

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

ЗБІРНИК ЗАВДАНЬ ТА ВПРАВ З ТЕОРІЇ І ПРОЕКТУВАННЯ ТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ

Навчальний посібник

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки,
молоді та спорту України*



Миколаїв
НУК
2012

УДК 621.438(075.8)
ББК 39.455.13:31.363я73
3-41

Авторський колектив:

Г. Ф. Романовський, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри турбін
Машинобудівного інституту;
С. І. Сербін, д-р техн. наук, проф., директор Машинобудівного інституту;
М. В. Ващенко, канд. техн. наук, доц.;
М. П. Седько, канд. техн. наук, доц.;
В. М. Патлайчук, канд. техн. наук, доц.;
В. І. Харченко, канд. техн. наук, доц.

Рецензенти:

С. К. Чернов, д-р техн. наук, проф.;
Б. Г. Тимошевський, д-р техн. наук, проф.;
В. Є. Спіцин, канд. техн. наук, головний конструктор ДП НВКГ "Зоря"–
"Машпроект"

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів
(лист № 1/11-1032 від 08.11.2011 р.)*

3-41 Збірник завдань та вправ з теорії і проектування турбінних агрегатів :
навчальний посібник / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, М. В. Ващи-
ленко, М. П. Седько, В. М. Патлайчук, В. І. Харченко. – Миколаїв :
НУК, 2012. – 248 с.

ISBN 978-966-321-228-9

Розглянуто завдання та вправи з теорії парових і газових турбін, компресорів та камер згоряння газотурбінних агрегатів, принципи математичного моделювання і термодинамічні розрахунки газотурбінних агрегатів простої та складних теплових схем, габаритні розрахунки і компоновання газотурбінних двигунів. Наведено зразки теплового та аеродинамічного розрахунку паротурбінних установок. Розглянуто основи розрахунку та проектування суднових парових турбоагрегатів.

Призначено для студентів технічних вузів, які навчаються за напрямками підготовки 6.050604 "Енергомашинобудування", 6.051201 "Суднобудування та океанотехніка" та 6.050601 "Теплоенергетика". Навчальний посібник може бути корисним для інженерно-технічних працівників, що займаються проектуванням та створенням турбінних агрегатів.

УДК 621.438(075.8)
ББК 39.455.13:31.363я73

© Романовський Г. Ф., Сербін С. І.,
Ващенко М. В., Седько М. П.,
Патлайчук В. М., Харченко В. І., 2012
© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2012

ISBN 978-966-321-228-9

ЗМІСТ

Передмова	4
Умовні скорочення	5
1. Теорія парових і газових турбін.....	6
2. Тепловий та аеродинамічний розрахунок паротурбінних установок	94
3. Основи розрахунку та проектування суднових парових турбо-агрегатів.....	118
4. Осьові та відцентрові компресори газотурбінних агрегатів.....	151
5. Камери згоряння газотурбінних агрегатів.....	190
6. Математичне моделювання і термодинамічні розрахунки газотурбінних агрегатів простої схеми.....	201
7. Математичне моделювання і термодинамічні розрахунки газотурбінних агрегатів складних теплових схем.....	215
8. Габаритні розрахунки та компоновання газотурбінних двигунів	228
Список літератури.....	242



ПЕРЕДМОВА

Матеріали даного навчального посібника ґрунтуються на курсах лекцій з теорії та проектування парових і газових турбінних агрегатів, які читаються в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова студентам машинобудівних спеціальностей.

У зв'язку з переходом до кредитно-модульної системи навчання, що обумовлює збільшення обсягу самостійної та індивідуальної роботи, матеріал у посібнику наведений у вигляді послідовності "запитання—відповідь" у повній відповідності до тематики навчальних модулів, які викладаються у ВНЗ.

Розділ 1 навчального посібника підготовлений д-ром техн. наук, проф. Г. Ф. Романовським та канд. техн. наук, доц. В. М. Патлайчуком, розділи 2 та 3 – канд. техн. наук, доц. В. І. Харченком, розділ 4 – канд. техн. наук, доц. М. П. Седьком, розділ 5 – д-ром техн. наук, проф. С. І. Сербінім, розділи 6, 7 та 8 – канд. техн. наук, доц. М. В. Ващиленком.



УМОВНІ СКОРОЧЕННЯ

ВНА	– вхідний напрямний апарат;
ГТА	– газотурбінний агрегат;
ГТД	– газотурбінний двигун;
КВТ	– компресор високого тиску;
КЗ	– камера згоряння;
КЗПП	– камера згоряння проміжного підігріву;
КНТ	– компресор низького тиску;
ЛД	– лопатковий дифузор;
НА	– напрямний апарат;
ОНА	– обертовий напрямний апарат;
ППО	– проміжний повітроохолоджувач;
РК	– робоче колесо;
ТВТ	– турбіна високого тиску;
ТНТ	– турбіна низького тиску;
ТУК	– теплоутилізаційний контур.



1. ТЕОРІЯ ПАРОВИХ І ГАЗОВИХ ТУРБІН

1.1. Що таке параметри загальмованого потоку?

Відповідь. Параметри загальмованого потоку – це параметри робочого тіла, які встановилися б у даному перерізі при ізоентропійному повному (тобто до нульової швидкості) гальмуванні потоку.

1.2. Як визначаються параметри (ентальпія, температура, тиск, густина) загальмованого потоку в абсолютному і відносному рухах?

Відповідь. Ентальпія загальмованого потоку в абсолютному русі (повна питома енергія робочого тіла)

$$h^* = h + \frac{c^2}{2}.$$

Для термодинамічно ідеального газу $h^* - h = c_p (T^* - T)$. Звідси температура загальмованого потоку

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}.$$

Після ряду перетворень маємо

$$T^* = T \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2 \right],$$

де $M = c/a$ – число Маха; $a = \sqrt{kRT}$ – місцева швидкість звуку; k – показник ізоентропи.

Оскільки процес гальмування приймається ізоентропійним, то з використанням рівняння термодинамічного процесу для тиску і густини газу можна записати співвідношення

$$\frac{p^*}{p} = \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \frac{\rho^*}{\rho} = \left(\frac{p^*}{p} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

Звідси тиск і густину загальмованого потоку за відомими статичними параметрами p і ρ можна визначити таким чином:

$$p^* = p \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2 \right]^{\frac{k}{k-1}}; \quad c^* = c \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2 \right]^{\frac{1}{k-1}}.$$

Параметри загальмованого потоку у відносному русі визначаються за цими ж формулами, тільки замість абсолютної швидкості c підставляється відносна швидкість w :

$$h_w^* = h + \frac{w^2}{2}; \quad T_w^* = T \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_w^2 \right];$$

$$p_w^* = p \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_w^2 \right]^{\frac{k}{k-1}}; \quad c_w^* = c \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_w^2 \right]^{\frac{1}{k-1}}.$$

Число Маха розраховується за параметрами відносного руху:

$$M_w = w/a.$$

1.3. Визначити параметри загальмованого потоку газу перед турбінним ступенем, якщо статичні параметри $p_0 = 1,45$ МПа, $T_0 = 1100$ К, а швидкість потоку $c_0 = 150$ м/с. Показник ізоентропи $k = 1,33$, газова стала $R = 287$ Дж/(кг·К).

Відповідь. Число Маха перед ступенем

$$M_0 = \frac{c_0}{a} = \frac{c_0}{\sqrt{kRT_0}} = \frac{150}{\sqrt{1,33 \cdot 287 \cdot 1100}} = 0,231.$$

Параметри загальмованого потоку:

$$T_0^* = T_0 \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_0^2 \right] = 1100 \cdot \left[1 + \frac{1,33-1}{2} \cdot 0,231^2 \right] = 1109,7 \text{ К};$$

$$p_0^* = p_0 \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_0^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} = 1,45 \cdot \left[1 + \frac{1,33-1}{2} \cdot 0,231^2 \right]^{\frac{1,33}{1,33-1}} = 1,502 \text{ МПа};$$

$$v_0^* = \frac{RT_0^*}{p_0^*} = \frac{287 \cdot 1109,7}{1,502 \cdot 10^6} = 0,212 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$c_0^* = \frac{1}{v_0^*} = \frac{1}{0,212} = 4,716 \text{ кг/м}^3.$$

1.4. Визначити температуру і тиск загальмованого потоку газу перед робочим колесом осьового турбінного ступеня в абсолютному і відносному рухах, якщо статичні параметри $p_1 = 0,5 \text{ МПа}$, $T_1 = 1000 \text{ К}$, а швидкості потоку $c_1 = 450 \text{ м/с}$ і $w_1 = 180 \text{ м/с}$. Показник ізоентропи $k = 1,33$, ізобарна масова теплоємність газу $c_p = 1100 \text{ Дж/(кг·К)}$.

Відповідь. Температура і тиск загальмованого потоку в абсолютному русі:

$$T_1^* = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = 1000 + \frac{450^2}{2 \cdot 1100} = 1092 \text{ К};$$

$$p_1^* = p_1 \left(\frac{T_1^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1092}{1000} \right)^{\frac{1,33}{1,33-1}} = 0,713 \text{ МПа}.$$

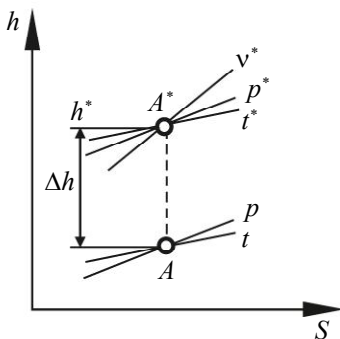
Температура і тиск загальмованого потоку у відносному русі:

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = 1000 + \frac{180^2}{2 \cdot 1100} = 1015 \text{ К};$$

$$p_{1w}^* = p_1 \left(\frac{T_{1w}^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1015}{1000} \right)^{\frac{1,33}{1,33-1}} = 0,531 \text{ МПа}.$$

1.5. Визначити параметри загальмованого потоку для водяної пари, якщо $p = 1 \cdot 10^6$ Па, $t = 320$ °С, $c = 180$ м/с.

Відповідь. На h - s -діаграмі водяної пари знаходимо точку перетину ізобари $p = 1$ МПа (10 бар) та ізотерми $t = 320$ °С (рис. 1.1, точка A). Потім по вертикалі нагору відкладаємо відрізок $\Delta h = c^2/2 = 180^2/2 = 16200$ Дж/кг і для точки A^* знімаємо шукані параметри: $h^* = 3109 \cdot 10^3$ Дж/кг, $p^* = 1,08$ МПа, $t^* = 330$ °С, $v^* = 0,26$ м³/кг.



1.6. Визначити абсолютну швидкість виходу потоку з турбінного ступеня, якщо відомі температура загальмованого потоку і статична температура газу за ступенем: $T_2^* = 873$ К, $T_2 = 870$ К. Показник ізоентропии $k = 1,33$, газова стала $R = 287$ Дж/(кг·К).

Рис.1.1. Визначення параметрів загальмованого потоку для водяної пари за допомогою h - s -діаграми

Відповідь. З рівняння $T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p}$

маємо вираз для розрахунку абсолютної швидкості потоку за турбінним ступенем:

$$c_2 = \sqrt{2c_p (T_2^* - T_2)} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R (T_2^* - T_2)} =$$

$$= \sqrt{2 \cdot \frac{1,33}{1,33-1} \cdot 287 \cdot (873 - 870)} = 83,3 \text{ м/с}.$$

1.7. Що таке ізоентропійний і наявний теплоперепад в решітці? Показати їх на h - s -діаграмі.

Відповідь. **Ізоентропійний теплоперепад** являє собою різницю ентальпій робочого тіла на початку і в кінці ізоентропійного ($ds = 0$) процесу розширення в решітці. По суті, це потенціальна енергія робочого тіла, яка перетворюється в процесі розширення в кінетичну енергію.

Наявний теплоперепад дорівнює сумі ізоентропійного теплоперепаду і кінетичної енергії на вході в решітку. Для робочої решітки кінетична енергія на вході береться у відносному русі.

Ізоентропійний і наявний теплоперепад на h - s -діаграмі вимірюються вертикальними відрізками, як це показано для соплової решітки на рис. 1.2.

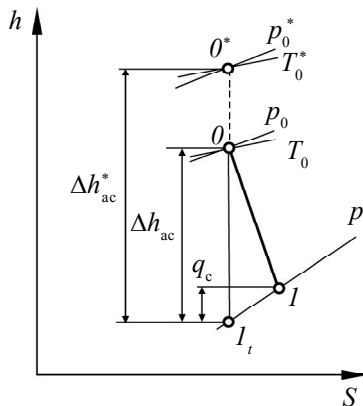


Рис. 1.2. Процес розширення робочого тіла в сопловій решітці

1.8. Як визначити ізоентропійні теплоперепад через початкові параметри і кінцевий тиск робочого тіла для соплової та робочої решіток?

Відповідь. Ізоентропійний теплоперепад для соплової решітки

$$\Delta h_{ac} = h_0 - h_{1t} = c_p (T_0 - T_{1t}) = c_p T_0 \left[1 - \frac{T_{1t}}{T_0} \right] = \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

для робочої решітки

$$\Delta h_{ap} = h_1 - h_{2t} = c_p (T_1 - T_{2t}) = c_p T_1 \left[1 - \frac{T_{2t}}{T_1} \right] = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

1.9. Як визначити наявні теплоперепад через параметри загальмованого потоку для соплової і робочої решіток?

Відповідь. Наявний теплоперепад для соплової решітки

$$\Delta h_{ac}^* = h_0^* - h_{1t} = c_p (T_0^* - T_{1t}) = c_p T_0^* \left[1 - \frac{T_{1t}}{T_0^*} \right] = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

для робочої решітки

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{ap}}^* &= h_{1w}^* - h_{2t} = c_p (T_{1w}^* - T_{2t}) = \\ &= c_p T_{1w}^* \left[1 - \frac{T_{2t}}{T_{1w}^*} \right] = \frac{k}{k-1} R T_{1w}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{1w}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].\end{aligned}$$

1.10. Визначити наявний теплоперепад у сопловій решітці, якщо параметри загальмованого потоку на вході: $p_0^* = 1,2 \cdot 10^6$ Па, $T_0^* = 800$ К; тиск за решіткою $p_1 = 0,8 \cdot 10^6$ Па; характеристики робочого тіла: $k = 1,35$ і $R = 289$ Дж/(кг·К).

Відповідь. Наявний теплоперепад у сопловій решітці

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{ac}}^* &= \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \\ &= \frac{1,35}{1,35-1} \cdot 289 \cdot 800 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,8}{1,2} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} \right] = 88984 \text{ Дж/кг}.\end{aligned}$$

1.11. Визначити ізоентропійний і наявний теплоперепади в робочій решітці, якщо параметри на вході: $p_1 = 0,8$ МПа, $T_1 = 720$ К, швидкість $w_1 = 105$ м/с, тиск за решіткою $p_2 = 0,7$ МПа. Робоче тіло те ж саме, що і в завданні 1.10.

Відповідь. Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{ap}} &= \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{1,35}{1,35-1} \cdot 289 \cdot 720 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,7}{0,8} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} \right] = \\ &= 27310 \text{ Дж/кг}.\end{aligned}$$

Наявний теплоперепад у робочій решітці

$$\Delta h_{\text{ap}}^* = \Delta h_{\text{ap}} + \frac{w_1^2}{2} = 27310 + \frac{105^2}{2} = 32823 \text{ Дж/кг}.$$

1.12. Як визначити тиск за сопловою решіткою при відомих параметрах на вході і наявному теплоперепаді?

Відповідь. З формули для розрахунку наявного теплоперепаду в сопловій решітці

$$\Delta h_{ac}^* = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

маємо

$$p_1 = p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{R T_0^*} \cdot \frac{k-1}{k} \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

1.13. Визначити статичний тиск, до якого відбувається розширення газу в соплах, якщо відомі параметри загальмованого потоку на вході ($p_0^* = 1,44$ МПа, $T_0^* = 1131$ К) і наявний теплоперепад у соплах $\Delta h_{ac}^* = 113$ кДж/кг. Теплоємність газу $c_p = 1190$ Дж/(кг·К), показник ізоентропии $k = 1,32$.

Відповідь. Статичний тиск на виході з соплових каналів

$$p_1 = p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 1,44 \cdot \left[1 - \frac{113000}{1190 \cdot 1131} \right]^{\frac{1,32}{1,32-1}} = 1,00 \text{ МПа}.$$

1.14. Як визначаються теоретична і дійсна швидкості потоку на виході з решітки лопаток?

