технологічними причинами зупинити агрегат неможливо) особливо важливо оцінювати його поточний стан і передбачати змінювання його основних характеристик (потужність, ККД) на перспективу.

В умовах КС закладена система вимірювання параметрів працюючих агрегатів, що постійно діє, по ГТУ і нагнітачеві. На станціях періодично вимірюють параметри робочого тіла  $P$ ,  $T$  по тракту ГТУ, параметри газу  $P$ ,  $T$  по тракту нагнітача, параметри навколишнього середовища. Проте на КС ще не організована надійна система комплексного оцінювання стану агрегатів, наприклад, за потужністю або за витратою паливного газу тощо насамперед через складність вірогідного визначення витрати робочого тіла по ГТУ або газу, що транспортується нагнітачем.

Варто зазначити, що стан агрегатів можна і доцільно оцінювати не тільки за значеннями вимірюваних параметрів, такими як  $P$  і  $T$ , але й такими характеристиками, як шум, вібрація, витоки робочого тіла по тракту агрегату тощо.

Шум працюючого агрегату є хорошим джерелом діагностичної інформації, яка характеризує складний спектр шумів аеродинамічного і механічного походження, що змінюється залежно від змінювання стану двигуна. Як відомо, основними джерелами шуму в працюючому двигуні є компресор, процес горіння палива в камері згорання, газова турбіна, деталі допоміжних механізмів ГТУ, обслуговуючих агрегат, що обертаються. Якщо в цих умовах визначати складові спектру шуму від агрегату і відстежувати його змінювання в часі, то діагностування ГПА по спектру шуму може бути дуже ефективним в умовах експлуатації для оцінки стану агрегату.

Під час роботи газотурбінного агрегату всі його вузли і деталі здійснюють вимушені і резонансні коливання механічного і аеродинамічного походження, що спричиняє так звану вібрацію двигуна. До джерел коливань механічного походження можна віднести різноманітні зіткнення і взаємодії деталей двигуна. До джерел коливань аеродинамічного походження можна віднести пульсацію потоку газів газоповітряного тракту ГТУ, турбулентність процесу горіння палива в камері згорання тощо.

Залежно від конструктивного виконання ГТУ, її збірки і монтажу, умов експлуатації вібрація елементів установки може бути різною. В деяких випадках вібрація може стати такою значною, що спричинить вимушену зупинку агрегату. В іншому разі підвищена вібрація може призвести до швидкого зношування і руйнування вузлів двигуна, насамперед тих, які найбільше схильні до вібрації (лопатки, підшипники, вузли кріплення корпусу двигуна тощо).

Усе це приводить до необхідності вимірювати на КС вібрацію кожної ГТУ, щоб на базі великої кількості вимірів встановити спектри характерних несправностей двигунів і розробити критерії ефективної експлуатації ГТУ на КС.

Окрім зазначених методів, в умовах експлуатації проводиться діагностика температурного стану деталей агрегату, насамперед лопаток турбіни, візуально-оптична діагностика, що дозволяє виявляти розриви матеріалу, тріщини, нещільності, деформації, порушення покриттів і ізоляції камер згорання, газової турбіни тощо.

За допомогою того або іншого методу діагностики ГПА можна й доцільно прогнозувати змінювання технічного стану агрегату з метою попередження вимушених зупинок ГПА, підвищення ефективності їх експлуатації, визначення видів і термінів проведення ремонтів.

Технічний стан газоперекачувального агрегату істотно позначається на всій технології транспорту газів по газопроводу. Можна стверджувати, що, якщо при такій витраті паливного газу по агрегату знизилася продуктивність нагнітача, то за інших рівних умов це може відбутися через погіршення стану ГТУ, нагнітача або того й іншого разом.

Одним з основних напрямів технічної діагностики ГПА є метод параметричної діагностики, як найбільш перспективний значний досвід використання, що застосовується в авіаційній і інших галузях промисловості. Основою методу параметричної діагностики є визначення змінювання параметрів технічного стану агрегату або його окремих елементів за зміною його технологічних і паливно-енергетичних показників – потужності, продуктивності, ККД приводу і нагнітача в процесі експлуатації.

Зміну технічного стану агрегату або його окремих елементів визначають за зміною характеристик їх робочих режимів. Саме зміна зазвичай оцінюється порівнянням характеристик, побудованих для цього моменту, і часу, прийнятого за початкове. Як початковий може бути прийнятий час проведення стендових, здавальних або інших видів випробувань агрегату. Незмінність характеристик агрегату свідчатиме про його нормальний стан, а «розшарування» характеристик – про зміни, що відбуваються в ГПА.

Як кількісні оцінки зсуву характеристик ГПА, ГТУ або нагнітача іноді приймають коефіцієнти технічного стану за ККД  $K_\eta$  або за потужністю  $K_N$ :

$$K_\eta = \eta / \eta_0; \quad K_N = N / N_0, \quad (8.1)$$

де  $\eta$ ,  $N$  – відповідно, ККД і потужність агрегату (нагнітача) в певний момент часу;  $\eta_0$ ,  $N_0$  – відповідно, ККД і потужність в початковому стані агрегату (нагнітача) на початку їх експлуатації на КС або після проведення чергового ремонту. В умовах експлуатації можуть використовуватися й інші показники, що визначають змінювання стану ГПА і його елементів, які базуються на принципі визначення «розшарування» характеристик.

Технічні складнощі в безпосередньому вимірюванні потужності і, отже, ККД енергоприводу та нагнітача приводять до необхідності їх визначення непрямым шляхом, використовуючи доступні і вимірювані параметри, зокрема тиск, температуру, витрату робочого тіла, пов'язані відомими співвідношеннями термодинаміки.

Досвід використання методу параметричної діагностики для оцінювання технічного стану експлуатованих ГПА показав, що для її ефективного застосування необхідно вирішити два принципові завдання:

- забезпечити необхідний обсяг і необхідну точність вимірювань параметрів ГПА;
- розробити методичне і програмне забезпечення для автоматизованих розрахунків за визначенням технічного стану ГПА з використанням ЕОМ.

Більшість експлуатованих ГПА мають обсяг штатних вимірюваних параметрів, використовуваних для контролю й управління агрегату, достатній для проведення його діагностичних досліджень. Проте загальна точність вживаної штатної вимірювальної апаратури не задовольняє сучасні вимоги оцінювання

технічного стану ГПА. На практиці необхідно використовувати лабораторні зразкові прилади.

Варто зазначити, що препарування агрегату з використанням вказаних вимірювальних приладів спричиняє великий обсяг підготовчих робіт, співмірний з обсягом проведення безпосередньо експериментальних досліджень.

Щодо методичного і програмного забезпечення, то на сьогодні це завдання практично вирішене для всіх типів ГПА, що перебувають в експлуатації. Використання методу параметричної діагностики для оцінювання технічного стану ГПА дозволяє вирішити такі завдання:

- оцінити якість ремонту ГПА шляхом визначення показників його технічного стану до і безпосередньо після виведення агрегату з ремонту;
- обґрунтувати терміни проведення чергового ремонту ГПА;
- оперативно визначити вузол ГПА (ГТУ або ВН), що став причиною погіршення технологічних і паливно-енергетичних показників агрегату;
- визначити фактичні теплотехнічні й газодинамічні характеристики модернізованих ГПА (заміна СПЧ нагнітача, елементів проточної частини ГТУ, установка – заміна регенератора, вдосконалення камери згорання тощо).

### ***Методика визначення технічного стану ГПА***

До основних характеристик газотурбінного агрегату насамперед потрібно віднести такі показники:

- відносний ефективний ККД ГТУ:

$$\bar{\eta}_c = \eta_c / \eta_{c,0} ; \quad (8.2)$$

- відносне значення приведеної теплоти згорання палива:

$$(\bar{B} \cdot \bar{Q}_{зв}) = B \cdot Q_{нр} / (B \cdot Q_{нр})_0 \cdot \sqrt{T_{a0}/T_a} \cdot P_{a0}/P_a ; \quad (8.3)$$

- залежність відносної зведеної температури газів перед турбіною високого тиску  $T_{zзв} = T_z/T_{z0} \cdot T_{a0}/T_a$  від приведеної відносної ефективної потужності агрегату:

$$\bar{N}_{e,зв} = N_e / N_{e0} \cdot \sqrt{T_{a0}/T_a} \cdot P_{a0}/P_a , \quad (8.4)$$

де  $B$  – витрата палива ГТУ;  $Q_{нр}$  – нижча розрахункова теплота згорання паливного газу;  $T_z$  – температура газів перед турбіною високого тиску;  $T_a$  – температура повітря на вході в осьовий компресор;  $P_a$  – тиск повітря на вході в агрегат (індексом «0» відмічені параметри номінального режиму роботи).

Більшість ГТУ, що експлуатуються на магістральних газопроводах, виконані за двовальною схемою з регенератором або без нього і приводом нагнітача від турбіни низького тиску. Для такого типу ГТУ справедливі такі узагальнені характеристики залежно від зведеної потужності, запропоновані ВНДІГАЗ і представлені у відносній формі:

– відносний ефективний ККД:

$$\eta_e = \frac{\bar{N}_{e\text{ЗВ}}}{1 - 0,75 \cdot (1 - \bar{N}_{e\text{ЗВ}})}; \quad (8.5)$$

– зведена відносна масова витрата паливного газу:

$$\bar{B}_{\text{ПГЗВ}} = 1 - 0,75 \cdot (1 - \bar{N}_{e\text{ЗВ}}); \quad (8.6)$$

– зведена відносна потужність ГПА:

$$\bar{N}_{e\text{ЗВ}} = 1 - 4,2 \cdot (1 - \bar{T}_{\text{ЗВ}}) \cdot \bar{T}_{\text{ЗВ}}; \quad (8.7)$$

– відносна зведена частота обертання ротора ТВД:

$$\bar{n}_{\text{ТВТЗВ}} = \bar{N}_{e\text{ЗВ}}^{0,21}; \quad (8.8)$$

– зведена відносна витрата повітря через ОК:

$$\bar{G}_{\text{ПЗВ}} = \bar{N}_{e\text{ЗВ}}^{0,33}. \quad (8.9)$$

Варто зазначити, що представлені залежності справедливі для зони оптимальних частот обертання силової турбіни, що, як правило, виконується при узгодженні параметрів ГТУ і нагнітача. При значному відхиленні частот обертання силової турбіни від оптимальних потрібно використовувати швидкісну характеристику ГТУ, тобто залежність

$$\bar{N}_{e\text{ЗВ}} = f(\bar{n}_{\text{ТВТЗВ}}) \text{ при } \bar{n}_{\text{ТВТЗВ}}, \bar{T}_{\text{ЗВ}}, \bar{\eta}_e = \text{const}. \quad (8.10)$$

Представлені вище характеристики можна використовувати як для визначення паспортного значення ефективної потужності, так і ефективного ККД агрегату.

Дійсна ефективна потужність ГТУ часто визначається за потужністю, споживаною нагнітачем. Індикаторна потужність нагнітача

$$N_{\text{ІН}} = G_{\text{Г}} \cdot \Delta h_{\text{Н}}, \quad (8.11)$$

де  $G_{\text{Г}}$  – масова витрата газу через нагнітач, кг/с;  $\Delta h_{\text{Н}}$  – теплоперепад на нагнітачі, кДж /кг.

Ефективна потужність ГТУ

$$N_{\text{е}} = N_{\text{і}} + N_{\text{мех}}, \quad (8.12)$$

де  $N_{\text{мех}}$  – механічні втрати в підшипниках нагнітача.