Відповідь. З рівняння енергії газового потоку для неохолоджуваної соплової решітки (енергоізолюваний потік) $dh + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = 0$ у результаті

інтегрування в межах перерізів 0–0 і 1–1 для теоретичного (ізоентропійного) процесу одержимо

$$h_{1t} - h_0 + \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 0,$$

звідкіля після перетворень теоретична швидкість виходу

$$c_{1t} = \sqrt{2 \left[(h_0 - h_{1t}) + \frac{c_0^2}{2} \right]} = \sqrt{2 \left(\Delta h_{ac} + \frac{c_0^2}{2} \right)} = \sqrt{2 \Delta h_{ac}^*}.$$

Дійсна швидкість виходу потоку із соплової решітки

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2 \Delta h_{ac}^*}.$$

Для визначення відносної швидкості виходу потоку з робочої решітки в ролі вихідного приймається рівняння енергії газового потоку у відносному русі, яке при поступальному переносному русі (осьові турбіни) має вигляд

$$dh + d \left(\frac{w^2}{2} \right) = 0.$$

Тоді, аналогічно попередній, теоретична швидкість виходу

$$w_{2t} = \sqrt{2 \left[(h_1 - h_{2t}) + \frac{w_1^2}{2} \right]} = \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2} \right)} = \sqrt{2 \Delta h_{ap}^*}.$$

Дійсна швидкість виходу потоку з робочої решітки

$$w_2 = \psi w_{2t} = \psi \sqrt{2 \Delta h_{ap}^*}.$$

В остаточних виразах φ і ψ – швидкісні коефіцієнти відповідно соплової і робочої решіток.

Виразивши теплоперепади через параметри робочого тіла, отримані рівняння можна записати в такому вигляді:

для швидкості виходу з соплової решітки

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_0^2}$$

або

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]};$$

для швидкості виходу з робочої решітки

$$w_2 = \psi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} + w_1^2$$

або

$$w_2 = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_{1w}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{1w}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

1.15. Визначити теоретичну швидкість виходу потоку із соплового апарата, якщо наявний теплоперепад $\Delta h_{ac}^* = 110$ кДж/кг.

Відповідь. Теоретична швидкість виходу потоку із соплового апарата

$$c_{1t} = \sqrt{2 \Delta h_{ac}^*} = \sqrt{2 \cdot 110000} = 469 \text{ м/с}.$$

1.16. Визначити швидкість витікання газу із соплової решітки при ізоентропійному розширенні від тиску $p_0 = 1,3$ МПа і температури $T_0 = 1200$ К до тиску $p_1 = 0,95$ МПа. Вхідна швидкість газу $c_0 = 90$ м/с. Показник ізоентропи розширення $k = 1,33$, газова стала $R = 287$ Дж/(кг·К).

Відповідь. Швидкість витікання газу із соплової решітки при ізоентропійному розширенні

$$c_{1t} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_0^2} =$$

$$= \sqrt{2 \cdot \frac{1,33}{1,33-1} \cdot 287 \cdot 1200 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,95}{1,3} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \right] + 90^2} = 465 \text{ м/с}.$$

1.17. Визначити відносну швидкість виходу потоку газу з робочої решітки осьового ступеня при ізоентропійному теплоперепаді в решітці $\Delta h_{\text{ap}} = 20500$ Дж/кг, відносній швидкості на вході $w_1 = 160$ м/с і швидкісному коефіцієнті $\psi = 0,96$.

Відповідь. Відносна швидкість виходу потоку газу з робочої решітки

$$w_2 = \psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{\text{ap}} + \frac{w_1^2}{2} \right)} = 0,96 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(20500 + \frac{160^2}{2} \right)} = 248 \text{ м/с}.$$

1.18. Як визначити втрати енергії в решітці лопаток?

Відповідь. Втрати енергії в решітці можна визначити через різницю кінетичних енергій потоку на виході з неї в теоретичному і дійсному процесах, тобто

для решітки соплових лопаток

$$q_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \Delta h_{\text{ac}}^* ;$$

для решітки робочих лопаток

$$q_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - \psi^2) \Delta h_{\text{ap}}^* .$$

1.19. Як побудувати дійсний процес зміни стану робочого тіла в решітці?

Відповідь. Оскільки повна енергія робочого тіла при енергоізолюванні течії не змінюється незалежно від того, відбувається процес із втратами або без них, то для соплового апарата

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2},$$

звідки

$$h_1 = h_{1t} + \left(\frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \right) = h_{1t} + q_c.$$

Для робочої решітки у відносному русі

$$h_2 + \frac{w_2^2}{2} = h_{2t} + \frac{w_{2t}^2}{2}$$

і далі

$$h_2 = h_{2t} + \left(\frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \right) = h_{2t} + q_p.$$

Звідси впливає спосіб визначення дійсного стану робочого тіла на виході з решітки: необхідно побудувати теоретичний процес у решітці, потім від кінцевої точки цього процесу відкласти нагору втрати в решітці і провести горизонталь до перетинання з кінцевою ізобарою. Це і буде шукана точка. З'єднавши її з початковою точкою, одержимо умовний процес розширення в решітці (для соплового апарата див. рис. 1.2).

1.20. Визначити втрати енергії в сопловій решітці при таких умовах: початковий тиск $p_0 = 1,25$ МПа, початкова температура $T_0 = 950$ К, кінцевий тиск $p_1 = 0,90$ МПа, вхідна швидкість газу $c_0 = 110$ м/с, показник ізоентропи розширення $k = 1,33$, газова стала $R = 287$ Дж/(кг·К), швидкісний коефіцієнт решітки $\varphi = 0,965$.

Відповідь. Швидкість витікання газу з соплової решітки при ізоентропійному розширенні

$$c_{1t} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} + c_0^2 =$$

$$= \sqrt{2 \cdot \frac{1,33}{1,33-1} \cdot 287 \cdot 950 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,90}{1,25} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \right]} + 110^2 = 429 \text{ м/с}.$$

Втрати енергії в сопловій решітці

$$q_c = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - 0,965^2) \frac{429^2}{2} = 6329 \text{ Дж/кг}.$$

1.21. Визначити втрати енергії в робочій решітці при таких умовах: ізоентропійний теплоперепад $\Delta h_{\text{ap}} = 25 \text{ кДж/кг}$, відносна швидкість на вході $w_1 = 140 \text{ м/с}$, швидкісний коефіцієнт $\psi = 0,96$.

Відповідь. Відносна швидкість виходу потоку газу з робочої решітки при ізоентропійному розширенні

$$w_{2t} = \sqrt{2 \left(\Delta h_{\text{ap}} + \frac{w_1^2}{2} \right)} = \sqrt{2 \cdot \left(25000 + \frac{140^2}{2} \right)} = 264 \text{ м/с}.$$

Втрати енергії в робочій решітці

$$q_p = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - 0,96^2) \frac{264^2}{2} = 2732 \text{ Дж/кг}.$$

1.22. Зобразити на h - s -діаграмі процес зміни стану робочого тіла в осьовому ступені (загальний випадок – з розширенням у робочій решітці). Позначити теплоперепади в решітках і втрати.

Відповідь. Процес зображений на рис. 1.3, де позначені: точки 0, 1, 2 – стан робочого тіла у відповідних перерізах турбінного ступеня (перед ступенем; у зазорі між сопловими (СЛ) і робочими (РЛ) лопатками;

на виході зі ступеня); точки 0^* , 1^* , 2^* – стан загальмованого в абсолютному русі потоку в тих же перерізах; точки 1_w^* , 2_w^* – стан загальмованого у відносному русі потоку на вході і виході з робочої решітки; Δh_{ac} , Δh_{ap} – ізоентропійні теплоперепади в сопловій і робочій решітках; q_c , q_p – втрати енергії в сопловій і робочій решітках; $q_{вих} = c_2^2/2$ – кінетична енергія робочого тіла, що залишає ступінь, визначена в абсолютному русі.

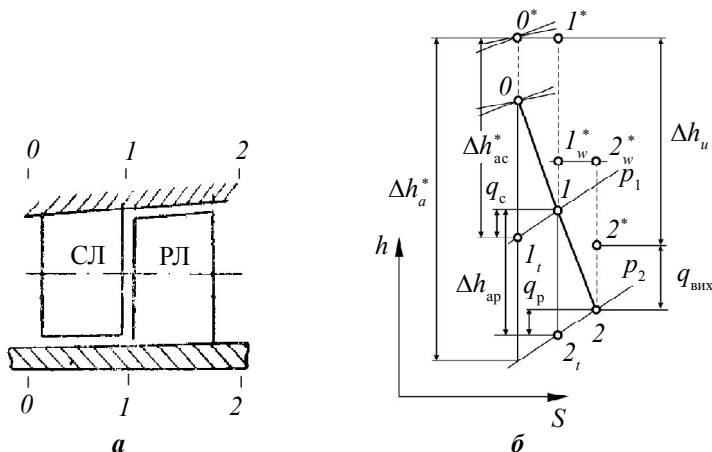


Рис. 1.3. Схема проточної частини (а) і процес зміни стану робочого тіла в осьовому турбінному ступені на h - s -діаграмі (б)

1.23. Які теплоперепади характеризують турбінний ступінь у цілому?

Відповідь. Ступінь у цілому характеризується ізоентропійним Δh_a

та наявним $\Delta h_a^* = \Delta h_a + \frac{c_0^2}{2}$ теплоперепадами, які визначаються за тими

ж формулами, що і теплоперепади в сопловій решітці Δh_{ac} і Δh_{ac}^* , але замість кінцевого тиску p_1 слід підставити тиск за ступенем p_2 :

$$\Delta h_a = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad \text{і} \quad \Delta h_a^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Важливою характеристикою ступеня є також теплоперепад, який дорівнює різниці повних енергій робочого тіла на вході і виході зі ступеня. У неоохолоджуваному ступені цей теплоперепад $\Delta h_u = h_0^* - h_2^*$ являє собою енергію, перетворену в роботу на окружності робочого колеса, і називається **коловим теплоперепадом ступеня**.

1.24. Що таке міра реактивності турбінного ступеня? Як пов'язані між собою теплоперепади окремих решіток і ступеня в цілому?

Відповідь. Міра реактивності ступеня – це відношення ізоентропійного теплоперепаду в робочій решітці до наявного теплоперепаду всього ступеня:

$$\rho = \frac{\Delta h_{ap}}{\Delta h_a^*}.$$

Таким чином, міра реактивності турбінного ступеня характеризує частку потенціальної енергії робочого тіла, перетворюваної в кінетичну енергію в робочій решітці.

З невеликим допущенням можна вважати, що

$$\Delta h_a^* = \Delta h_{ac}^* + \Delta h_{ap} = \Delta h_{ac}^* + \rho \Delta h_a^*,$$

звідки

$$\Delta h_{ac}^* = (1 - \rho) \Delta h_a^* = \frac{1 - \rho}{\rho} \Delta h_{ap}.$$

1.25. Визначити залежність міри реактивності турбінного ступеня від швидкостей потоку в характерних перерізах.

Відповідь. Виразивши теплоперепади через швидкості, можна записати:

$$\Delta h_{ap} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}; \quad \Delta h_a^* = \frac{c_{1t}^2}{2} + \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}.$$

Тоді

$$\rho = \frac{w_{2t}^2 - w_1^2}{c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2},$$

або, переходячи до дійсних швидкостей,

$$\rho = \frac{\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2}{\frac{c_1^2}{\phi^2} + \frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2}.$$

1.26. Визначити міру реактивності турбінного ступеня при таких умовах: тиск загальмованого потоку на вході $p_0^* = 1,2 \cdot 10^6$ Па, тиск за сопловою решіткою $p_1 = 0,8 \cdot 10^6$ Па, тиск за ступенем $p_2 = 0,75 \cdot 10^6$ Па, показник ізоентропи робочого тіла $k = 1,35$.

Відповідь. Наявний теплоперепад у сопловій решітці може бути знайдений за формулою

$$\Delta h_{ac}^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Наявний теплоперепад усього ступеня

$$\Delta h_a^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Отже, міра реактивності турбінного ступеня

$$\rho = 1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{\Delta h_a^*} = 1 - \frac{1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1 - \left(\frac{0,8}{1,2} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}}}{1 - \left(\frac{0,75}{1,2} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}}} = 0,130.$$

1.27. Визначити міру реактивності осьового турбінного ступеня на середньому діаметрі, якщо наявний теплоперепад у ступені $\Delta h_a^* = 107$ кДж/кг, швидкість виходу потоку із соплового апарата $c_1 = 400$ м/с, а його швидкісний коефіцієнт $\varphi = 0,97$.

Відповідь. Наявний теплоперепад у соплових каналах

$$\Delta h_{ac}^* = \frac{c_1^2}{2\varphi^2} = \frac{400^2}{2 \cdot 0,97^2} = 85025 \text{ Дж/кг}.$$

Міра реактивності осьового турбінного ступеня

$$\rho = 1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{\Delta h_a^*} = 1 - \frac{85025}{107000} = 0,205.$$

1.28. Визначити міру реактивності осьового турбінного ступеня, якщо відносні швидкості на вході і виході з робочого колеса $w_1 = 120$ м/с, $w_2 = 270$ м/с, швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,95$, наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^* = 120$ кДж/кг.

Відповідь. Ізоентропійний теплоперепад у робочих каналах

$$\Delta h_{ap} = \frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{270^2}{2 \cdot 0,95^2} - \frac{120^2}{2} = 33188 \text{ Дж/кг}.$$

Міра реактивності турбінного ступеня

$$\rho = \frac{\Delta h_{ap}}{\Delta h_a^*} = \frac{33188}{120000} = 0,277.$$

1.29. Визначити міру реактивності турбінного ступеня за заданими трикутниками швидкостей (рис. 1.4). Швидкісні коефіцієнти решіток: $\varphi = 0,975$, $\psi = 0,965$.

Відповідь. За допомогою лінійки визначаємо довжину (у міліметрах) векторів швидкостей c_1 , w_1 та w_2 . Масштаб рисунка в даному випадку значення не має. Міру реактивності ступеня розрахуємо

за формулою

$$\rho = \frac{\frac{w_2^2}{2} - w_1^2}{\frac{c_1^2}{\varphi^2} + \frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2}.$$

Значення швидкостей у наведену формулу підставляємо в міліметрах.

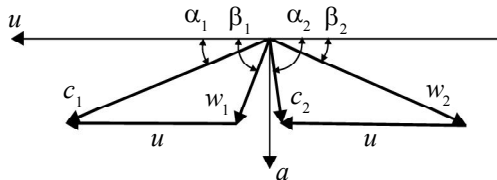


Рис. 1.4. Трикутники швидкостей турбінного ступеня

1.30. Як класифікують турбінні ступені залежно від міри реактивності?

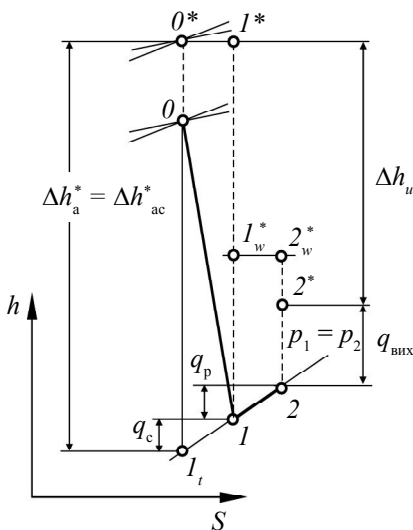


Рис. 1.5. Процес зміни стану робочого тіла в активному турбінному ступені ($\rho = 0$)

Відповідь. Якщо міра реактивності ступеня $\rho = 0$, то такий ступінь називається **активним**; при $\rho \geq 0,3$ – **реактивним**; якщо $0 < \rho < 0,3$ – **активним з реакцією**. Проте дана класифікація є досить умовною.

Турбінні ступені з мірою реактивності $\rho > 0,5$ на практиці застосовують рідко.

1.31. Зобразити на h - s -діаграмі процес зміни стану робочого тіла в активному ступені.

Відповідь. Процес в активному ступені ($\rho = 0$) на h - s -діаграмі зображений на рис. 1.5. Позначення прийняті ті ж, що і на рис. 1.3.

1.32. Зобразити трикутники швидкостей: а) активного ступеня

($\rho = 0$); б) реактивного конгруентного ступеня ($\rho = 0,5$). Указати характерні співвідношення кутів і швидкостей.

Відповідь. Типові трикутники швидкостей цих ступенів показані на рис. 1.6.

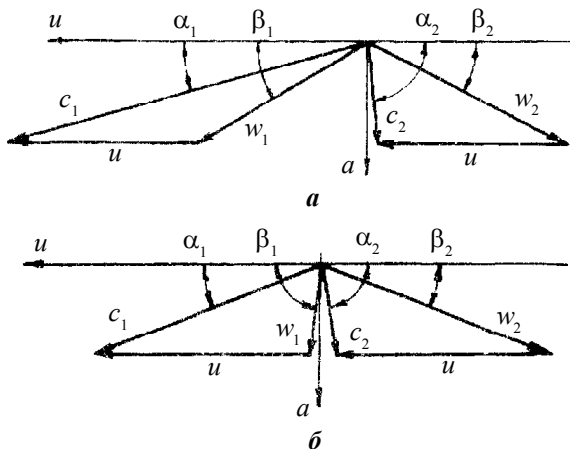


Рис.1.6. Типові трикутники швидкостей:

a – активний ступінь ($\rho = 0$); *б* – реактивний конгруентний ступінь ($\rho = 0,5$)

Характерні співвідношення кутів і швидкостей для активного ступеня:

$$w_2 \approx w_1; \quad \beta_2 \approx \beta_1.$$

Характерні співвідношення кутів і швидкостей для реактивного конгруентного ступеня:

$$w_2 \approx c_1; \quad \beta_2 \approx \alpha_1; \quad c_2 \approx w_1; \quad \alpha_2 \approx \beta_1.$$

1.33. Визначити відносну швидкість і кут входу потоку газу в робочу решітку осьового турбінного ступеня при таких значеннях параметрів: колова швидкість $u = 250$ м/с, швидкість потоку за сопловою решіткою $c_1 = 386$ м/с, кут виходу потоку із соплових каналів $\alpha_1 = 14^\circ$.

Відповідь. Швидкість входу потоку в робочу решітку визначимо із вхідного трикутника швидкостей за теоремою косинусів:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2u c_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{386^2 + 250^2 - 2 \cdot 250 \cdot 386 \cdot \cos 14} = 156 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку в робочу решітку

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \arcsin \frac{386 \cdot \sin 14}{156} = 37^\circ.$$

1.34. Визначити абсолютну швидкість виходу потоку газу з турбінного ступеня, якщо колова швидкість $u = 285$ м/с, відносна швидкість виходу з робочих каналів $w_2 = 300$ м/с, кут виходу з робочих каналів $\beta_2 = 19^\circ$.

Відповідь. Абсолютну швидкість виходу потоку газу з турбінного ступеня визначимо з вихідного трикутника швидкостей за теоремою косинусів:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2u w_2 \cos \beta_2} = \sqrt{300^2 + 285^2 - 2 \cdot 300 \cdot 285 \cdot \cos 19} = 98 \text{ м/с}.$$

1.35. Яка форма профілів лопаток і міжлопаткових каналів: а) соплових решіток; б) робочих решіток активних ступенів; в) робочих решіток реактивних ступенів?

Відповідь. У **сопловій решітці** відбувається розширення робочого тіла, тиск його знижується, а швидкість відносно стінок каналів зростає. Тому при дозвукових течіях міжлопаткові канали соплової решітки повинні бути такими, що звужуються. Це досягається головним чином застосуванням профілів лопаток з геометричними кутами виходу, значно меншими від кутів входу (рис. 1.7,*а*), тобто $\alpha_{1\text{геом}} \ll \alpha_{0\text{геом}}$.

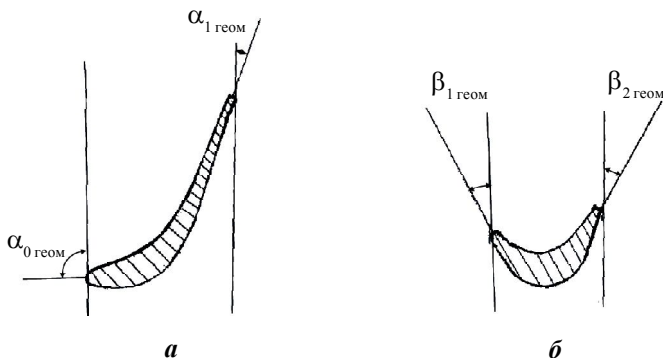


Рис.1.7. Профілі лопаток соплових (*а*) і робочих (*б*) решіток

У робочій решітці активного ступеня, в якій розширення робочого тіла відсутнє або є незначним, відносна швидкість потоку змінюється мало. Тому ширина міжлопаткових каналів повинна залишатися приблизно постійною, що досягається виконанням профілів лопаток близькими до симетричного вигляду з кутами входу і виходу (див. рис. 1.7,б), які мало розрізняються, тобто $\beta_{2\text{геом}} \approx \beta_{1\text{геом}}$.

У робочій решітці реактивного ступеня відбувається розширення робочого тіла, як і в сопловій решітці. Тому робочі лопатки мають профілі того ж типу, що і соплові лопатки, тільки відповідним чином орієнтовані відносно потоку.

1.36. Вивести рівняння Ейлера для зусиль, що діють на лопатки плоскої решітки при обтіканні її потоком газу.

Відповідь. Маємо деяку плоску решітку лопаток, яка в загальному випадку рухається поступально зі швидкістю u в напрямку одновимірної осі (рис. 1.8).

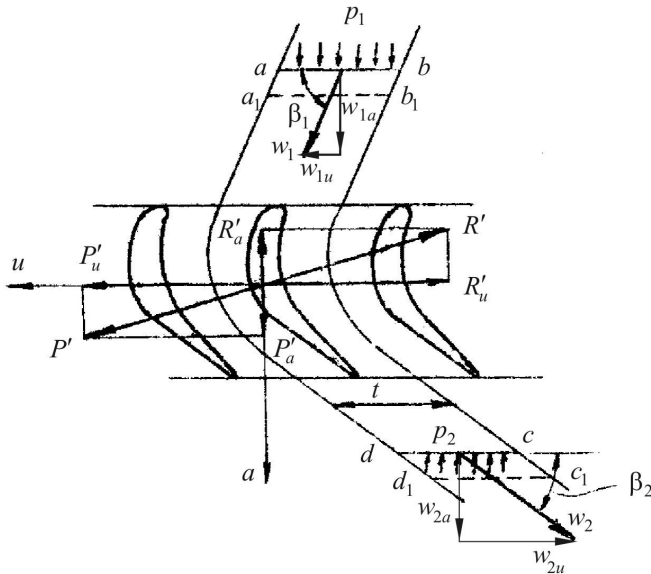


Рис.1.8. До виведення рівнянь Ейлера

Виділимо в потоці, що обтікає цю решітку, деякий об'єм газу, обмежений:

серединними для двох сусідніх каналів поверхнями струму ad та bc , віддаленими одна від одної на величину кроку решітки t ;

площинами ab та dc , віддаленими від решітки настільки, щоб поле швидкостей і тисків у них можна було вважати рівномірним;

двома площинами, рівнобіжними кресленню, відстань між якими дорівнює довжині робочих лопаток l .

Маса газу, яка міститься в початковий момент часу у виділеному об'ємі, за проміжок часу $d\tau$ переміститься в положення $a_1b_1c_1d_1$.

Скористаємося законом про зміну кількості руху розглянутої маси газу:

$$d\vec{K} = (p_1\vec{t}l + p_2\vec{t}l + \vec{R}')d\tau.$$

У правій частині рівняння знаходиться імпульс головного вектора зовнішніх сил, які діють на розглянуту масу газу (p_1 та p_2 – тиск у перерізах ab та cd ; $\vec{R}'$ – результуюча сила впливу робочої лопатки на потік), у лівій частині – зміна вектора кількості руху цієї маси. У рівняння не ввійшли сили, обумовлені тисками на поверхні ad та bc , оскільки їх результуюча дорівнює нулю, а також гравітаційні сили – через малу густину газу.

Зміну кількості руху можна визначити як

$$\begin{aligned} d\vec{K} &= \vec{K}_{a_1b_1c_1d_1} - \vec{K}_{abcd} = \vec{K}_{a_1b_1cd} + \vec{K}_{dcc_1d_1} - \vec{K}_{a_1b_1cd} - \vec{K}_{abb_1a_1} = \\ &= \vec{K}_{cdd_1c_1} - \vec{K}_{abb_1a_1} = dm_2\vec{w}_2 - dm_1\vec{w}_1, \end{aligned}$$

де $\vec{w}_1$ та $\vec{w}_2$ – відносні швидкості потоку до і після решітки; dm_1 та dm_2 – маси газу в об'ємах abb_1a_1 та dcc_1d_1 .

З умови нерозривності потоку

$$dm_1 = dm_2 = dm.$$

Після підстановки $d\vec{K}$ у вихідне рівняння, з огляду на те, що

$$\frac{dm}{d\tau} = \frac{G}{z} - \text{це масова секундна витрата газу через один робочий канал}$$

(G – витрата робочого тіла через усю решітку; z – число робочих лопаток), одержимо

$$p_1 \vec{t}l + p_2 \vec{t}l + \vec{R}' = \frac{G}{z} (\vec{w}_2 - \vec{w}_1),$$

звідки проекції на осі u та a сили впливу робочої лопатки на потік $\vec{R}'$ знайдемо у вигляді

$$\vec{R}'_u = \frac{G}{z} (\vec{w}_{2u} - \vec{w}_{1u}); \quad \vec{R}'_a = \frac{G}{z} (\vec{w}_{2a} - \vec{w}_{1a}) - (p_1 - p_2) \vec{t}l.$$

Тут і далі риси над проекціями швидкостей указують на те, що дію в дужках необхідно виконувати алгебраїчно, тобто з урахуванням знаків проекцій.

Шукана сила впливу потоку на одну робочу лопатку $\vec{P}'$, відповідно до третього закону Ньютона, дорівнює за величиною силі $\vec{R}'$, але спрямована в протилежну сторону. Отже, для проекцій сили $\vec{P}'$ на коловий та осьовий напрямки можна записати:

$$\vec{P}'_u = \frac{G}{z} (\vec{w}_{1u} - \vec{w}_{2u}); \quad \vec{P}'_a = \frac{G}{z} (\vec{w}_{1a} - \vec{w}_{2a}) + (p_1 - p_2) \vec{t}l,$$

а для самої сили впливу потоку на одну робочу лопатку: $\vec{P}' = \vec{P}'_u + \vec{P}'_a$.

Оскільки для решітки, що рухається, колові проекції відносних швидкостей $\vec{w}_{1u} = \vec{c}_{1u} - \vec{u}$ та $\vec{w}_{2u} = \vec{c}_{2u} - \vec{u}$, а осьові проекції $\vec{w}_{1a} = \vec{c}_{1a}$ та $\vec{w}_{2a} = \vec{c}_{2a}$, то формули для $\vec{P}'_u$ і $\vec{P}'_a$ можуть бути записані також з використанням проекцій абсолютних швидкостей:

$$\vec{P}'_u = \frac{G}{z} (\vec{c}_{1u} - \vec{c}_{2u}); \quad \vec{P}'_a = \frac{G}{z} (\vec{c}_{1a} - \vec{c}_{2a}) + (p_1 - p_2) \vec{t}l.$$

З трикутників швидкостей (рис. 1.9) видно, що різниці проекцій швидкостей у дужках виразів для $\vec{P}'_u$ і $\vec{P}'_a$ являють собою в масштабі креслення величини відрізків, що вимірюють відстані між кінцями векторів відносних або абсолютних швидкостей до і після решітки в напрямках, відповідно, осей u або a .

З урахуванням цього розрахункові формули для колового й осьового зусиль, що діють на одну робочу лопатку, можуть бути записані у вигляді

$$P'_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{G}{z} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2);$$

$$\begin{aligned} P'_a &= \frac{G}{z} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) t l = \\ &= \frac{G}{z} (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2) + (p_1 - p_2) t l. \end{aligned}$$

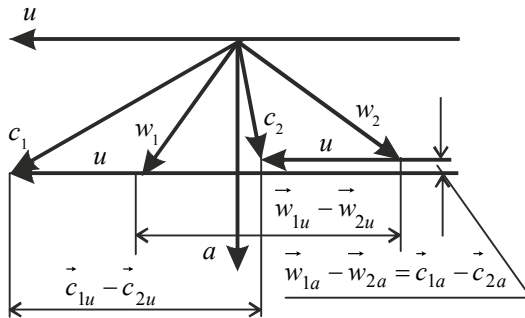


Рис. 1.9. Використання трикутників швидкостей для визначення зусиль, що діють у решітці лопаток

Газодинамічна сила впливу потоку на одну робочу лопатку

$$P' = \sqrt{(P'_u)^2 + (P'_a)^2}.$$

Колові та осьові зусилля, що діють з боку потоку на всю робочу решітку:

$$P_u = z P'_u = G (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = G (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2);$$

$$\begin{aligned} P_a &= z P'_a = G (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) z t l = \\ &= G (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2) + (p_1 - p_2) z t l. \end{aligned}$$

1.37. Як класифікують втрати енергії в решітці лопаток?

Відповідь. Втрати енергії в решітці лопаток умовно поділяють на дві групи: профільні і кінцеві.

Профільні втрати визначаються формою профілів лопаток та їхнім розташуванням у решітці, станом поверхонь лопаток, режимом течії. Вони характерні для плоских решіток з нескінченно довгими лопатками. До профільних включають:

а) втрати через тертя при обтіканні потоком профільних поверхонь лопаток;

б) кромкові втрати;

в) втрати через відрив потоку від профілю лопатки;

г) хвильові втрати.

Кінцеві втрати обумовлені скінченною довжиною лопаток реальних решіток і виникають в областях, що примикають до зовнішньої та внутрішньої торцевих поверхонь турбінного каналу (тобто на кінцях лопаток). До кінцевих відносять:

а) втрати через тертя потоку на торцевих поверхнях;

б) втрати через парний вихор;

в) втрати через перетікання робочого тіла в коловому напрямку крізь радіальний зазор.

1.38. Що таке колова робота турбінного ступеня і як вона визначається?

Відповідь. Колова робота – це робота, яка здійснюється газом на окружності колеса турбінного ступеня. Вона може бути визначена за формулою

$$l_u = \frac{M \omega}{G} = \frac{P_u \frac{D_{cp}}{2} \omega}{G} = \frac{P_u u}{G},$$

де M – крутний момент, Н·м; ω – кутова швидкість обертання ротора, с⁻¹; G – масова витрата газу через ступінь, кг/с; P_u – колова складова газодинамічної сили (сили впливу потоку на робочі лопатки), Н; D_{cp} – середній діаметр ступеня (вважаємо, що газодинамічна сила прикладена на цьому діаметрі), м; u – колова швидкість на середньому діаметрі, м/с.

Підставивши в цю формулу рівняння Ейлера для колової сили P_u , одержимо

$$l_u = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)$$

або

$$l_u = u (c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u).$$

Колову роботу можна визначити і виходячи з закону збереження й перетворення енергії. У неохолоджуваному ступені ця робота дорівнює різниці повних енергій робочого тіла до і після ступеня. Оскільки повна енергія робочого тіла визначається як ентальпія потоку, загальмованого в абсолютному русі, то

$$l_u = h_0^* - h_2^* = \Delta h_u,$$

де Δh_u – коловий теплоперепад турбінного ступеня.

Далі безпосередньо з процесу, побудованого для турбінного ступеня на h - s -діаграмі (див. рис. 1.3), випливає, що

$$h_0^* - h_2^* = (h_0^* - h_1) - (h_{1w}^* - h_1) + (h_{2w}^* - h_2) - (h_2^* - h_2) = \frac{c_1^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{c_2^2}{2},$$

тому для колової роботи можна записати

$$l_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

І, нарешті, як видно з того ж рисунка,

$$l_u = \Delta h_u \approx \Delta h_a^* - (q_c + q_p + q_{\text{вих}}),$$

де q_c та q_p – втрати енергії в сопловій і робочій решітках; $q_{\text{вих}} = c_2^2/2$ – кінетична енергія потоку на виході зі ступеня (так звані *втрати енергії з вихідною швидкістю*).

Ця наближена рівність для ступеня з мірою реактивності $\rho = 0$ перетворюється в точну.

1.39. Визначити колову роботу осьового турбінного ступеня, якщо відносні швидкості входу і виходу газу з робочої решітки $w_1 = 150$ м/с, $w_2 = 315$ м/с, а їхні напрямки $\beta_1 = 45^\circ$, $\beta_2 = 20^\circ$. Колова швидкість на середньому діаметрі $u = 290$ м/с.

Відповідь. Колова робота осьового турбінного ступеня

$$l_u = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) = \\ = 290 \cdot (150 \cdot \cos 45 + 315 \cdot \cos 20) = 116600 \text{ Дж/кг.}$$

1.40. Визначити колову роботу осьового турбінного ступеня, якщо колова швидкість на середньому діаметрі $u = 280$ м/с, швидкість і кут виходу потоку із соплової решітки $c_1 = 420$ м/с та $\alpha_1 = 14^\circ$, абсолютна швидкість і напрямок газу за ступенем $c_2 = 115$ м/с та $\alpha_2 = 95^\circ$.

Відповідь. Колова робота осьового турбінного ступеня

$$l_u = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \\ = 280 \cdot (420 \cdot \cos 14 + 115 \cdot \cos 95) = 111300 \text{ Дж/кг.}$$

1.41. Визначити колову роботу осьового турбінного ступеня, якщо відомі абсолютні і відносні швидкості входу та виходу потоку з робочої решітки: $c_1 = 466$ м/с, $w_1 = 197$ м/с, $c_2 = 96$ м/с, $w_2 = 298$ м/с.