Теплоперепад по нагнітачеві  $\Delta h$  може бути підрахований з використанням такого співвідношення:

$$\Delta h_{\text{Н}} = 0,00981 \cdot z \cdot R \cdot (t_2 - t_1) \cdot k / (k - 1). \quad (8.13)$$

Ефективний ККД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{N_{\text{е}}}{B_{\text{ПГ}} \cdot Q_{\text{НП}}}. \quad (8.14)$$

### **Визначення технічного стану ГПА з газотурбінним приводом**

**Задача 8.1.** Для агрегату типу ГТК-10-4 з нагнітачем 370-18-1 визначити технічний стан ВН і ГТУ, потужність агрегату, витрату паливного газу, ефективний ККД. Режим роботи агрегату характеризується такими початковими даними: тиск газу на вході в нагнітач  $P_1 = 5,3$  МПа, тиск на виході  $P_2 = 6,3$  МПа, температура на вході в нагнітач  $t_1 = 19,9$  °С, температура на виході  $t_2 = 35,7$  °С, частота обертання валу  $n = 4\ 730$  об./хв. Температура газів на вході в ТВД  $t_z = 770$  °С, температура повітря на вході в осьовий компресор  $t_a = 10$  °С, тиск повітря на вході в осьовий компресор  $P_a = 0,1$  МПа. Нижча теплота згорання паливного газу  $Q_{\text{нр}} = 33\ 500$  кДж/м<sup>3</sup>. Вміст метану в природному газі  $r_{\text{мет}} = 0,97$ .

#### *Розв'язання*

1. З урахуванням співвідношень (7.7) і (7.10) визначаються значення потенційних функцій по нагнітачеві:

$$(Pv)_{1\text{CH}_4} = (0,017 \cdot 5,3 + 0,555) \cdot 19,9 - 2,73 \cdot 5,3 + 139,4 = 137,7 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа});$$

$$(Pv)_{2\text{CH}_4} = (0,017 \cdot 6,3 + 0,555) \cdot 35,7 - 2,73 \cdot 6,3 + 139,4 = 145,84 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа});$$

$$(Pv)_1 = 137,77 \cdot (1,49 - 0,49 - 0,97) = 139,79 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа});$$

$$(Pv)_2 = 145,84 \cdot (1,49 - 0,49 - 0,97) = 148,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа});$$

$$(Pv)_m = 143,9 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа}).$$

2. Потенційна робота стиснення по нагнітачеві (7.12):

$$\omega_{1,2} = 143,9 \cdot \ln 6,3 / 5,3 = 143,9 \cdot 0,173 = 24,87 \text{ кДж}/\text{кг}$$

3. Середні значення температури і тиску газу:

$$t_{\text{ср}} = (t_1 + t_2) / 2 = (19,9 + 35,7) / 2 = 27,8 \text{ °С};$$

$$P_m = (P_1 + P_2) / 2 = (5,3 + 6,3) / 2 = 5,8 \text{ МПа}.$$

4. Середня ізобарна теплоємність газу визначається за рівнянням (7.9):

$$C_{pm} = (0,37 + 0,63 \cdot 0,97) \cdot [(0,003 - 0,0009 \cdot 5,3) \cdot 27,8 + 0,11 \cdot 5,3 + 2,08] = 2,56 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{°К}).$$

5. Середнє значення комплексу  $C_p D_h$  визначається за рівнянням (7.8):

$$(C_p D_h)_m = (1,37 - 0,37 \cdot 0,97) \cdot [(0,00012 \cdot 35,7^2 - 0,135 \cdot 35,7 + 0,31) \cdot 5,8 - 0,0463 \cdot 35,7 + 11,19] = 9,4 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{МПа}).$$

6. Різниця ентальпії газу по нагнітачеві визначається за рівнянням (7.12):

$$\Delta h = (2,56 \cdot 15,8) - 9,4 = 31,05 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

7. Політропний ККД нагнітача

$$\eta_{\text{пол}} = 24,87 / 31,05 = 0,8.$$

Зважаючи на відсутність вимірів продуктивності нагнітача паспортне значення потрібно визначати за газодинамічними характеристиками нагнітача, для чого визначаємо ступінь підвищення тиску  $\varepsilon$  і приведену відносну частоту обертання:

$$\varepsilon = P_2 / P_1 = 6,3 / 5,3 = 1,189;$$

$$\bar{n}_{зв} = \frac{n}{n_H} \cdot \sqrt{\frac{z_{зв} \cdot R_{зв} \cdot T_{зв}}{z_{вс} \cdot R \cdot T_{вс}}} = \frac{4730}{4800} \cdot \sqrt{\frac{0,888 \cdot 51,8 \cdot 288}{0,904 \cdot 52,27 \cdot 393,1}} = 0,964.$$

За характеристикою нагнітача для  $\bar{n}_{зв} = 0,964$  і  $\varepsilon = 1,1897$  визначені параметри  $Q_{зв} = 508 \text{ м}^3/\text{хв}$ ,  $\eta_{пол}^{пасп} = 0,84$ .

Отже, коефіцієнт технічного стану нагнітача

$$K_H = \frac{\eta_{пол}}{\eta_{пол}^{пасп}} = \frac{0,8}{0,84} = 0,952.$$

Під час розв'язання задачі другим способом теплоперепад на нагнітачі визначається з використанням співвідношення (8.13):

$$\Delta h_H = 0,00981 \cdot z \cdot R \cdot (t_2 - t_1) \cdot \frac{k}{k-1};$$

$$\frac{k}{k-1} = \frac{1}{z_1} \left( \frac{k_0}{k_0-1} + \frac{\Delta C_p}{R} - \bar{z}_1 \cdot x \cdot \frac{n_T}{n_T-1} \right) = 4,292,$$

де

$$\frac{k_0}{k_0-1} = \frac{5,15 + (5,65 + 0,017 \cdot t_{ср.}) \cdot \Delta}{1,9858} = 4,32;$$

$$\frac{\Delta C_p}{R} = \frac{6\pi}{\tau^3} \cdot (0,41 + 0,02\pi) = 0,803;$$

$$z = 1 - \left( \frac{0,41}{\tau^3} - \frac{0,061}{\tau} \right) \cdot \pi - \frac{0,04}{\tau^3} \cdot \pi^2 = 0,904;$$

$$\tau = \frac{T_1}{T_{кр}} = \frac{293,05}{190,96} = 1,535;$$

$$\pi = \frac{53}{47,34} = 1,12;$$

$$x = \frac{\pi}{\tau \cdot z} \div \left( \frac{1,23}{\tau^2} - 0,061 + \frac{0,1^2}{\tau^2} \cdot \pi \right) = 0,418;$$

$$\frac{n_T}{n_T-1} = \frac{\lg \varepsilon}{\lg T_2 / T_1} = \frac{\lg 1,189}{\lg 308,85 / 293,05} = \frac{\lg 1,189}{\lg 1,054} = 3,29.$$

Отже, теплоперепад по нагнітачеві:

$$\Delta h_H = 0,00981 \cdot 0,904 \cdot 52,27 \cdot 15,8 \cdot 4,292 = 31,43 \text{ кДж/кг}.$$

Густина газу на вході в нагнітач:

$$\rho_n = \frac{P_1 \cdot 10^4}{z_{\text{вс}} \cdot R \cdot T_{\text{вс}}} = \frac{53 \cdot 10^4}{0,904 \cdot 52,27 \cdot 293,1} = 38,3 \text{ кг/м}^3.$$

Витрата газу через нагнітач:

$$G_n = Q_{\text{зв}} \cdot \rho_n \cdot \bar{n}_{\text{зв}} \cdot \frac{1}{60},$$

$$G_n = 508 \cdot 38,3 \cdot 0,963 \cdot \frac{1}{60} = 319,67 \text{ кг/с.}$$

Потужність, споживана нагнітачем:

$$N_{hн} = 319,67 \cdot 31,43 = 10047 \text{ кВт.}$$

Ефективна потужність ГТУ:

$$N_c = N_{hн} + \Delta N_{\text{мех}}; \quad \Delta N_{\text{мех}} = 100 \text{ кВт}; \quad N_c = 10147 \text{ кВт.}$$

Відносна зведена температура газу перед ТВТ:

$$\bar{T}_{z\text{зв}} = \frac{T_z}{T_{z0}} \cdot \frac{T_{a0}}{T_a},$$

$$\bar{T}_{z\text{зв}} = \frac{1043,15}{1053,15} \cdot \frac{288,15}{283,15} = 1,008.$$

Зведена відносна потужність:

$$\bar{N}_{\text{еЗВ}} = 1 - 4,2 \cdot (1 - 1,008) \cdot 1,008 = 1,034.$$

Ефективна потужність ГТУ (паспортна):

$$N_e = \bar{N}_{\text{еЗВ}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{T_{a0}}{T_a} \cdot \frac{P_{a0}}{P_a}}},$$

$$N_e = 1,034 \cdot 10000 \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{288,15}{283,15} \cdot 1}} = 10250 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт технічного стану ГТУ за потужністю:

$$K_{\text{ГТУ}} = 10147/10250 = 0,99.$$

Теплота згорання палива з урахуванням погіршення технічного стану ГТУ:

$$B_{\text{ПГ}} Q_{\text{нр}} = \frac{0,25 \cdot [1 + (1 - K_N) \cdot C]}{\eta_{\text{енюм}}} \cdot N_e \frac{P_a}{P_{a0}} \cdot \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} + 2N_c;$$

$$B_{\text{ПГ}} Q_{\text{нр}} = \frac{0,25 \cdot [1 + (1 - 0,99) \cdot 3]}{0,28} \cdot 10000 \cdot \frac{0,1}{0,1013} \cdot \sqrt{\frac{283,15}{288,15}} + 2 \cdot 10147 =$$

$$= 35853 \text{ кВт.}$$

Отже, витрата паливного газу по ГТУ:

$$B_{\text{ПГ}} = 35853/33500 \cdot 3600 = 3853 \text{ м}^3/\text{год.}$$

ККД ГТУ:

$$\eta_{\text{ГТУ}} = N_e / (B_{\text{ПГ}} \cdot Q_{\text{нр}}) = 10147/35853 = 0,28.$$

## 2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

### 2.1 Мета самостійної роботи

Мета самостійної роботи – закріплення та поглиблення знань з дисципліни «Газотурбінні установки і газонаповнювальні компресорні станції».

Завдання роботи – враховуючи теоретичні основи газодинаміки й використовуючи відповідні методики і довідкові дані, виконати розрахунки параметрів процесу перекачування природного газу.

Виконуючи завдання, студенти набувають досвіду розрахування процесів, пов'язаних із компримуванням газу в магістральних газопроводах та сховищах, усвідомлюють загальну структуру та взаємозв'язок окремих елементів системи забезпечення України природним газом, навчаються застосовувати знання з термодинаміки, гідравліки, та газової динаміки для аналізу процесів руху газу в магістральних трубопроводах, розраховувати оптимальні режими роботи систем газопостачання для різних умов експлуатації, аналізувати технічний стан елементів технологічного обладнання систем транспортування та зберігання газу з використанням методів, що ґрунтуються на основах матеріалознавства та механіки машин.

Завдання до самостійної роботи викладач видає індивідуально кожному студенту. Окрім переліку основних питань, завдання може містити індивідуальні завдання, що потрібно виконати, додаткову спеціальну літературу, необхідну для виконання цих завдань.

Кожна тема закінчується питаннями для самоконтролю. в методичних рекомендаціях наведена тематика домашніх контрольних завдань.

У процесі виконання самостійної роботи студент повинен вивчити будову та принцип дії газотурбінних установок компресорних станцій магістральних газопроводів і підземних сховищ газу, автомобільні газонаповнювальні компресорні станції, методи діагностування газотранспортних систем у різних режимах і підвищення ефективності їх обслуговування.

Після вивчення курсу студент повинен вміти визначати робочі параметри основних схем газотурбінної установки, виконувати термодинамічні розрахунки та визначати продуктивність поршневого компресора, розраховувати режими роботи відцентрового нагнітача, оцінювати технічний стану газоперекачувального агрегата з газотурбінним приводом.