Відповідь. Колова робота осьового турбінного ступеня

$$l_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \frac{466^2 - 96^2}{2} + \frac{298^2 - 197^2}{2} = 128968 \text{ Дж/кг.}$$

1.42. Що таке коловий ККД турбінного ступеня і які втрати він ураховує?

Відповідь. Коловий ККД турбінного ступеня являє собою відношення колової роботи (колового теплоперепаду) до наявного теплоперепаду ступеня:

$$\eta_u = \frac{l_u}{\Delta h_a^*} = \frac{\Delta h_u}{\Delta h_a^*}.$$

Втрати енергії в турбінному ступені, які враховуються коловим ККД, називаються **коловими втратами**. Колові втрати можна подати як різницю між наявним і коловим теплоперепадом ступеня. Отже,

$$\sum q_u = \Delta h_a^* - \Delta h_u \approx q_c + q_p + q_{\text{вих}}.$$

Таким чином, колові втрати складаються із втрат у сопловому апараті q_c , у робочій решітці q_p та з вихідною швидкістю $q_{\text{вих}}$. Останні являють собою кінетичну енергію потоку, який залишає ступінь.

У ступенях з $\rho = 0$ вказана вище наближена рівність стає точною. За наявності реактивності у ступені ($\rho > 0$) сумарна величина колових втрат трохи менша від суми окремих втрат q_c , q_p та $q_{\text{вих}}$, причому ця різниця збільшується із зростанням міри реактивності.

1.43. Визначити коловий ККД турбінного ступеня при таких вихідних даних: наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^* = 118$ кДж/кг, міра реактивності $\rho = 0,3$, швидкісні коефіцієнти $\varphi = 0,97$ та $\psi = 0,965$, кути виходу потоку з решіток $\alpha_1 = 13^\circ$ та $\beta_2 = 15^\circ$, колова швидкість на середньому діаметрі ступеня $u = 274$ м/с.

Відповідь. Швидкість виходу потоку із соплової решітки

$$c_1 = \varphi \sqrt{2(1-\rho)\Delta h_a^*} = 0,97 \sqrt{2 \cdot (1-0,3) \cdot 118000} = 394 \text{ м/с.}$$

Відносна швидкість входу потоку в робочу решітку (за теоремою косинусів)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{394^2 + 274^2 - 2 \cdot 274 \cdot 394 \cdot \cos 13} = 141 \text{ м/с.}$$

Відносна швидкість виходу потоку з робочої решітки

$$w_2 = \psi \sqrt{2\rho\Delta h_a^* + w_1^2} = 0,965 \cdot \sqrt{2 \cdot 0,3 \cdot 118000 + 141^2} = 291 \text{ м/с.}$$

Колова робота турбінного ступеня

$$\begin{aligned} l_u &= u(c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u) = \\ &= 274 \cdot (394 \cdot \cos 13 + 291 \cdot \cos 15 - 274) = 107130 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

Коловий ККД ступеня

$$\eta_u = \frac{l_u}{\Delta h_a^*} = \frac{107130}{118000} = 0,908.$$

1.44. Визначити коловий ККД турбінного ступеня за заданими трикутниками швидкостей (див. рис. 1.4). Швидкісні коефіцієнти решіток взяти $\varphi = 0,97$, $\psi = 0,96$.

Відповідь. За допомогою лінійки визначаємо довжини (у міліметрах) векторів швидкостей c_1 , w_1 , c_2 та w_2 . Масштаб рисунка в даному випадку значення не має.

За відомими значеннями швидкостей колова робота ступеня може бути визначена як

$$l_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2};$$

наявний теплоперепад ступеня

$$\Delta h_a^* = \frac{c_1^2}{2\varphi^2} + \frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2}.$$

Отже, коловий ККД турбінного ступеня

$$\eta_u = \frac{l_u}{\Delta h_a^*} = \frac{(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}{\frac{c_1^2}{\varphi^2} + \frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2}.$$

Значення швидкостей у наведену формулу підставляємо в міліметрах.

1.45. Вивести залежність колового ККД від геометричних та інших параметрів: а) для активного ступеня ($\rho = 0$); б) для реактивного конгруентного ступеня ($\rho = 0,5$).

Відповідь. Оскільки в **активному ступені** $\rho = 0$, то для нього $\Delta h_{ар} = 0$ та $w_2 = \psi w_1$. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали може бути подана як

$$w_1 = \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{\cos \beta_2}.$$

Отже, вираз для колової роботи перетвориться до вигляду

$$l_u = u \left[c_1 \cos \alpha_1 - u + \psi (c_1 \cos \alpha_1 - u) \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right] =$$

$$= u (c_1 \cos \alpha_1 - u) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) a.$$

Наявний теплоперепад ступеня при $\rho = 0$

$$\Delta h_a^* = \Delta h_{ac}^* = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}.$$

Таким чином, для колового ККД активного ступеня можемо записати

$$\eta_u = \frac{2\varphi^2 u (c_1 \cos \alpha_1 - u) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right)}{c_1^2},$$

або після ділення в правій частині чисельника і знаменника на c_1^2

$$\eta_u = 2\varphi^2 v_1 (\cos \alpha_1 - v_1) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right),$$

де $v_1 = u/c_1$ – безрозмірна швидкісна характеристика ступеня.

Для **реактивного конгруентного ступеня** $\rho = 0,5$, а отже, перероблювані теплоперепади в сопловій і робочій решітках однакові ($\Delta h_{ac}^* = \Delta h_{ap}$). З цієї причини конфігурації соплових і робочих каналів у такому ступені є подібними, профілі цих лопаток є конгруентними і для них виконуються такі рівняння: $w_2 = c_1$, $\beta_2 = \alpha_1$, $c_2 = w_1$, $\alpha_2 = \beta_1$. Швидкісні коефіцієнти решіток приблизно рівні: $\varphi \approx \psi$.

Колова робота такого ступеня

$$l_u = u (c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u) = u (2c_1 \cos \alpha_1 - u),$$

а наявний теплоперепад

$$\Delta h_a^* = \Delta h_{ac}^* + \Delta h_{ap} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2} + \frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{2c_1^2}{\varphi^2} - w_1^2 \right).$$

Виразивши w_1 із вхідного трикутника швидкостей за теоремою косинусів, одержимо

$$\Delta h_a^* = \frac{1}{2} \left(\frac{2c_1^2}{\varphi^2} - c_1^2 - u^2 + 2uc_1 \cos \alpha_1 \right) = \frac{1}{2} \left[\frac{2c_1^2}{\varphi^2} - c_1^2 + u(2c_1 \cos \alpha_1 - u) \right].$$

Коловий ККД конгруентного турбінного ступеня

$$\eta_u = \frac{l_u}{\Delta h_a^*} = \frac{2u(2c_1 \cos \alpha_1 - u)}{\frac{2c_1^2}{\varphi^2} - c_1^2 + u(2c_1 \cos \alpha_1 - u)},$$

або після перетворень (уведення, як і в попередньому випадку, швидкісної характеристики ступеня $v_1 = u/c_1$)

$$\eta_u = \frac{2}{\frac{2 - \varphi^2}{\varphi^2 v_1 (2 \cos \alpha_1 - v_1)} + 1}.$$

1.46. Зобразити графічну залежність колового ККД від швидкісної характеристики $v_1 = u/c_1$ для ступенів з $\rho = 0$ та $\rho = 0,5$. Визначити оптимальні значення v_1 .

Відповідь. Залежності колового ККД від швидкісної характеристики при фіксованих значеннях α_1 , φ та інших параметрів наведені на рис. 1.10. Це параболічні криві, що перетинають вісь абсцис ($\eta_u = 0$)

у точках: для активного ступеня $v_1 = 0$ та $v_1 = \cos \alpha_1$; для реактивного конгруентного – $v_1 = 0$ та $v_1 = 2 \cos \alpha_1$.

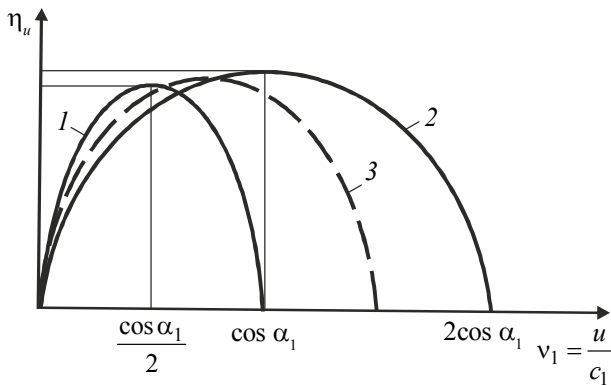


Рис.1.10. Залежності колового ККД турбінного ступеня від швидкісної характеристики:

1 – активний ступінь ($\rho = 0$); 2 – реактивний конгруентний ступінь ($\rho = 0,5$); 3 – ступінь з довільною мірою реактивності ($0 < \rho < 0,5$)

Своїх максимальних значень колові ККД цих ступенів досягають при деякому оптимальному значенні швидкісної характеристики: для

активного ступеня $v_{\text{лопт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$; для реактивного конгруентного сту-

пеня $v_{\text{лопт}} = \cos \alpha_1$.

1.47. Визначити оптимальне значення швидкісної характеристики v_1 і максимальний коловий ККД активного турбінного ступеня ($\rho = 0$) при $\alpha_1 = 12^\circ$, $\varphi = 0,97$, $\psi = 0,96$, $\beta_2 \approx \beta_1$.

Відповідь. Оптимальне значення швидкісної характеристики

$$v_{\text{лопт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = \frac{\cos 12^\circ}{2} = 0,489.$$

Максимальне значення колового ККД

$$\eta_u^{\max} = 2\varphi^2 v_{\text{лопт}} (\cos \alpha_1 - v_{\text{лопт}}) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) =$$

$$\begin{aligned}
 &= 2\varphi^2 \frac{\cos \alpha_1}{2} \left(\cos \alpha_1 - \frac{\cos \alpha_1}{2} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \approx \frac{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{2} (1 + \psi) = \\
 &= \frac{0,97^2 \cos^2 12}{2} (1 + 0,96) = 0,882.
 \end{aligned}$$

1.48. Визначити оптимальне значення швидкісної характеристики v_1 і максимальний коловий ККД реактивного конгруентного ступеня ($\rho = 0,5$) при $\alpha_1 = 12^\circ$, $\varphi = 0,97$.

Відповідь. Оптимальне значення швидкісної характеристики

$$v_{\text{опт}} = \cos \alpha_1 = \cos 12 = 0,978.$$

Максимальне значення колового ККД

$$\begin{aligned}
 \eta_u^{\max} &= \frac{2}{\frac{2 - \varphi^2}{\varphi^2 v_{\text{опт}} (2 \cos \alpha_1 - v_{\text{опт}})} + 1} = \frac{2}{\frac{2 - \varphi^2}{\varphi^2 \cos \alpha_1 (2 \cos \alpha_1 - \cos \alpha_1)} + 1} = \\
 &= \frac{2}{\frac{2 - \varphi^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} + 1} = \frac{2}{\frac{2 - 0,97^2}{0,97^2 \cos^2 12} + 1} = 0,919.
 \end{aligned}$$

1.49. Як визначити оптимальне значення швидкісної характеристики v_1 для ступеня з довільною мірою реактивності?

Відповідь. Турбінний ступінь з довільною мірою реактивності, яка змінюється в інтервалі від 0 до 0,5, за всіма параметрами є проміжним між ступенями з мірою реактивності $\rho = 0$ та $\rho = 0,5$. Відповідних проміжних значень набувають для такого ступеня швидкісна характеристика і максимальний коловий ККД.

Оптимальне значення швидкісної характеристики v_1 у загальному випадку може бути визначене за формулою

$$v_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2(1 - \rho)}.$$

Ця формула є узагальнюючою і погоджується із граничними випадками при $\rho = 0$ та $\rho = 0,5$.

1.50. Визначити наявний теплоперепад ступеня, якщо колова швидкість на середньому діаметрі $u = 230$ м/с, міра реактивності $\rho = 0,25$, швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,97$, швидкісна характеристика ступеня $v_1 = 0,65$.

Відповідь. Швидкість виходу потоку із соплових каналів

$$c_1 = \frac{u}{v_1} = \frac{230}{0,65} = 354 \text{ м/с.}$$

Наявний теплоперепад турбінного ступеня

$$\Delta h_a^* = \frac{\Delta h_{ac}^*}{1 - \rho} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2(1 - \rho)} = \frac{354^2}{2 \cdot 0,97^2(1 - 0,25)} = 88792 \text{ Дж/кг.}$$

1.51. Визначити оптимальне значення швидкісної характеристики турбінного ступеня, якщо міра реактивності на середньому діаметрі $\rho = 0,30$, а кут виходу потоку газу із соплової решітки $\alpha_1 = 15^\circ$.

Відповідь. Оптимальне значення швидкісної характеристики турбінного ступеня

$$v_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2(1 - \rho)} = \frac{\cos 15}{2(1 - 0,30)} = 0,690.$$

1.52. Наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^* = 90$ кДж/кг, міра реактивності $\rho = 0,35$, кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1 = 13^\circ$, швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,975$. Якою повинна бути колова швидкість на середньому діаметрі, щоб коловий ККД ступеня був максимальним?

Відповідь. Швидкість виходу потоку із соплових каналів

$$c_1 = \varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*} = \varphi \sqrt{2\Delta h_a^*(1 - \rho)} = 0,975 \sqrt{2 \cdot 90000 \cdot (1 - 0,35)} = 334 \text{ м/с.}$$

Оптимальне значення швидкісної характеристики

$$v_{\text{лопт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2(1-\rho)} = \frac{\cos 13}{2(1-0,35)} = 0,750.$$

Колова швидкість на середньому діаметрі

$$u = c_1 v_{\text{лопт}} = 334 \cdot 0,750 = 251 \text{ м/с}.$$

1.53. Який існує зв'язок між швидкісною характеристикою ступеня v_1 та відношенням швидкостей $u/c_{\text{ад}}$?

Відповідь. Відношення швидкостей $u/c_{\text{ад}}$, де $c_{\text{ад}} = \sqrt{2\Delta h_a^*}$ – теоретична швидкість витікання потоку із соплових каналів, яка визначається за наявним теплоперепадом ступеня, ϵ , власне кажучи, однією з форм швидкісної характеристики ступеня.

Між $v_1 = u/c_1$ та $u/c_{\text{ад}}$ існує однозначний зв'язок. Оскільки

$$c_1 = \varphi \sqrt{2\Delta h_{\text{ас}}^*} = \varphi \sqrt{2\Delta h_a^* (1-\rho)} = \varphi c_{\text{ад}} \sqrt{1-\rho},$$

то

$$\frac{u}{c_{\text{ад}}} = \frac{u}{c_1} \varphi \sqrt{1-\rho} = v_1 \varphi \sqrt{1-\rho}.$$

1.54. Визначити оптимальні значення відношення швидкостей $u/c_{\text{ад}}$.

Відповідь. Оскільки кожному із значень швидкісної характеристики v_1 відповідає певне значення $u/c_{\text{ад}}$, то, очевидно, що коловий ККД турбінного ступеня поряд із залежністю від v_1 може бути поданий у вигляді функціональної залежності від $u/c_{\text{ад}}$.

Максимальне значення ККД буде досягатися при деякому оптимальному значенні цього параметра $(u/c_{\text{ад}})_{\text{опт}}$, яке буде відповідати параметру $v_{\text{лопт}}$ таким чином:

$$\left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)_{\text{опт}} = v_{\text{лопт}} \varphi \sqrt{1-\rho} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

В окремих випадках: для активного ступеня ($\rho = 0$)

$$\left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2};$$

для реактивного конгруентного ступеня ($\rho = 0,5$)

$$\left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{\sqrt{2}}.$$

1.55. Визначити наявний теплоперепад, який перероблюється в ступені при максимальному коловому ККД.

Відповідь. Максимальне значення колового ККД досягається в тому випадку, коли швидкісна характеристика буде оптимальною. Для відношення швидкостей $u/c_{\text{ад}}$, наприклад, необхідно забезпечити умову

$$\left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

Однак, за визначенням,

$$\frac{u}{c_{\text{ад}}} = \frac{u}{\sqrt{2\Delta h_a^*}},$$

тому, зіставляючи ці формули, можна одержати рівняння для розрахунку наявного теплоперепаду, який перероблюється в ступені при максимальному коловому ККД:

$$\Delta h_a^* = \frac{2u^2(1-\rho)}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}.$$

1.56. Порівняти наявні теплоперепади активного і реактивного конгруентного ступенів при однакових колових швидкостях та максимальних ККД.

Відповідь. Як випливає з попереднього завдання, наявний теплоперепад, що перероблюється в турбінному ступені при максимальному коловому ККД,

$$\Delta h_a^* = \frac{2u^2(1-\rho)}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}.$$

Для активного ступеня $\rho = 0$, а отже,

$$\Delta h_{aA}^* = \frac{2u^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}.$$

Для реактивного конгруентного ступеня $\rho = 0,5$ і

$$\Delta h_{aR}^* = \frac{u^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}.$$

Відношення наявних теплоперепадів цих ступенів при однакових колових швидкостях u , швидкісних коефіцієнтах φ і кутах виходу потоку із соплової решітки α_1 :

$$\frac{\Delta h_{aA}^*}{\Delta h_{aR}^*} = 2.$$

Отже, при зроблених допущеннях активний ступінь може переробити наявний теплоперепад удвічі більший, ніж реактивний конгруентний ступінь.

1.57. Порівняти колові швидкості активного і реактивного конгруентного ступенів при однакових наявних теплоперепадах та максимальних колових ККД.

Відповідь. Максимальне значення колового ККД турбінного ступеня досягається при оптимальному відношенні швидкостей $u/c_{ад}$. Для ступеня з довільною мірою реактивності

$$\left(\frac{u}{c_{ад}} \right)_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

Оскільки $c_{ад} = \sqrt{2\Delta h_a^*}$, то значення колової швидкості, яке відповідає максимальному ККД ступеня, визначається як

$$u = \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{\Delta h_a^*}{2(1-\rho)}}.$$

Як впливає з цього рівняння, для активного ($\rho = 0$) і реактивного конгруентного ($\rho = 0,5$) ступенів значення колових швидкостей відповідають:

$$u_A = \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{\Delta h_a^*}{2}} \quad \text{та} \quad u_R = \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{\Delta h_a^*}.$$

Відношення колових швидкостей при однакових наявних теплоперепадах Δh_a^* , швидкісних коефіцієнтах φ і кутах виходу потоку із соплової решітки α_1 :

$$\frac{u_R}{u_A} = \sqrt{2} = 1,41.$$

Отже, при зроблених допущеннях реактивний конгруентний ступінь для спрацьовування того ж теплоперепаду, що й активний, повинен мати в 1,41 разу більшу колову швидкість на середньому діаметрі.

1.58. Надати повну класифікацію внутрішніх втрат у турбінному ступені. Що таке коефіцієнти втрат?

Відповідь. Внутрішні втрати в турбінному ступені прийнято поділяти на дві групи:

1) ті, що враховуються коловим ККД (так звані **колові втрати**), до яких відносять втрати в сопловій і робочій решітках, а також втрати кінетичної енергії з вихідною швидкістю (q_c , q_p , $q_{вих}$);

2) додаткові втрати, які виникають унаслідок конструктивних особливостей ступенів або специфічних умов їхньої роботи (так звані **камерні втрати**).

До останніх відносять втрати від витоків крізь ущільнення діафрагми; від перетікання крізь зазори облопачування; через тертя диска

і бандажа; через парціальне підведення; через вологість пари; через відхилення геометричних розмірів; вیاлові втрати при відносно великій довжині лопаток та ін.

Втрати можуть характеризуватися абсолютними значеннями q_i (Дж/кг) або відносними – у частках від наявного теплоперепаду ступеня, тобто **коефіцієнтами втрат**

$$\xi_i = \frac{q_i}{\Delta h_a^*}.$$

1.59. Що таке внутрішня робота турбінного ступеня?

Відповідь. Робота, що здійснюється в турбінному ступені одним кілограмом робочого тіла з урахуванням усіх внутрішніх втрат, називається **внутрішньою**:

$$l_i = l_u - \sum q_{\text{кам}},$$

де l_u – колова робота; $\sum q_{\text{кам}}$ – сума камерних втрат.

1.60. Що таке внутрішній ККД турбінного ступеня? Установити залежність внутрішнього ККД від коефіцієнтів камерних втрат.

Відповідь. Внутрішній ККД турбінного ступеня характеризує його економічність з урахуванням усіх внутрішніх втрат і являє собою відношення внутрішньої роботи до наявного теплоперепаду ступеня, тобто

$$\eta_i = \frac{l_i}{\Delta h_a^*}.$$

Зважаючи на те, що внутрішня робота $l_i = l_u - \sum q_{\text{кам}}$, встановлюємо таку залежність внутрішнього ККД від коефіцієнтів камерних втрат:

$$\eta_i = \frac{l_u - \sum q_{\text{кам}}}{\Delta h_a^*} = \eta_u - \sum \xi_{\text{кам}},$$

де η_u – коловий ККД ступеня; $\sum \xi_{\text{кам}}$ – сума коефіцієнтів камерних втрат.

1.61. Для яких ступенів є характерними втрати від витоків крізь ущільнення діафрагми? Як можна оцінити величину цих втрат?

Відповідь. Втрати від витоків крізь ущільнення діафрагми є харак-

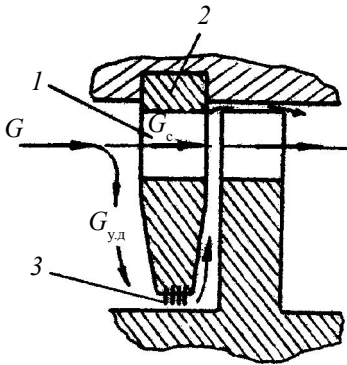


Рис. 1.11. Схема проміжного ступеня турбіни з дисковою конструкцією ротора:

1 – сопловий апарат; 2 – діафрагма;
3 – лабіринтове ущільнення

терними для проміжних ступенів багатоступінчастих турбін з дисковою конструкцією ротора (рис. 1.11). Соплові лопатки 1 таких ступенів установлюються в діафрагмі 2, яка в місці проходу вала забезпечується лабіринтовим ущільненням 3. З усієї кількості G робочого тіла, що проходить через ступінь, частина $G_{у.д}$ перетікає через це ущільнення і при змішанні в зазорі між сопловою та робочою решітками з основним потоком не має запасу кінетичної енергії, який є необхідним для одержання механічної роботи в робочих каналах. Тією ж кількістю кінетичної енергії, яку остаточно все-таки мають витoki $G_{у.д}$, звичайно нехтують і вважають, що ці витoki взагалі не генерують роботи в ступені.

За таких умов втрати від витоків крізь ущільнення діафрагми (на 1 кг робочого тіла)

$$q_{у.д} = \frac{G_{у.д}}{G} l_u,$$

а коефіцієнт втрат

$$\xi_{у.д} = \frac{q_{у.д}}{\Delta h_a^*} = \frac{G_{у.д}}{G} \eta_u.$$

1.62. Які конструктивні особливості ступеня визначають втрати від перетікання крізь зазори облопачування?

Відповідь. Оскільки між елементами корпусу та робочими лопатками є радіальний зазор величиною δ_r (рис. 1.12, а), то при русі потоку частина його проходить крізь цей зазор в осьовому напрямку, минаючи міжлопаткові канали і, отже, не генеруючи в ступені роботи. Величина

витоків залежить від міри реактивності на периферії, конструктивних і геометричних характеристик зазору та його ущільнення.

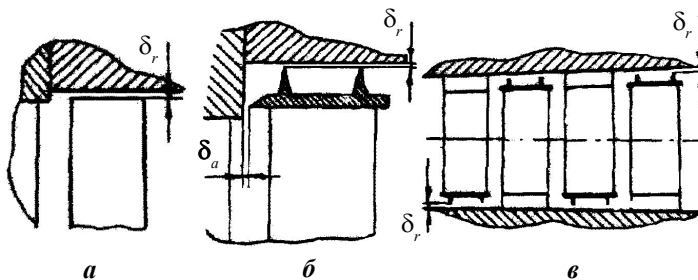


Рис. 1.12. Схеми ущільнення радіальних зазорів

На рис. 1.12,б показано схему ущільнення радіального зазору, яка передбачає використання обандажених робочих лопаток із двома ущільнювальними гребенями. Для зменшення витоків додатково організований осьовий зазор величиною δ_a .

У ступенях реактивних турбін з барабанною конструкцією ротора повинні враховуватися витки як між робочим вінцем і корпусом, так і між сопловою решіткою і ротором. Решітки лопаток таких турбін можуть бути виконані як з бандажами, оснащеними ущільнювальними гребенями (див. рис. 1.12,в), так і без бандажів.

1.63. Як визначаються втрати від витоків крізь зазори облопачування?

Відповідь. При дисковій конструкції ротора коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування може бути визначений за виразом

$$\xi_{\text{вит}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \cdot \eta_u,$$

де δ_e – еквівалентний зазор; $\lambda = D_{\text{cp}}/l_p$ – віяловість ступеня (відношення середнього діаметра до довжини робочих лопаток); l_c – довжина соплових лопаток; α_1 – кут виходу потоку із соплової решітки; ρ – міра реактивності на середньому діаметрі.

Еквівалентний зазор для ступеня без ущільнення (див. рис. 1.12,*а*)

$$\delta_e = 0,75\delta_r.$$

Еквівалентний зазор для ступеня з ущільненням (див. рис. 1.12,*б*)

$$\delta_e = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a\delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r\delta_r)^2}}}.$$

В останній формулі δ_a та δ_r – осьовий і радіальний зазори; μ_a та μ_r – коефіцієнти витрати, які можна брати: для осьового зазору $\mu_a = 0,5$, для радіальних зазорів (при відношенні зазору до товщини ущільнювального гребеня біля вершини $\delta_r/\Delta = 1 \dots 3$) $\mu_r = 0,75 \dots 0,80$; z – число ущільнювальних гребенів.

Для ступенів з барабанною конструкцією ротора (див. рис. 1.12,*в*) коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори

$$\xi_{\text{вит}} = \frac{2\delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{1 + \frac{1,8}{\lambda}} \cdot \eta_u,$$

де δ_e визначається за тими ж формулами, що і для ступенів з дисковим ротором.

1.64. Визначити коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування обандаженого ступеня з дисковим ротором, якщо відомі: довжина соплових лопаток $l_c = 0,059$ м, кут виходу потоку із соплових каналів $\alpha_1 = 12^\circ$, міра реактивності на середньому діаметрі $\rho = 0,3$, віяловість ступеня $\lambda = D_{\text{ср}}/l_p = 12$, коловий ККД ступеня $\eta_u = 0,89$. Ущільнення по бандажу має один осьовий зазор $\delta_a = 1,5$ мм.

Відповідь. Еквівалентний зазор для даного ступеня

$$\delta_e = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a\delta_a)^2}}} = \mu_a\delta_a = 0,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

де $\mu_a = 0,5$ – коефіцієнт витрати для осьового зазору.

Коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування

$$\xi_{\text{ВІТ}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \cdot \eta_u =$$

$$= \frac{\left(1 + \frac{1}{12}\right) \cdot 7,5 \cdot 10^{-4}}{0,059 \cdot \sin 12} \sqrt{0,3 + \frac{1,8}{12}} \cdot 0,89 = 0,0395.$$

1.65. Яким буде коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування, якщо за умов попереднього завдання на бандажі додатково виконати два радіальних ущільнювальних гребені з зазором $\delta_r = 1,0$ мм? Коефіцієнт витрати крізь радіальні зазори $\mu_r = 0,75$.

Відповідь. Еквівалентний зазор для даного ступеня

$$\delta_e = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(0,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3})^2} + \frac{2}{(0,75 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3})^2}}} =$$

$$= 4,33 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

де $z = 2$ – число ущільнювальних гребенів для радіального зазору.

Коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування

$$\xi_{\text{ВІТ}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \cdot \eta_u =$$

$$= \frac{\left(1 + \frac{1}{12}\right) \cdot 4,33 \cdot 10^{-4}}{0,059 \cdot \sin 12} \sqrt{0,3 + \frac{1,8}{12}} \cdot 0,89 = 0,0228.$$

1.66. Визначити коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування в реактивному ступені з барабанним ротором, якщо довжина соплових лопаток $l_c = 0,035$ м, кут виходу потоку із соплової решітки $\alpha_1 = 15^\circ$, віяловість ступеня $\lambda = 16$, коловий ККД $\eta_u = 0,90$. Лопатки не мають бандажа, радіальний зазор $\delta_r = 0,5$ мм.

Відповідь. Еквівалентний зазор для даного ступеня

$$\delta_e = 0,75 \delta_r = 0,75 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 3,75 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування

$$\xi_{\text{вит}} = \frac{2\delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{1 + \frac{1,8}{\lambda} \cdot \eta_u} = \frac{2 \cdot 3,75 \cdot 10^{-4}}{0,035 \cdot \sin 15} \sqrt{1 + \frac{1,8}{16} \cdot 0,90} = 0,0786.$$

1.67. На яку величину зменшиться коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування за умовами попереднього завдання і тим же радіальним зазором, якщо лопатки соплового апарата і робочої решітки оснастити бандажами з двома ущільнювальними гребенями?

Відповідь. Еквівалентний зазор для даного ступеня

$$\delta_e = \frac{1}{\sqrt{\frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}} = \frac{\mu_r \delta_r}{\sqrt{z}} = \frac{0,75 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2}} = 2,65 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Коефіцієнт втрат від витоків крізь зазори облопачування

$$\xi_{\text{вит}} = \frac{2\delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{1 + \frac{1,8}{\lambda} \cdot \eta_u} = \frac{2 \cdot 2,65 \cdot 10^{-4}}{0,035 \cdot \sin 15} \sqrt{1 + \frac{1,8}{16} \cdot 0,90} = 0,0555.$$

Коефіцієнт втрат, у порівнянні зі ступенем з попереднього завдання, зменшиться на

$$\Delta \xi_{\text{вит}} = 0,0786 - 0,0555 = 0,0231.$$

1.68. Що є основним чинником, який визначає втрати від витоків крізь зазори облопачування в умовах конкретного ступеня?

Відповідь. Основним чинником, який визначає втрати від витоків крізь зазори облопачування в турбінному ступені, є відносний зазор δ_e/l_c (відношення еквівалентного зазору до довжини соплових лопаток).

У дійсності ж, унаслідок обмежень абсолютної величини зазорів конструктивними можливостями щодо забезпечення надійності турбінного агрегату, відносні зазори і, отже, втрати від витоків залежать у першу чергу від довжини лопаток. Чим більша довжина лопаток ступеня, тим меншими можуть бути втрати від витоків крізь зазори облопачування.

1.69. У чому виявляється двоякий вплив радіальних зазорів у ступенях з необбандаженими лопатками? Яке призначення бандажа?

Відповідь. Наявність радіальних зазорів у ступенях з необбандаженими лопатками призводить до перетікання робочого тіла двох видів (рис. 1.13):

в осьовому напрямку – під дією різниці тисків перед і за решіткою лопаток (ці втрати відносять до камерних; їх величина зростає разом з мірою реактивності ступеня);

у коловому напрямку – з коритця на спинку лопатки внаслідок різниці тисків на цих поверхнях (ці втрати відносять до колових; їх величина більша в решітках з активним профілем лопаток).

Застосування бандажа виключає другий вид перетікання та усуває пов'язані з ним втрати в решітці. Крім того, розміщення на бандажі додаткових ущільнювальних гребенів дозволяє одночасно знизити і втрати від перетікання в осьовому напрямку.

Таким чином, найефективнішим є застосування бандажа в робочих решітках активних ступенів з невеликою довжиною лопаток (у багатоступінчастих турбінах це решітки перших ступенів).

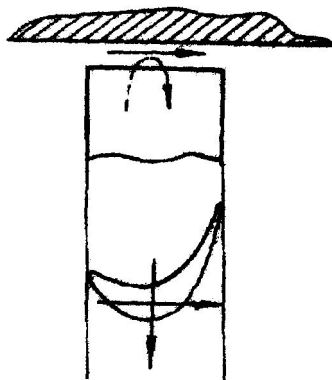


Рис. 1.13. Схема перетікання газу крізь радіальний зазор необбандажених робочих лопаток

Застосування бандажа в реактивних ступенях дозволяє підвищити економічність головним чином за рахунок зменшення витоків в осьовому напрямку, для чого бандаж забезпечується двома-трьома ущільнювальними гребенями.

1.70. Від яких основних параметрів залежить потужність, яка витрачається на подолання тертя диска і бандажа?

Відповідь. Функціональну залежність для потужності тертя диска і бандажа в загальному вигляді можна подати як

$$N_{\text{тр}} = f(D_{\text{ср}}, l_p, u, b_b, \rho_{\text{ср}}),$$

де $D_{\text{ср}}$ – середній діаметр ступеня; l_p – довжина робочих лопаток; u – колова швидкість на середньому діаметрі; b_b – ширина бандажа; $\rho_{\text{ср}}$ – середня густина потоку в робочій решітці.

1.71. Як можна визначити величину втрат через тертя диска в турбінному ступені з повним підведенням робочого тіла по окружності соплового апарата?