Рекомендації містять умови задач для самостійного розв'язання. Оцінка за роботу виставляється з урахуванням складності і досконалості виконаних задач, якості та правильності розрахунків, продемонстрованих у процесі захисту знань у відповідях на контрольні запитання.

## 2.2 Завдання до самостійної роботи

**Задача 2.1.** Визначити ККД і потужність ступеня ГТУ, що працює на 30 кг/с продуктах згорання природного газу ( $R = 275$  Дж/кг·°К,  $k = 1,33$ ) при абсолютних швидкостях газу  $c_1 = 430$  м/с при куті  $\alpha_1 = 150^\circ$ ,  $c_2 = 140$  м/с і куті  $\alpha_2 = 750^\circ$ , колової швидкості 275 м/с, параметрами газу перед соплами 8 бар і 1100°К, за ступенем 5,5 бар. Швидкість газу перед соплами 130 м/с. Відносні втрати від протікань у ущільненнях ротора 0,009, від периферійних витоків 0,014, від тертя-вентиляції 0,005.

**Задача 2.2.** Визначити втрати від протікань в ущільненні ротора ступені ГТУ, що працює на 20 кг/с продуктах згорання природного газу ( $R = 265$  Дж/кг·°К,  $k = 1,3$ ), з параметрами газу перед соплами 10 бар і 1 200 °К, за ступенем 7 бар., діаметр ущільнення 0,3 м. Прийняти зазор в ущільненні 0,0004 м, коефіцієнт витрати в щілині 0,8, кількість гребенів в ущільненні 6, окружний ККД дорівнює 0,87.

**Задача 2.3.** Визначити кількість ступенів ГТУ, що працює на продуктах згорання природного газу при коефіцієнті надлишку повітря рівному 6, початковому тиску 6 бар і температурі 1 000 °К, кінцевому тиску 1,02 бар. Кут виходу потоку із сопла прийняти рівним  $150^\circ$ , коефіцієнт швидкості 0,96, ступінь реактивності ступеня 0,5 при колової швидкості 250 м/с.

**Задача 2.4.** Визначити швидкості газу в сопловому апараті ступені ГТУ, що працює на продуктах згорання природного газу при коефіцієнті надлишку повітря рівному 6, початковому тиску 12 бар і температурі 1 100 °К, кінцевому тиску 8 бар. Швидкість газу перед соплом 120 м/с. Кут виходу потоку із соплового апарата дорівнює  $150^\circ$ , коефіцієнт швидкості 0,96, ступінь реактивності ступені 0,3.

**Задача 2.5.** Визначити розміри соплового апарата ступені ГТУ, що працює на продуктах згорання природного газу при витраті 20 кг/с і коефіцієнті надлишку повітря рівному 7, початковому тиску 10 бар і температурі 1 200 °К, кінцевому тиску 6,5 бар. Швидкість газу перед соплом 100 м/с. Кут виходу потоку із сопла прийняти рівним  $150^\circ$ , коефіцієнт швидкості 0,96, ступінь реактивності ступені 0,5. Віяловість лопаток дорівнює 10.

**Задача 2.6.** Визначити швидкості газу на робочих лопатках ступені ГТУ, що працює на газі ( $R = 273$  Дж/кг·°К,  $k = 1,3$ ) при витраті 25 кг/с, тиску перед робочими лопатками 9 бар і температурі 1 100 °К, тиск за лопатками 8 бар. Швидкість газу на виході із соплового апарата 420 м/с. Колова швидкість дорівнює 280 м/с. Розташовуваний теплоперепад у ступені 16 600 Дж/кг. Кут виходу потоку із сопла прийняти рівним  $150^\circ$ , коефіцієнт швидкості 0,95, ступінь реактивності ступені 0,25. Висота лопатки дорівнює 0,055 м, середній діаметр соплового апарата дорівнює 0,55 м.

**Задача 2.7.** Визначити розміри робочих лопаток ступені ГТУ, що працює на газі ( $R = 283$  Дж/кг·°К,  $k = 1,3$ ) при витраті 15 кг/с. розташований теплоперепад у ступені дорівнює 16620 Дж/кг, коефіцієнт швидкості 0,95, ступінь реактивності ступені 0,25. Висота лопатки дорівнює 0,035 м, середній діаметр соплового апарата дорівнює 0,4 м. Осьовий зазор у ступені  $S = 0,008$  м, кут розкриття проточної частини ступеня  $\gamma = 4^\circ + 6^\circ$ .

**Задача 2.8.** Обчислити необхідні швидкості і побудувати сполучені трикутники швидкостей ступені ГТУ, розташований теплоперепад якої становить 135 800 Дж/кг, ступінь реактивності 0,25, кут виходу потоку з лопаток сопел  $150^\circ$ , з лопаток робочого колеса  $22^\circ$ . Колова швидкість 280 м/с, коефіцієнти швидкостей сопла – 0,96, робочого колеса 0,95.

**Задача 2.9** Визначити напруження в лопатці ГТУ, у якої витрата продуктів згоряння 15 кг/с, колова швидкість 266 м/с, середній діаметр робочого колеса 500 мм, висота робочого колеса 50 мм, їхня кількість 72, настановний кут лопаток  $52^\circ$ , крок лопаток 20 мм. Тиск газу до лопаток 9 бар, після лопаток 8,5 бар, момент опору перетину щодо осі мінімальної жорсткості  $255,5$  мм<sup>3</sup>. На робочі лопатки газ надходить зі швидкістю 450 м/с під кутом  $\alpha_1 = 14^\circ$  і виходить зі швидкістю 109 м/с під кутом  $\alpha_2 = 90^\circ$ .

**Задача 2.10** Визначити ККД і потужність ГТУ, що працює за найпростішою схемою з витратою газу 15 кг/с при початковій температурі 1 000 °С і тиску 6 бар, відносному опорі тракту високого тиску 3 %, низького тиску 2 %. Прийняти ККД турбіни 0,88, компресора 0,86, механічний ККД 0,99, ККД камери згоряння 0,98. Температура повітря перед компресором 30 °С.

**Задача 2.11** Визначити ККД і потужність ГТУ, що працює за схемою з регенерацією тепла, з витратою газу 25 кг/с при початковій температурі 900 °С і тиску 6 бар, відносному опорі тракту високого тиску 4 %, низького тиску 4 %. Прийняти ККД турбіни 0,88, компресора 0,86, механічні ККД 0,99, ККД камери згоряння 0,98. Температура повітря перед компресором 30 °С. Коефіцієнт регенерації 75 %.

**Задача 2.12** Визначити ККД і потужність ГТУ, що працює за схемою з регенерацією тепла і проміжними охолодженням у компресорі і підігрівом у турбіні до початкових температур, з витратою газу 15 кг/с при початковій температурі 750 °С і тиску 12 бар, відносному опорі тракту високого тиску 5 %, низького тиску 4 %. Прийняти ККД турбіни 0,88, компресора 0,86, механічні ККД 0,99, ККД камери згоряння 0,98. Температура повітря перед компресором 30 °С, коефіцієнт регенерації 55 %.

**Задача 2.13** Визначити потужність тертя, витрату та підігрів масла в опорному підшипнику при діаметрі вала 100 мм, довжині вкладиша 80 мм, товщині стінки охолоджувального каналу 15 мм, обертах вала 6 000 об./хв.

Навантаження на підшипник – 26 500 Н, в'язкість масла – 0,018 Па·с при густині 900 кг/м<sup>3</sup> і теплоємності 1,67 кДж/кг·°К.

**Задача 2.14** Виконати розрахунок відцентрового компресора, який працює на природному газі з кінцевим тиском 5 МПа, ступенем підвищення тиску 1,8, з приводом від газової турбіни потужністю 16 МВт та частотою обертання ротора силової турбіни 5 500 об./хв.

**Задача 2.15** Визначити політропічний ККД відцентрового нагнітача 370-18-1, якщо режим його роботи характеризується такими даними: тиск газу на вході в нагнітач  $P_1 = 6$  МПа, тиск газу на виході нагнітача  $P_2 = 7,5$  МПа, температура газу на вході в нагнітач  $t_1 = 28$  °С, температура газу за нагнітачем  $t_2 = 47$  °С, частота обертання валу  $n = 4\,950$  об./хв, вміст метану в газі 0,97.

**Задача 2.16** Для агрегату типу ГТК-10-4 з нагнітачем 370-18-1 визначити технічний стан ВН і ГТУ, потужність агрегату, витрату паливного газу, ефективний ККД. Режим роботи агрегату характеризується такими початковими даними: тиск газу на вході в нагнітач  $P_1 = 5$  МПа, тиск на виході  $P_2 = 6,5$  МПа, температура на вході в нагнітач  $t_1 = 22$  °С, температура на виході  $t_2 = 39$  °С, частота обертання валу  $n = 4\,730$  об./хв. Температура газів на вході в ТВД  $t_z = 740$  °С, температура повітря на вході в осьовий компресор  $t_a = 12$  °С, тиск повітря на вході в осьовий компресор  $P_a = 0,1$  МПа, нижча теплота згорання паливного газу 33 800 кДж/м<sup>3</sup>, вміст метану в природному газі 0,98.

### Контрольні запитання

1. Які агрегати застосовують на компресорних станціях і сховищах для компримування газу?
2. Чому ГТУ називають тепловим двигуном?
3. Які робочі тіла беруть участь у циклі ГТУ?
4. З яких основних елементів складається ГТУ?
5. В якому елементі ГТУ здійснюється підведення тепла?
6. Який елемент ГТУ механічно пов'язаний із нагнітачем?
7. Які моделі ГТУ застосовують на магістральних газопроводах?
8. У чому полягає процес компримування природного газу?
9. Яке паливо застосовується у ГТУ на магістральних газопроводах?
10. У чому полягають переваги ГТУ щодо інших двигунів?
11. У чому полягають основні недоліки ГТУ?
12. Як у ГТУ відбувається процес перетворення теплової енергії на механічну?
13. Як змінюється потужність ГТУ зі зміною температури навколишнього повітря?

14. У чому полягає призначення осьового компресора в ГТУ?
15. Чому ККД ГТУ є відносно невисоким?
16. Як здійснюється робочий процес у простій ГТУ?
17. Як може здійснюватися процес згорання палива в ГТУ?
18. Як змінюються параметри повітря в процесі стиснення в ОК?
19. У чому полягають недоліки одновальних ГТУ?
20. На якій ділянці циклу ГТУ здійснюється підведення теплоти до робочого тіла?
21. У якій точці циклу ГТУ найвища температура?
22. Як обчислити термічний ККД ідеального циклу ГТУ?
23. Як залежить термічний ККД ГТУ від ступеня підвищення тиску в ідеальному циклі?
24. Чим реальний цикл ГТУ відрізняється від ідеального?
25. Чому температура на виході реального ОК вища за температуру на виході з ОК в ідеальному циклі?
26. Якій ступінь підвищення тиску повітря в ОК є оптимальним з точки зору досягнення максимуму термодинамічної роботи?
27. Як обчислити питому роботу ОК і ГТ?
28. Яка основна умова роботоздатності ГТУ з термодинамічної точки зору?
29. Які принципові схеми ГТУ застосовують на магістральних газопроводах?
30. У чому полягають переваги застосування двовальних ГТУ щодо одновальних?
31. У чому полягають переваги тривальних ГТУ щодо двовальних?
32. Як знайти теоретично необхідну кількість повітря для згорання 1 кг паливного газу?
33. Поняття коефіцієнта надлишку повітря в камері згорання.
34. У яких межах коливається значення коефіцієнта надлишку повітря в камері згорання ГТУ?
35. Яке повітря в камері згорання називають первинним, а яке вторинним?
36. З яких основних елементів складається типова камера згорання ГТУ?
37. У чому полягає тепловий баланс в камері згорання?
38. У чому полягає призначення камери згорання ГТУ?
39. Як обчислити коефіцієнт повноти згорання палива?
40. З яких основних елементів складається типова камера згорання?