Відповідь. Коефіцієнт втрат через тертя диска при повному підведенні робочого тіла (міра парціальності $\varepsilon = 1$)

$$\xi_{\text{тр}}^{\varepsilon=1} = \frac{q_{\text{тр}}}{\Delta h_a^*}.$$

Абсолютна величина втрат через тертя диска, яка входить до цієї формули, може бути визначена як

$$q_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тр}}}{G},$$

де $N_{\text{тр}}$ – потужність, що витрачається на подолання тертя диска; G – витрата робочого тіла через ступінь.

Скористаємося для розрахунку потужності тертя наступною формулою:

$$N_{\text{тр}} = \beta_{\text{тр}} D_{\text{ср}}^2 \left(\frac{u}{100} \right)^3 \rho_{\text{ср}},$$

де $\beta_{\text{тр}}$ – деякий емпіричний коефіцієнт; $D_{\text{ср}}$ – середній діаметр ступеня; u – колова швидкість на середньому діаметрі; $\rho_{\text{ср}} = 0,5(\rho_1 + \rho_2)$ –

середнє значення густини потоку в робочій решітці; ρ_1 та ρ_2 – густина потоку до і після робочої решітки.

Витрата робочого тіла з рівняння нерозривності

$$G = \rho_1 \pi D_{\text{cp}} l_c c_1 \sin \alpha_1,$$

де l_c – довжина соплових лопаток; c_1 та α_1 – швидкість і кут виходу потоку із соплових каналів.

З огляду на те, що наявний тепловперепад ступеня $\Delta h_a^* = c_{\text{ад}}^2 / 2$, а швидкість виходу потоку із соплових каналів $c_1 = \varphi c_{\text{ад}} \sqrt{1 - \rho} \approx c_{\text{ад}} \sqrt{1 - \rho}$, маємо після перетворень

$$\xi_{\text{тр}}^{\varepsilon=1} = K_{\text{т}} \frac{D_{\text{cp}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)^3,$$

де $K_{\text{т}} = (0,58 \dots 1,15) \cdot 10^{-3}$ – емпіричний коефіцієнт, який залежить від конструктивного оформлення ступеня; ρ – міра реактивності ступеня.

Для активних ступенів з невеликою мірою реактивності $\sqrt{1 - \rho} \approx 1,0$ та $\rho_{\text{cp}} / \rho_1 \approx 1,0$. Тоді

$$\xi_{\text{тр}}^{\varepsilon=1} = K_{\text{т}} \frac{D_{\text{cp}}}{l_c \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)^3.$$

1.72. Визначити коефіцієнт втрат через тертя диска, якщо відомі: наявний тепловперепад ступеня $\Delta h_a^* = 110$ кДж/кг, міра реактивності на середньому діаметрі $\rho = 0,05$, колова швидкість на середньому діаметрі $u = 226$ м/с, довжина соплових лопаток $l_c = 0,03$ м, кут виходу потоку із соплових каналів $\alpha_1 = 14^\circ$, середній діаметр ступеня $D_{\text{cp}} = 0,56$ м. Впуск повний (міра парціальності $\varepsilon = 1$).

Відповідь. Теоретична швидкість, що відповідає наявному тепловперепаду ступеня,

$$c_{\text{ад}} = \sqrt{2 \Delta h_a^*} = \sqrt{2 \cdot 110000} = 469 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт втрат через тертя диска (нехтуючи зміною густини)

$$\xi_{\text{тр}}^{\varepsilon=1} = K_{\text{т}} \frac{D_{\text{ср}}}{l_{\text{с}} \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)^3 =$$

$$= 0,6 \cdot 10^{-3} \frac{0,56}{0,03 \cdot \sin 14 \cdot \sqrt{1-0,05}} \left(\frac{226}{469} \right)^3 = 0,0053,$$

де $K_{\text{т}} = 0,6 \cdot 10^{-3}$ – прийняте значення емпіричного коефіцієнта.

1.73. Як і чому змінюються втрати через тертя диска при зменшенні довжини соплових лопаток $l_{\text{с}}$?

Відповідь. Як впливає з виразу

$$\xi_{\text{тр}}^{\varepsilon=1} = K_{\text{т}} \frac{D_{\text{ср}}}{l_{\text{с}} \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)^3,$$

за інших рівних умов зі зменшенням довжини соплових лопаток $l_{\text{с}}$ коефіцієнт втрат через тертя диска зростає. Це є результатом того, що за приблизно тієї ж потужності тертя меншій довжині лопаток відповідають менші витрати робочого тіла і, отже, абсолютні втрати в розрахунку на 1 кг робочого тіла $q_{\text{тр}}$ та коефіцієнт втрат $\xi_{\text{тр}}^{\varepsilon=1}$ будуть більшими.

1.74. Який зв'язок існує між коефіцієнтами втрат через тертя диска в турбінних ступенях з повним і частковим підведенням робочого тіла по окружності соплового апарата?

Відповідь. Для турбінного ступеня з повним підведенням коефіцієнт втрат через тертя диска може бути визначений за формулою

$$\xi_{\text{тр}}^{\varepsilon=1} = K_{\text{т}} \frac{D_{\text{ср}}}{l_{\text{с}} \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)^3.$$

У парціальних ступенях, тобто в ступенях, у яких робоче тіло підводиться не до всієї окружності соплового апарата, виникають додаткові

втрати через тертя диска $\Delta\xi_{\text{тр}}$. Тому для таких ступенів коефіцієнт втрат

$$\xi_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}}^{\varepsilon=1} + \Delta\xi_{\text{тр}}.$$

Величина додаткових втрат розраховується як

$$\Delta\xi_{\text{тр}} = K_{\text{т}} \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \frac{D_{\text{ср}}}{l_{\text{с}} \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)^3,$$

де ε – міра парціальності турбінного ступеня.

1.75. Від яких основних параметрів залежить потужність вентиляції в парціальних турбінних ступенях?

Відповідь. Функціональну залежність для потужності вентиляції в парціальних турбінних ступенях у загальному вигляді можна подати як

$$N_{\text{в}} = f(D_{\text{ср}}, l_{\text{р}}, u, \rho_{\text{ср}}, \varepsilon),$$

де $D_{\text{ср}}$ – середній діаметр ступеня; $l_{\text{р}}$ – довжина робочих лопаток; u – колова швидкість на середньому діаметрі; $\rho_{\text{ср}}$ – середня густина потоку в робочій решітці; ε – міра парціальності ступеня.

1.76. Одержати розрахункову залежність для коефіцієнта вентиляційних втрат.

Відповідь. Коефіцієнт вентиляційних втрат

$$\xi_{\text{в}} = \frac{q_{\text{в}}}{\Delta h_{\text{а}}^*}.$$

Абсолютна величина вентиляційних втрат, яка входить до цієї формули, може бути визначена як

$$q_{\text{в}} = \frac{N_{\text{в}}}{G},$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність, що витрачається на вентиляцію; G – витрата робочого тіла через ступінь.

Скористаємося для розрахунку потужності вентиляції наступною формулою:

$$N_B = \beta_B D_{cp} l_p \left(\frac{u}{100} \right)^3 \rho_{cp} (1 - \varepsilon),$$

де β_B – деякий емпіричний коефіцієнт; D_{cp} – середній діаметр ступеня; u – колова швидкість на середньому діаметрі; $\rho_{cp} = 0,5(\rho_1 + \rho_2)$ – середнє значення густини потоку в робочій решітці; ρ_1 та ρ_2 – густина потоку до і після робочої решітки; ε – міра парціальності.

Оскільки для парціальних ступенів характерні невеликі міри реактивності, вважаємо, що $\rho_{cp} = \rho_1$, і після ряду перетворень

$$\xi_B = \frac{k_B}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \frac{l_p}{l_c} \left(\frac{u}{c_{ад}} \right)^3,$$

де k_B – коефіцієнт вентиляційних втрат, який можна брати в межах $(2,4 \dots 6,2) \cdot 10^{-2}$.

1.77. Визначити коефіцієнт вентиляційних втрат у ступені, якщо відомі: наявний теплоперепад $\Delta h_a^* = 115$ кДж/кг, колова швидкість на середньому діаметрі $u = 250$ м/с, кут виходу потоку із соплових каналів $\alpha_1 = 14^\circ$. Впуск є парціальним (міра парціальності $\varepsilon = 0,30$). Відношення довжин робочих і соплових лопаток $l_p/l_c = 1,15$, коефіцієнт вентиляційних втрат $k_B = 0,034$.

Відповідь. Теоретична швидкість, що відповідає наявному теплоперепаду ступеня,

$$c_{ад} = \sqrt{2\Delta h_a^*} = \sqrt{2 \cdot 115000} = 480 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт вентиляційних втрат

$$\xi_B = \frac{k_B}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \frac{l_p}{l_c} \left(\frac{u}{c_{ад}} \right)^3 = \frac{0,034}{\sin 14} \cdot \frac{1 - 0,3}{0,3} \cdot 1,15 \cdot \left(\frac{250}{480} \right)^3 = 0,0533.$$

1.78. У чому сутність крайових втрат?

Відповідь. Крайові втрати властиві ступеням з парціальним підведенням робочого тіла. Вони обумовлені явищами, що виникають на краях дуги впуску, і включають у себе:

втрати від часткового заповнювання каналів робочої решітки при вході і виході з цієї дуги, а також від розмивання потоку і додаткових вихрів на його границях;

втрати на "вибивання" з робочих каналів при їхньому вході в активну дугу інертного середовища і надавання йому прискорення;

втрати через підсмоктування робочого тіла з прикореневого осьового зазору між сопловою і робочою решітками та витоків у зазор у колово напрямку.

1.79. Як визначаються крайові втрати?

Відповідь. Найбільш розповсюджена формула для визначення коефіцієнта крайових втрат при мірі парціальності ступеня $\varepsilon > 0,3$ має вигляд

$$\xi_{\text{кр}} = 0,25 \frac{B_p l_p}{F_c} \frac{u}{c_{\text{ад}}} i \eta_u = 0,25 \frac{B_p}{\varepsilon \pi D_{\text{ср}} \sin \alpha_1} \frac{l_p}{l_c} \frac{u}{c_{\text{ад}}} i \eta_u,$$

де B_p та l_p – осьова ширина і довжина лопаток робочої решітки; $F_c = \varepsilon \pi D_{\text{ср}} l_c \sin \alpha_1$ – вихідна площа соплового апарата; l_c – довжина соплових лопаток; $D_{\text{ср}}$ – середній діаметр ступеня; α_1 – кут виходу потоку із соплових каналів; u – колова швидкість на середньому діаметрі; $c_{\text{ад}}$ – теоретична швидкість витікання із соплових каналів; i – число дуг впуску; η_u – коловий ККД.

Для ступеня з повним підведенням число дуг впуску $i = 0$ і крайові втрати $\xi_{\text{кр}} = 0$.

При мірі парціальності $\varepsilon = 0,02 \dots 0,30$ для розрахунку коефіцієнта крайових втрат може бути використана формула

$$\xi_{\text{кр}} = k_{\text{кр}} \frac{B_p}{D_{\text{ср}} \sin \alpha_1} \frac{u}{c_{\text{ад}}},$$

де

$$k_{\text{кр}} = \frac{A}{\varepsilon} + \frac{B}{\varepsilon + C} + D.$$

Дослідні коефіцієнти, що входять у рівняння: при $\varepsilon \leq 0,1$ – $A = 0,00965$; $B = 0,229$; $C = 0,0143$; $D = -0,555$; при $\varepsilon \leq 0,1$ – $A = 0,0221$; $B = 1,455$; $C = 0,532$; $D = -0,973$.

1.80. Визначити коефіцієнт крайових втрат у ступені, якщо відомі: наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^* = 112$ кДж/кг, колова швидкість на середньому діаметрі $u = 230$ м/с, кут виходу потоку із соплових каналів $\alpha_1 = 14^\circ$, середній діаметр ступеня $D_{\text{ср}} = 0,55$ м. Впуск парціальний (міра парціальності $\varepsilon = 0,35$; одна дуга $i = 1$). Відношення довжин робочих і соплових лопаток $l_p/l_c = 1,15$, осьовий розмір робочої решітки $B_p = 0,025$ м, коловий ККД ступеня $\eta_u = 0,9$.

Відповідь. Теоретична швидкість, що відповідає наявному теплоперепаді ступеня,

$$c_{\text{ад}} = \sqrt{2\Delta h_a^*} = \sqrt{2 \cdot 112000} = 473 \text{ м/с}.$$

Оскільки $\varepsilon > 0,3$, то використовуємо наступну формулу для визначення крайових втрат:

$$\begin{aligned} \xi_{\text{кр}} &= 0,25 \frac{B_p}{\varepsilon \pi D_{\text{ср}} \sin \alpha_1} \frac{l_p}{l_c} \frac{u}{c_{\text{ад}}} i \eta_u = \\ &= 0,25 \cdot \frac{0,025}{0,35 \cdot 3,14 \cdot 0,55 \cdot \sin 14} \cdot 1,15 \cdot \frac{230}{473} \cdot 1 \cdot 0,9 = 0,0215. \end{aligned}$$

1.81. Як визначити втрати від вологості пари?

Відповідь. Для визначення коефіцієнта втрат від вологості пари в ступенях парових турбін рекомендується формула

$$\xi_{\text{вол}} = 2 \frac{u}{c_{\text{ад}}} [0,9(1 - x_0) + 0,35(x_0 - x_2)],$$

де x_0 та x_2 – міри сухості пари перед і за ступенем.

1.82. Як можна приблизно оцінити вплив вологості пари на ККД турбінного ступеня?

Відповідь. Якщо у формулі для визначення коефіцієнта втрат від вологості пари (див. завдання 1.81) знехтувати правою частиною вмісту квадратних дужок і вважати, що в середньому $u/c_{ад} = 0,6$, то $\xi_{вол} \approx 1 - x_0$.

Оскільки $(1 - x_0)$ – це вологість пари, то можна вважати, що кожен відсоток вологості пари перед ступенем погіршує його ККД на один відсоток.

1.83. Які втрати в турбінному ступені пов'язані з парціальним підведенням робочого тіла?

Відповідь. Втрати від парціального підведення включають у себе (див. завдання 1.76, 1.79 та 1.74):

- а) вентиляційні втрати;
- б) крайові втрати;
- в) додаткові втрати через тертя диска,

тобто

$$\xi_{\varepsilon} = \xi_v + \xi_{кр} + \Delta\xi_{тр}.$$

1.84. Зобразити залежність внутрішнього ККД від відношення швидкостей $u/c_{ад}$ для турбінних ступенів з повним і парціальним підведенням.

Відповідь. На рис. 1.14 наведено залежності від відношення швидкостей $u/c_{ад}$: 1 – внутрішнього ККД ступеня з повним підведенням робочого тіла; 2 – внутрішнього ККД з парціальним підведенням; 3 – сумарного коефіцієнта втрат від парціального підведення.

Ординати кривої 2 являють собою різницю ординат кривих 1 та 3, оскільки $\eta_i = \eta_i^{\varepsilon=1} - \xi_{\varepsilon}$.

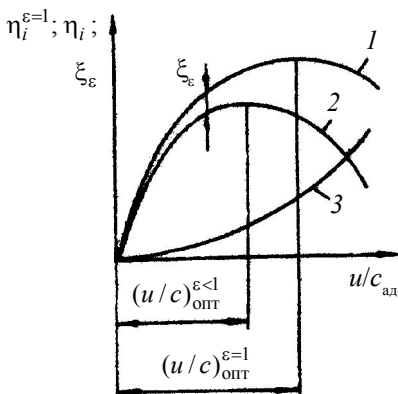


Рис. 1.14. Вплив парціального підведення на оптимальне значення швидкісної характеристики

1.86. Як визначити внутрішню потужність турбінного ступеня?

Відповідь. Якщо робоче тіло в турбінному ступені генерує внутрішню роботу l_i , то, помноживши цю роботу на витрату G , одержимо секундну роботу всього робочого тіла, яке проходить через ступінь, тобто внутрішню потужність ступеня:

$$N_i = G l_i = G \Delta h_a^* \eta_i,$$

де Δh_a^* – наявний теплоперепад ступеня; η_i – його внутрішній ККД.

1.87. Якою має бути витрата газу через ступінь, щоб при наявному теплоперепаді $\Delta h_a^* = 120$ кДж/кг і внутрішньому ККД $\eta_i = 0,88$ внутрішня потужність N_i становила 2050 кВт?

Відповідь. Витрата газу через ступінь має бути

$$G = \frac{N_i}{\Delta h_a^* \eta_i} = \frac{2050}{120 \cdot 0,88} = 19,4 \text{ кг/с.}$$

1.88. Визначити внутрішню потужність ступеня, якщо витрата газу $G = 15$ кг/с, внутрішній ККД ступеня $\eta_i = 0,87$, параметри газу перед ступенем: $p_0 = 0,6$ МПа та $T_0 = 1150$ К, швидкість потоку на вході в ступінь $c_0 = 65$ м/с, тиск газу за ступенем $p_2 = 0,43$ МПа. Показник ізоентропи $k = 1,33$, газова стала $R = 287$ Дж/(кг·К).