41. Які типові конструкції камер згорання застосовуються в ГТУ магістральних газопроводів?
42. У якій зоні камери згорання температура робочого тіла найвища?
43. Як забезпечується турбулізація потоку газів в камері згорання?
44. Чи залежить коефіцієнт надлишку повітря від нижчої теплотворної здатності паливного газу?
45. Від чого залежить температура робочого тіла на виході з камери згорання?
46. З яких основних елементів складається ізольований ступінь осьового компресора?
47. Які параметри повітря змінюються в процесі руху через ступінь осьового компресора?
48. Чому в середньому дорівнює ступінь підвищення тиску в одноступінчастому осьовому компресорі?
49. Чому осьові компресори ГТУ виготовляють багатоступінчастими?
50. Як відбувається перетворення енергії робочого тіла в осьовому компресорі із закручуванням потоку за напрямом обертання?
51. Перелічіть основні геометричні характеристики компресорного ступеня.
52. За яких умов виникають нестійкі режими роботи осьового компресора?
53. Як можна уникнути явища помпажу осьового компресора?
54. Які принципіві схеми ГТУ реалізовані в процесах магістрального транспорту газу?
55. Які машини називають нагнітачами?
56. Що таке ступінь підвищення тиску нагнітача природного газу?
57. Перелічіть основні моделі нагнітачів природного газу, які використовують на КС магістральних газопроводів.
58. Які нагнітачі називають неповнонапірними?
59. Які нагнітачі відносять до повнонапірних?
60. У чому полягають переваги повнонапірних нагнітачів?
61. Який діапазон комерційної продуктивності для нагнітачів природного газу?
62. Скільки робочих коліс у повнонапірних нагнітачах?
63. З яких основних деталей складається нагнітач?
64. Чи залежить обв'язка компресорного цеху від типу нагнітачів?
65. Яка схема технологічної обв'язки КС є простішою – для повнонапірних чи неповнонапірних нагнітачів?

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Трубопровідний транспорт газу / [М. П. Ковалко, В. Я. Грудз, В. Б. Михалків та ін.] ; за ред. М. П. Ковалка. – Київ : АренаЕКО, 2002. – 600 с.
2. Касперович В. К. Трубопровідний транспорт газу / В. К. Касперович. – Івано-Франківськ : Факел, 1998. – 198 с.
3. Лісафін В. П. Газотурбінні установки : навч. посіб. [для студ. вищ. навч. закл.] / В. П. Лісафін. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2013. – 192 с.
4. Ільченко Б. С. Діагностування функціонально-технічного стану газоперекачувальних агрегатів : монографія / Б. С. Ільченко ; Харків. нац. акад. міськ. госп-ва. – Харків : ХНАМГ, 2011. – 228 с.
5. Довідник працівника газотранспортного підприємства / [Розганюк В. В., Руднік А. А., Коломєєв В. М. та ін.] ; під ред. А. А. Рудніка. – Київ : Росток, 2001. – 1092 с.
6. Підвищення надійності газотранспортних систем : монографія / Б. В. Копей, А. Бенмуна, В. І. Слободян, А. Беллауар, С. І. Галій, Д. Халімі, А. М. Найда. Серія «Нафтогазове обладнання». – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. – Т. 8. – 300 с.
7. Газотурбінні та парогазові установки: Розрахунок циклу газотурбінної установки : навч. посіб. / О. А. Сірий, Л. С. Бутовський, О. О. Грановська, О. С. Мороз. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 28 с.
8. Холоменюк, М. В. Компресорні установки : навч. посіб. / М. В. Холоменюк. – Дніпро : Національний гірничий університет, 2013. – 51 с.
9. Бондаренко Г. А. Компресорні станції : підручник / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. – Суми : СумДУ, 2016. – 385 с.
10. Лісафін В. П. Термодинамічний розрахунок газотурбінної установки Методичні вказівки для самостійної роботи / В. П. Лісафін, Л. Д. Пилипів. – Івано-Франківськ : Факел, 2008. – 72 с.
11. Васютинський Ю. А. Газотурбінні установки та компресорні станції. Посібник до практичних занять і самостійних робіт / Васютинський Ю. А., Козоріз А. І. – Одеса : Одеська державна академія холоду, 2013. – 45 с.
12. Сусак О. М. Трубопровідний транспорт газу : підруч. [для студ. вищ. навч. закл.] / Сусак О. М., Касперович В. К., Андріішин М. П. – Івано- Франківськ : ІФНТУНГ, 2013. – 345 с.

## ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Фізичні характеристики газів

Газ	Хімічна формула	Молярна маса, $\mu$ кг/кмоль	Питома газова стала, $R$ Дж/(кг · К)	Показник адиабати, $k$ за 0 °С
Водень	H <sub>2</sub>	2,016	4 124	1,41
Гелій	He	4,003	2 077	1,64
Водяна пара	H <sub>2</sub> O	18,02	461,4	1,33
Азот	N <sub>2</sub>	28,02	296,7	1,40
Сірководень	H <sub>2</sub> S	34,1	244	1,3
Оксид вуглецю	CO	28,01	296,8	1,40
Кисень	O <sub>2</sub>	32,00	259,8	1,40
Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	44,01	188,9	1,30
Метан	CH <sub>4</sub>	16,03	519	1,3
Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,05	277	1,3
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,06	189	1,3
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,08	143	1,3
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,10	115	1,3
Повітря	–	28,97	287,0	1,40

## ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Теплоємність  $c_p$  і параметр  $m$  продуктів згоряння природного газу при коефіцієнтах надлишку повітря  $\alpha$

$T, K$	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500
	$c_p, \text{Дж/кг} \cdot \text{К}$											
$\alpha = 1$	1 135	1 160	1 195	1 225	1 260	1 295	1 320	1 350	1 375	1 400	1 420	1 440
$\alpha = 2$	1 081	1 100	1 130	1 155	1 190	1 215	1 240	1 265	1 285	1 305	1 320	1 335
$\alpha = 3$	1 060	1 080	1 105	1 135	1 160	1 190	1 215	1 235	1 255	1 270	1 285	1 290
$\alpha = 4$	1 055	1 075	1 095	1 120	1 150	1 175	1 200	1 220	1 240	1 255	1 270	1 280
$\alpha = 5$	1 045	1 065	1 085	1 110	1 140	1 160	1 190	1 210	1 230	1 245	1 255	1 265
$\alpha = 7$	1 035	1 055	1 075	1 100	1 130	1 155	1 180	1 200	1 220	1 235	1 250	1 260
пов.	1 015	1 030	1 050	1 075	1 100	1 125	1 145	1 165	1 180	1 195	1 205	1 210
	$m = (k - 1)/k$											
$\alpha = 1$	0,266	0,260	0,252	0,245	0,239	0,234	0,229	0,224	0,221	0,217	0,215	0,212
$\alpha = 2$	0,272	0,266	0,261	0,254	0,249	0,242	0,239	0,234	0,231	0,227	0,225	0,222
$\alpha = 3$	0,276	0,271	0,265	0,258	0,252	0,246	0,242	0,238	0,234	0,231	0,229	0,226
$\alpha = 4$	0,278	0,272	0,266	0,260	0,254	0,249	0,244	0,240	0,236	0,233	0,231	0,230
$\alpha = 5$	0,279	0,274	0,268	0,261	0,255	0,250	0,246	0,241	0,238	0,235	0,233	0,231
$\alpha = 7$	0,280	0,276	0,270	0,262	0,256	0,251	0,248	0,243	0,240	0,237	0,235	0,234
пов.	0,282	0,279	0,274	0,268	0,262	0,256	0,251	0,247	0,244	0,241	0,239	0,238

## ДОДАТОК В

Таблиця В.1 – Ширина лопаток газової турбіни  $l/B$

$D/l$	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	8	9	10	11
Сопловий апарат	4,25	4	3,6	3,3	3	2,7	2,6	2,4	2,3	2,1	2	2	2
Робоче колесо	–	4,8	4,4	4,2	3,9	3,7	3,4	3,2	3	2,8	2,7	2,6	2,5

## ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 – Кут установки профіля лопатки газової турбіни

$\alpha_0 - \alpha_1(\beta_1 - \beta_2)$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\alpha_y (\beta_y)$	78	70	62	58	52	48	43	40	36	34

## ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 – Основні параметри газомотокомпресорів

Параметри	ГМ-8	10 ГКН	МК-8	ДР-12
Номінальна потужність, МВт	0,4	1,1	2,06	5,5
Частота обертання вала, с <sup>-1</sup>	10,0	5,0	5,0	5,5
Хід поршня, мм	225	356	485	508
Число циліндрів двигуна	8	10	8	12
Число компресорних циліндрів	4	5	4	6
Штокове зусилля, МН	0,11	0,15	0,39	0,80
Маса бази (без компресорних циліндрів), т	15	50	87	153

## ДОДАТОК Е

Таблиця Е.1 – Основні параметри деяких типів відцентрових нагнітачів при номінальному режимі роботи

Тип ЦН	$Q_n$ , млн м <sup>3</sup> /д	Тиск (абс), МПа		$\varepsilon$	Зведені параметри			$n_n$ , хв <sup>-1</sup>
		$p_{вх}$	$p_{наг}$		$z_{зв}$	$R_{зв}$ , Дж/(кг·°К)	$T_{зв}$ , °К	
Н-300-1.23*	19	3,63	5,49	1,23	0,91	490,5	288	6 150
370-18-1*	37	4,96	7,45	1,23	0,888	508,2	288	4 800
Н-16-56*	51	3,57	5,49	1,24	0,893	508,2	307	4 600
235-21-1	18,3	5,18	7,45	1,44	0,888	508,2	288	4 800
ГПА-Ц-6.3/76	11,4	5,14	7,45	1,45	0,9	508,2	293	8 200
ГПА-Ц-16/76	32,6	5,14	7,45	1,44	0,888	508,2	288	4 900
Н-16-76-1.44	31	5,18	7,45	1,44	0,898	508,2	288	6 340
650-21-2	53	4,97	7,45	1,45	0,9	501,4	288	3 700
650-22-2	47	4,97	7,45	1,45	0,9	501,4	288	3 700
CDR-224	17,2	4,93	7,45	1,51	0,9	490,5	288	6 200
RF2BV-30	21,8	4,93	7,45	1,51	0,9	490,5	288	6 200
RF2BV-36	38	4,93	7,45	1,51	0,89	510,1	288	4 437
PCL802/24	17,2	5	7,45	1,49	0,9	490,5	288	6 200
PCL1002/40	45	4,93	7,45	1,51	0,9	490,5	288	4 670

\*Тиски  $p_{вс}$  та  $p_{наг}$  для роботи нагнітачів за схемою двоступеневого стиску.

*Електронне навчальне видання*

Методичні рекомендації  
до організації самостійної роботи та проведення практичних занять  
із навчальної дисципліни

## **«ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНІ КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ»**

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
зі спеціальності 185 – Нафтогазова інженерія та технології,  
освітня програма «Нафтогазова інженерія та технології»)*

Укладачі: **ІЛЬЧЕНКО** Борис Самуїлович,  
**БОБЛОВСЬКИЙ** Олександр Володимирович

Відповідальний за випуск *Р. Б. Ткаченко*

Редактор *О. А. Норик*

Комп'ютерне верстання *О. В. Бобловський, І. В. Волосожарова*

План 2025, поз. 637М

---

Підп. до друку 22.05.2026. Формат 60 × 84/16.  
Ум. друк. арк. 4,5.

Видавець і виготовлювач:  
Харківський національний університет  
міського господарства імені О. М. Бекетова,  
вул. Чорноглазівська, 17, Харків, 61002.  
Електронна адреса: office@kname.edu.ua  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:  
ДК № 8386 від 14.07.2025.