Відповідь. Наявний теплоперепад турбінного ступеня

$$\begin{aligned} \Delta h_a^* &= \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \frac{c_0^2}{2} = \\ &= \frac{1,33}{1,33-1} \cdot 287 \cdot 1150 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,43}{0,6} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \right] + \frac{65^2}{2} = 107645 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

Внутрішня потужність ступеня

$$N_i = G \Delta h_a^* \eta_i = 15 \cdot 107645 \cdot 0,87 = 1,405 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

1.89. Зобразити трикутники швидкостей двовінцевого активного ступеня. Указати характерні співвідношення елементів трикутників швидкостей.

Відповідь. Трикутники швидкостей двовінцевого активного ступеня зображені на рис. 1.16. Верхня пара трикутників відноситься до першого робочого вінця, нижня пара – до другого. Індекси відповідають позначенням характерних перерізів, які показані ліворуч на схемі проточної частини ступеня.

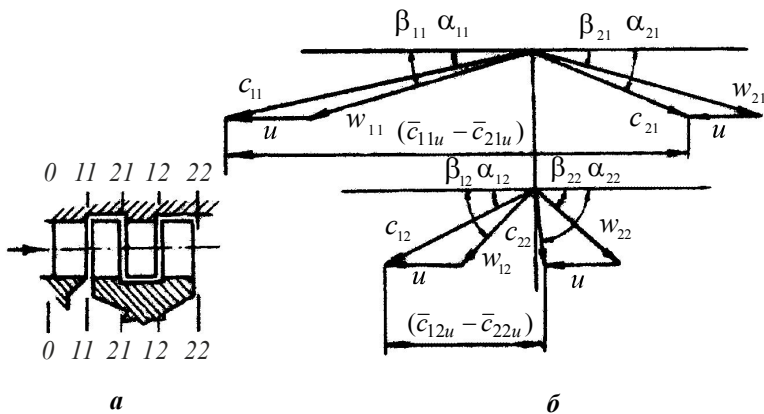


Рис. 1.16. Схема (а) і трикутники швидкостей (б) двовінцевого турбінного ступеня

Характерні співвідношення елементів трикутників швидкостей:

$$w_{21} \approx w_{11} \text{ та } \beta_{21} \approx \beta_{11}; \quad c_{12} \approx c_{21} \text{ та } \alpha_{12} \approx \alpha_{21}; \quad w_{22} \approx w_{12} \text{ та } \beta_{22} \approx \beta_{12}.$$

1.90. Чому дорівнює оптимальне значення швидкісної характеристики двовінцевого активного ступеня?

Відповідь. Оптимальне значення швидкісної характеристики двовінцевого активного ($\rho = 0$) ступеня визначається виразом

$$v_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_{11}}{4},$$

де α_{11} – кут виходу потоку із соплових каналів.

Оскільки міра реактивності $\rho = 0$, то $\Delta h_{ac}^* = \Delta h_a^*$ і, отже, швидкість виходу потоку із соплових каналів $c_{11} = \varphi \sqrt{2\Delta h_a^*} = \varphi c_{ад}$, а відношення швидкостей має вигляд

$$\frac{u}{c_{ад}} = \varphi \left(\frac{u}{c_{11}} \right) = \varphi v_1.$$

Виходячи з цього, оптимальне відношення швидкостей $(u/c_{ад})_{опт} = \varphi v_{1опт}$, або

$$\left(\frac{u}{c_{ад}} \right)_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_{11}}{4}.$$

За наявності деякої реактивності в ступені оптимальні значення $v_{1опт}$ та $(u/c_{ад})_{опт}$ трохи підвищуються. У ступенях же з неповним впуском через втрати від парціальності оптимальні значення характеристик знижуються, як і в одновінцевих ступенях.

1.91. Зобразити залежність колового ККД від відношення $u/c_{ад}$ для одновінцевих і двовінцевого активного ступенів.

Відповідь. Поєднані графіки залежностей $\eta_u = f(u/c_{ад})$ для двовінцевого активного та одновінцевих ступенів зображені на рис. 1.17. На відміну від залежностей $\eta_u = f(v_1)$ (див. рис. 1.10) наведені тут криві характеризуються тим, що однаковим значенням $u/c_{ад}$ при однакових швидкостях відповідають і однакові наявні теплоперпади ступенів.

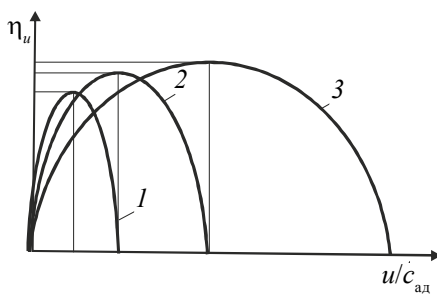


Рис. 1.17. Залежності колового ККД турбінного ступеня від характеристики $u/c_{ад}$:

1 – двовінцевий ступінь ($\rho = 0$); 2 – активний одновінцевий ступінь ($\rho = 0$); 3 – реактивний конгруентний одновінцевий ступінь ($\rho = 0,5$)

1.92. Визначити оптимальне значення швидкісної характеристики двовінцевого активного ступеня при швидкісному коефіцієнті соплової решітки $\varphi = 0,97$ і куті виходу потоку із соплових каналів $\alpha_{11} = 14^\circ$.

Відповідь. Оптимальне значення швидкісної характеристики турбінного ступеня

$$v_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_{11}}{4} = \frac{\cos 14}{4} = 0,243.$$

Оптимальне значення співвідношення швидкостей

$$\left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)_{\text{опт}} = \varphi v_{\text{опт}} = 0,97 \cdot 0,243 = 0,235.$$

1.93. Визначити колову швидкість двовінцевого активного ступеня, при якій коловий ККД буде максимальним, якщо наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^* = 180$ кДж/кг, кут виходу потоку із соплових каналів $\alpha_{11} = 13^\circ$, швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,96$.

Відповідь. З умови забезпечення максимального значення колового ККД турбінного ступеня і, отже, його оптимальної швидкісної характеристики маємо

$$u = c_{\text{ад}} \cdot \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)_{\text{опт}} = \sqrt{2\Delta h_a^*} \cdot \frac{\varphi \cos \alpha_{11}}{4} = \sqrt{2 \cdot 180000} \cdot \frac{0,96 \cdot \cos 13}{4} = 140 \text{ м/с}.$$

1.94. Визначити наявний теплоперепад, який перероблюється у двовінцевому активному ступені при максимальному коловому ККД.

Відповідь. Максимальне значення колового ККД досягається при оптимальній швидкісній характеристиці. Отже, умова для визначення перероблюваного при цьому в ступені наявного теплоперепаді запишеться у вигляді

$$\left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_{11}}{4}.$$

Теоретична швидкість витікання із соплової решітки $c_{ад} = \sqrt{2\Delta h_a^*}$. Після підстановки і перетворення наведеної вище умови одержимо для двовінцевого ступеня

$$\Delta h_{aA2}^* = \frac{u^2}{2\left(\frac{u}{c_{ад}}\right)_{опт}^2} = \frac{8u^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_{11}}.$$

1.95. Порівняти наявний теплоперепад двовінцевого ступеня з теплоперепадами одновінцевого активного та одновінцевого реактивного конгруентного ступенів при однакових колових швидкостях і максимальних ККД.

Відповідь. Як випливає із завдання 1.56, наявний теплоперепад, що перероблюється в одновінцевому активному ступені при максимальному коловому ККД,

$$\Delta h_{aA}^* = \frac{2u^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}.$$

Для тих же умов наявний теплоперепад одновінцевого реактивного конгруентного ступеня

$$\Delta h_{aR}^* = \frac{u^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}.$$

З попереднього завдання для двовінцевого активного ступеня маємо

$$\Delta h_{aA2}^* = \frac{8u^2}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_{11}}.$$

Зіставимо теплоперепади ступенів, вважаючи однаковими значення колових швидкостей u , швидкісних коефіцієнтів соплової решітки φ та

кутів виходу потоку з неї α_1 :

$$\frac{\Delta h_{aA2}^*}{\Delta h_{aA}^*} = 4 \quad \text{та} \quad \frac{\Delta h_{aA2}^*}{\Delta h_{aR}^*} = 8.$$

Отже, за прийнятих умов порівняння двовінцевий ступінь може переробити теплоперепад у чотири рази більший, ніж одновінцевий активний ступінь, і у вісім разів більший, ніж одновінцевий реактивний конгруентний ступінь.

1.96. Порівняти колову швидкість двовінцевого ступеня з коловими швидкостями одновінцевого активного та одновінцевого реактивного конгруентного ступенів при однакових наявних теплоперепадах і максимальних ККД.

Відповідь. Колова швидкість, яка забезпечує максимальне значення колового ККД двовінцевого активного ступеня, з використанням результатів завдання 1.94, може бути визначена як

$$u_{A2} = \varphi \cos \alpha_{11} \sqrt{\frac{\Delta h_a^*}{8}}.$$

У ході розв'язання завдання 1.57 були знайдені такі залежності для колових швидкостей одновінцевих активного і реактивного конгруентного ступенів, розглянутих для тих же умов:

$$u_A = \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{\Delta h_a^*}{2}} \quad \text{та} \quad u_R = \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{\Delta h_a^*}.$$

Зіставляючи колові швидкості при однакових наявних теплоперепадах Δh_a^* , однакових швидкісних коефіцієнтах соплової решітки φ і кутах виходу потоку з неї α_1 , одержуємо

$$\frac{u_A}{u_{A2}} = 2 \quad \text{та} \quad \frac{u_R}{u_{A2}} = \sqrt{8} = 2,83.$$

Таким чином, за прийнятих умов порівняння активний одновінцевий ступінь повинен мати колову швидкість у два рази, а реактивний — у 2,83 рази більшу, ніж двовінцевий.

1.97. Як визначити колову роботу двовінцевого активного ступеня?

Відповідь. Колову роботу двовінцевого ступеня можна визначити як суму колових робіт обох робочих вінців (див. рис. 1.16), а саме:

$$\begin{aligned} l_u &= l_{u1} + l_{u2} = u(\bar{c}_{11u} - \bar{c}_{21u}) + u(\bar{c}_{12u} - \bar{c}_{22u}) = \\ &= u(c_{11} \cos \alpha_{11} + c_{21} \cos \alpha_{21}) + u(c_{12} \cos \alpha_{12} + c_{22} \cos \alpha_{22}). \end{aligned}$$

1.98. Як перетворюються формули для розрахунку втрат від парціальності для двовінцевого активного ступеня?

Відповідь. У двовінцевому ступені у зв'язку з додаванням ще одного обертового вінця лопаток вентиляційні та крайові втрати збільшуються. Це може бути враховано підстановкою:

для вентиляційних втрат у розрахунковій формулі (див. завдання 1.76) замість l_p використовувати суму довжин робочих лопаток обох вінців $\sum l_p$:

$$\xi_v = \frac{k_v}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \frac{\sum l_p}{l_c} \left(\frac{u}{c_{ад}} \right)^3;$$

для крайових втрат при мірі парціальності $\varepsilon > 0,3$ у розрахунковій формулі (див. завдання 1.79) замість добутку $B_p l_p$ використовувати суму добутків для обох робочих вінців $\sum B_p l_p$:

$$\xi_{кр} = 0,25 \frac{\sum B_p l_p}{\varepsilon \pi D_{cp} l_c \sin \alpha_1} \frac{u}{c_{ад}} i \eta_u;$$

для крайових втрат при мірі парціальності $\varepsilon = 0,02 \dots 0,30$ у розрахунковій формулі (див. завдання 1.79) коефіцієнт $k_{кр}$ варто помножити на $1,20 \dots 1,37$:

$$\xi_{кр} = k_{кр} \frac{B_p}{D_{cp} \sin \alpha_1} \frac{u}{c_{ад}},$$

де

$$k_{кр} = (1,20 \dots 1,37) \left(\frac{A}{\varepsilon} + \frac{B}{\varepsilon + C} + D \right).$$

1.99. Зобразити на h - s -діаграмі процес зміни стану робочого тіла у двовінцевому ступені при мірі реактивності $\rho = 0$. Показати, як визначаються втрати в решітках турбінного ступеня.

Відповідь. Процес зміни параметрів на h - s -діаграмі для двовінцевого ступеня з мірою реактивності $\rho = 0$ наведений на рис. 1.18.

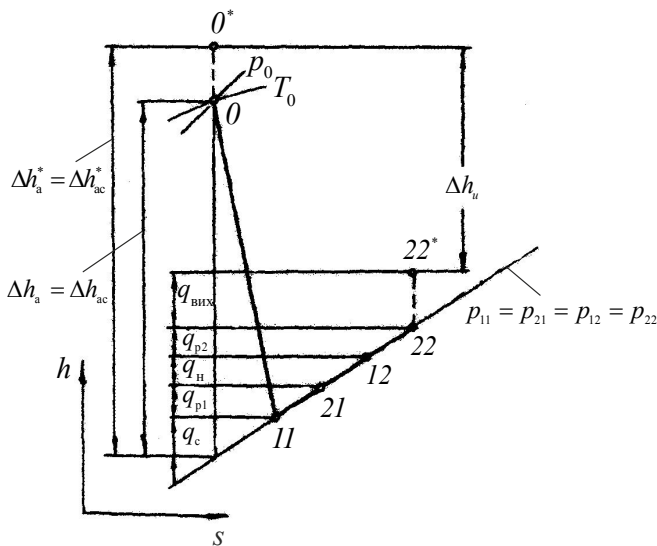


Рис. 1.18. Процес зміни стану робочого тіла у двовінцевому ступені ($\rho = 0$)

Втрати енергії, зазначені на діаграмі: $q_c = (1 - \varphi^2) c_{11r}^2 / 2$ – втрати в сопловій решітці; $q_{p1} = (1 - \psi_1^2) w_{11}^2 / 2$ – втрати в першому робочому вінці; $q_{p2} = (1 - \psi_2^2) w_{12}^2 / 2$ – втрати у другому робочому вінці; $q_n = (1 - \psi_n^2) c_{21}^2 / 2$ – втрати в напрямному апараті; $q_{вих} = c_{22}^2 / 2$ – втрати з вихідною швидкістю.

1.100. Зобразити на h - s -діаграмі процес зміни параметрів у двовінцевому ступені за наявності реактивності в обох робочих вінцях. Показати, як визначаються втрати в решітках турбінного ступеня.

Відповідь. Фрагмент процесу зображений на рис. 1.19, *а*. Тут Δh_{ap1} та Δh_{ap2} – ізоентропійні теплоперепади в першому і другому робочих вінцях; $q_c = (1 - \varphi^2) c_{11t}^2 / 2$ – втрати енергії в сопловій решітці; $q_{p1} = (1 - \psi_1^2)(\Delta h_{ap1} + w_{11}^2 / 2)$ та $q_{p2} = (1 - \psi_2^2)(\Delta h_{ap2} + w_{12}^2 / 2)$ – втрати в робочих вінцях; $q_n = (1 - \psi_n^2) c_{21}^2 / 2$ – втрати в напрямному апараті; $q_{вих} = c_{22}^2 / 2$ – втрати з вихідною швидкістю.

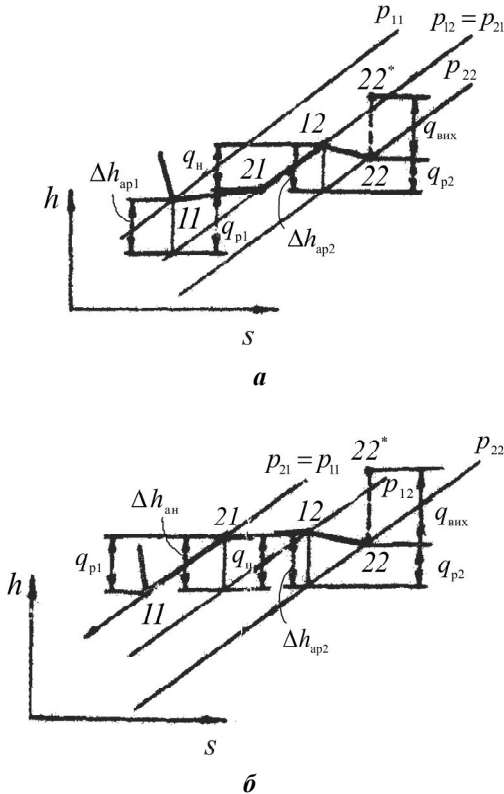


Рис. 1.19. Фрагменти процесу в двовінцевому ступені за наявності в ньому реактивності:

а – в обох робочих вінцях; *б* – у напрямному апараті і другому робочому вінці

1.101. Зобразити на h - s -діаграмі процес зміни параметрів у двовінцевому ступені за наявності реактивності в напрямному апараті і другому робочому вінці. Показати, як визначаються втрати в решітках у цьому випадку.

Відповідь. Фрагмент процесу зображений на рис. 1.19,б. Тут $\Delta h_{\text{ан}}$ та Δh_{ap2} – ізоентропійні теплоперепади в напрямному апараті і другому робочому вінці; $q_c = (1 - \varphi^2) c_{11r}^2 / 2$ – втрати енергії в сопловій решітці; $q_{p1} = (1 - \psi_1^2) w_{11}^2 / 2$ та $q_{p2} = (1 - \psi_2^2) (\Delta h_{\text{ap2}} + w_{12}^2 / 2)$ – втрати в робочих вінцях; $q_n = (1 - \psi_n^2) (\Delta h_{\text{ан}} + c_{21}^2 / 2)$ – втрати в напрямному апараті; $q_{\text{вих}} = c_{22}^2 / 2$ – втрати з вихідною швидкістю.

1.102. Які причини виникнення віялових втрат у турбінному ступені?

Відповідь. Віялові втрати в турбінному ступені виникають з таких причин:

а) невідповідність геометричного входного кута профілю лопаток робочої решітки, обраного з умови течії на середньому діаметрі ступеня, дійсним кутам натікання потоку у всіх інших перерізах; це викликано зміною по довжині лопаток колової швидкості і параметрів робочого тіла, головним чином у зазорі між сопловою і робочою решітками;

б) відхилення від оптимального значення відносного кроку решіток у кореневій і периферійній областях унаслідок зміни по радіусу абсолютного кроку;

в) радіальні перетікання робочого тіла, які призводять до скривлення ліній струму;

г) невідповідність профілів характеру робочого процесу на різних радіусах.

1.103. Від якого фактора істотно залежать віялові втрати?

Відповідь. Віялові втрати істотно залежать від відношення $\lambda = D_{\text{cp}} / l_p$, де D_{cp} – середній діаметр ступеня; l_p – довжина робочих лопаток. Чим менше λ , тобто чим довші лопатки, тим віялові втрати більші, і навпаки. При $\lambda > 10 \dots 12$ (залежно від типу ступеня) віялові втрати є незначними і ними можна знехтувати.

1.104. Яким чином можна домогтися зниження віялових втрат?

Відповідь. Віялові втрати можуть бути істотно знижені, а деякі з них і зовсім виключені, якщо лопатки виконати зі змінним уздовж радіуса профілем (так звані *закручені лопатки*).

1.105. Які способи закручення лопаток набули найбільшого поширення?

Відповідь. Найбільш поширені способи закручення лопаток: за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$ і за законом $c_{1u} r = \text{const}$ (закон сталості циркуляції).

1.106. Які основні передумови закручення лопаток за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$?

Відповідь. Закручення лопаток за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$ у своїй основі містить умову $\alpha_1 = \text{const}$. Сталість кута виходу потоку із соплової решітки припускає збереження незмінним по радіусу профілю соплових лопаток. Таким чином, при даному способі закрученими виконуються тільки робочі лопатки.

На вході і виході зі ступеня напрямок потоку береться осьовим, тобто кути $\alpha_0 = \alpha_2 = 90^\circ$ і, отже, проекції швидкостей на коловий напрямок $c_{0u} = c_{2u} = 0$. У цьому випадку тиск у перерізах перед і за ступенем є постійним. Постійним по довжині лопаток буде і наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* .

1.107. Як змінюється по довжині лопаток (уздовж радіуса) при закрученні за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$ швидкість виходу робочого тіла із соплового апарата?

Відповідь. Застосовуючи закон закручення до довільного перерізу і перерізу на середньому діаметрі ступеня (останньому перерізу присвоюємо індекс "ср"), одержуємо умову $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = c_{1\text{ср}} r_{\text{ср}}^{\cos^2 \alpha_1}$, звідки

$$c_1 = c_{1cp} \left(\frac{r_{cp}}{r} \right)^{\cos^2 \alpha_1} = \frac{c_{1cp}}{\bar{r}^{\cos^2 \alpha_1}},$$

де $\bar{r} = r/r_{cp}$ – відносний радіус перерізу.

З отриманого виразу випливає, що швидкість виходу потоку із соплової решітки від кореня до вершини лопаток зменшується.

1.108. Як змінюється по довжині лопаток міра реактивності ступеня при закрученні за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$?

Відповідь. Зменшення швидкості потоку на виході із соплової решітки c_1 у напрямку від кореня до вершини лопаток (див. попереднє завдання) свідчить про зменшення в цьому ж напрямку наявного теплоперепад у сопловій решітці Δh_{ac}^* . Оскільки ж загальний наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* залишається по радіусу незмінним, то ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці ($\Delta h_{ap} = \Delta h_a^* - \Delta h_{ac}^*$) збільшується. Таким чином, міра реактивності ступеня ρ зростає від кореня до вершини лопаток.

Визначимо міру реактивності в довільному перерізі. Оскільки

$$\rho = \frac{\Delta h_{ap}}{\Delta h_a^*} = 1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{\Delta h_a^*},$$

а

$$\Delta h_{ac}^* = \frac{c_1^2}{2\varphi^2} = \frac{c_{1cp}^2}{2\varphi^2} \cdot \frac{1}{\bar{r}^{2\cos^2 \alpha_1}} = \frac{\Delta h_{ac_{cp}}^*}{\bar{r}^{2\cos^2 \alpha_1}}$$

(тут швидкісний коефіцієнт φ взятий постійним по довжині лопаток), то, замінивши наявний теплоперепад у сопловій решітці на середньому діаметрі виразом $\Delta h_{ac_{cp}}^* = (1 - \rho_{cp}) \Delta h_a^*$, остаточно одержимо

$$\rho = 1 - \frac{1 - \rho_{cp}}{\bar{r}^{2\cos^2 \alpha_1}}.$$

1.109. Визначити міру реактивності біля кореня та біля вершини робочих лопаток ступеня із закрученням за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$ при

віяловості $\lambda = 4,0$, куті виходу потоку із соплових каналів $\alpha_1 = 13^\circ$, мірі реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\text{ср}} = 0,45$.

Відповідь. Для кореневого і периферійного перерізів відносні радіуси:

$$\bar{r}_k = \frac{r_k}{r_{\text{ср}}} = \frac{D_k}{D_{\text{ср}}} = \frac{D_{\text{ср}} - l_p}{D_{\text{ср}}} = 1 - \frac{1}{\lambda} = 1 - \frac{1}{4} = 0,75;$$

$$\bar{r}_\Pi = \frac{r_\Pi}{r_{\text{ср}}} = \frac{D_\Pi}{D_{\text{ср}}} = \frac{D_{\text{ср}} + l_p}{D_{\text{ср}}} = 1 + \frac{1}{\lambda} = 1 + \frac{1}{4} = 1,25.$$

Шукані міри реактивності, відповідно, для кореневого і периферійного перерізів:

$$\rho_k = 1 - \frac{1 - \rho_{\text{ср}}}{\bar{r}_k^2 \cos^2 \alpha_1} = 1 - \frac{1 - 0,45}{0,75^2 \cdot \cos^2 13} = 0,05;$$

$$\rho_\Pi = 1 - \frac{1 - \rho_{\text{ср}}}{\bar{r}_\Pi^2 \cos^2 \alpha_1} = 1 - \frac{1 - 0,45}{1,25^2 \cdot \cos^2 13} = 0,64.$$

1.110. Як змінюються по довжині лопаток кути входу і виходу потоку з робочої решітки при закрученні за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$?

Відповідь. Для кута входу потоку в робочу решітку β_1 , скориставшись трикутниками швидкостей на довільному радіусі, можна записати

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{w_1 \sin \beta_1}{w_1 \cos \beta_1} = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{c_1 \cos \alpha_1 - u}.$$

Розділивши чисельник і знаменник правої частини на $c_1 \cos \alpha_1$ та виразивши колову швидкість u і швидкість потоку за сопловими каналами c_1 через параметри на середньому діаметрі $u_{\text{ср}}$ та $c_{1\text{ср}}$, одержимо

$$\beta_1 = \arctg \frac{\text{tg } \alpha_1}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{\text{ср}} \cdot \frac{\bar{r}^{1 + \cos^2 \alpha_1}}{\cos \alpha_1}}.$$

Для відшукування кута виходу потоку з робочої решітки β_2 скористаємося тим, що кут $\alpha_2 \approx \pi/2$. Тоді $\beta_2 = \arccos(u/w_2)$, де відносна швидкість виходу $w_2 = \psi \sqrt{2\rho\Delta h_a^* + w_1^2}$.

Підставивши в останню формулу такі вирази:

$$\Delta h_a^* = \frac{\Delta h_{ac}^*}{1-\rho} = \frac{c_1^2}{2(1-\rho)\varphi^2} \quad \text{та} \quad w_1^2 = \frac{c_1^2 \sin^2 \alpha_1}{\sin^2 \beta_1},$$

одержимо

$$w_2 = \psi c_1 \sqrt{\frac{\rho}{1-\rho} \cdot \frac{1}{\varphi^2} + \frac{\sin^2 \alpha_1}{\sin^2 \beta_1}}.$$

З урахуванням того, що $\frac{u}{c_1} = \left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{ср}} \cdot \bar{r}^{1+\cos^2 \alpha_1}$, будемо мати

$$\beta_2 = \arccos \frac{\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{ср}} \cdot \bar{r}^{1+\cos^2 \alpha_1}}{\psi \sqrt{\frac{\rho}{1-\rho} \cdot \frac{1}{\varphi^2} + \frac{\sin^2 \alpha_1}{\sin^2 \beta_1}}}.$$

З отриманого випливає, що кут входу β_1 у напрямку від кореня до вершини лопаток збільшується, а кут виходу β_2 зменшується.

1.111. Визначити кути входу і виходу потоку з робочої решітки на периферійному перерізі при умовах: закон закручення $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$, віяловість ступеня $\lambda = 4,5$, кут виходу потоку із соплових каналів $\alpha_1 = 14^\circ$, міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\text{ср}} = 0,40$, швидкісні коефіцієнти соплової і робочої решіток $\varphi = 0,965$ та $\psi = 0,96$. Вважати, що на середньому діаметрі дотримане оптимальне значення швидкісної характеристики.

Відповідь. При оптимальних умовах на середньому діаметрі швидкохідна характеристика

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{cp}} = \left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2(1-\rho_{\text{cp}})} = \frac{\cos 14}{2 \cdot (1-0,40)} = 0,809.$$

Відносний радіус на периферійному перерізі

$$\bar{r}_{\Pi} = 1 + \frac{1}{\lambda} = 1 + \frac{1}{4,5} = 1,22.$$

Кут входу потоку в робочу решітку на периферійному перерізі

$$\begin{aligned} \beta_{1\Pi} &= \arctg \frac{\tg \alpha_1}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{cp}} \cdot \frac{\bar{r}_{\Pi}^{1+\cos^2 \alpha_1}}{\cos \alpha_1}} = \arctg \frac{\tg 14}{1 - 0,809 \cdot \frac{1,22^{1+\cos^2 14}}{\cos 14}} = \\ &= -47,3 + 180 = 132,7^\circ. \end{aligned}$$

Міра реактивності на периферійному перерізі

$$\rho_{\Pi} = 1 - \frac{1-\rho_{\text{cp}}}{\bar{r}_{\Pi}^{2 \cos^2 \alpha_1}} = 1 - \frac{1-0,40}{1,22^{2 \cdot \cos^2 14}} = 0,59.$$

Кут виходу з робочої решітки

$$\begin{aligned} \beta_{2\Pi} &= \arccos \frac{\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{cp}} \cdot \bar{r}_{\Pi}^{1+\cos^2 \alpha_1}}{\Psi \sqrt{\frac{\rho_{\Pi}}{1-\rho_{\Pi}} \cdot \frac{1}{\varphi^2} + \frac{\sin^2 \alpha_1}{\sin^2 \beta_{1\Pi}}}} = \\ &= \arccos \frac{0,809 \cdot 1,22^{1+\cos^2 14}}{0,96 \sqrt{\frac{0,59}{1-0,59} \cdot \frac{1}{0,965^2} + \frac{\sin^2 14}{\sin^2 132,7}}} = 15,4^\circ. \end{aligned}$$

1.112. Зобразити трикутники швидкостей турбінного ступеня при закрученні за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$.

Відповідь. Загальний вигляд трикутників швидкостей при закрученні за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$ та осьовому виході потоку зі ступеня ($\alpha_{2к} = \alpha_{2ср} = \alpha_{2п} = 90^\circ$) показаний на рис. 1.20.

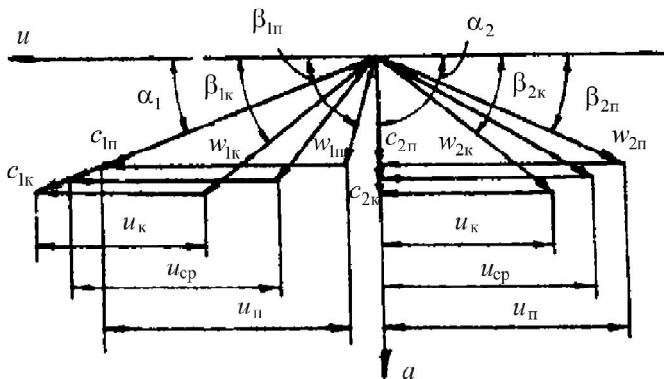


Рис. 1.20. Трикутники швидкостей турбінного ступеня із закрученням лопаток за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$

1.113. Які основні передумови закручення лопаток за законом сталості циркуляції?

Відповідь. Закручення лопаток за законом сталості циркуляції, що математично формулюється виразом $c_{1u} r = \text{const}$ (для вихідного перерізу ступеня $c_{2u} r = \text{const}$), виходить із припущення про рівномірність полів осьових швидкостей на виході із соплового апарата $c_{1a} = \text{const}$ і з робочої решітки $c_{2a} = \text{const}$.

На вході і виході зі ступеня, як і при закрученні за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$, напрямок потоку береться осьовим, тому $c_{0u} = c_{2u} = 0$ і в остаточному підсумку наявний теплоперепад ступеня є постійним ($\Delta h_a^* = \text{const}$) по довжині лопаток.

При даному способі закручуються як робочі, так і соплові лопатки.

1.114. Як змінюються по довжині лопаток при закрученні за законом сталості циркуляції швидкість і кут виходу робочого тіла із соплової решітки?

Відповідь. Застосовуючи закон закручення до довільного перерізу і перерізу на середньому діаметрі ступеня, одержуємо

$$c_{lu} r = c_{lucp} r_{cp}.$$

Піднесемо до квадрата обидві частини рівності і замінимо квадрати колових складових, після чого запишемо

$$(c_1^2 - c_{1a}^2) r^2 = (c_{lcp}^2 - c_{1a}^2) r_{cp}^2,$$

звідки

$$c_1 = \frac{c_{lcp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{lcp}},$$

де $\bar{r} = r/r_{cp}$ – відносний радіус перерізу; $\sin \alpha_{lcp} = c_{1a}/c_{lcp}$, причому

$c_{1a} = c_{lucp}$, тому що $c_{1a} = \text{const}$.

Швидкість виходу із соплового апарата c_1 від кореня до вершини зменшується.

Для кута виходу потоку із соплового апарата можна записати

$$\text{tg } \alpha_1 = \frac{c_{1a}}{c_{lu}} = \frac{r c_{1a}}{r c_{lu}} = \frac{r c_{1a}}{r_m c_{lucp}}.$$

Оскільки $c_{1a}/c_{lucp} = \text{tg } \alpha_{lcp}$, то $\alpha_1 = \text{arctg}(\bar{r} \text{tg } \alpha_{lcp})$. Звідси випливає, що кут виходу із соплової решітки від кореня до вершини лопаток збільшується.

1.115. Як змінюється по довжині лопаток міра реактивності турбінного ступеня при закрученні за законом сталості циркуляції?

Відповідь. Для міри реактивності в довільному перерізі з урахуванням сталості по довжині лопаток наявного теплоперепадку Δh_a^* маємо

$$\rho = \frac{\Delta h_{ap}}{\Delta h_a^*} = 1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{\Delta h_a^*}.$$

Однак $\Delta h_{ac}^* = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}$, і з урахуванням результатів попереднього завдання

$$\Delta h_{ac}^* = \frac{c_{1cp}^2}{2\varphi^2} \cdot \frac{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}{\bar{r}^2},$$

де

$$\frac{c_{1cp}^2}{2\varphi^2} = \Delta h_{ac_{cp}}^* = \Delta h_a^* (1 - \rho_{cp}).$$

Тому

$$\rho = 1 - \frac{1 - \rho_{cp}}{\bar{r}^2} \cdot \left[1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp} \right].$$

Отже, від кореня до вершини лопаток міра реактивності зростає.

1.116. Визначити міру реактивності біля кореня та біля вершини робочих лопаток турбінного ступеня із закрученням за законом сталості циркуляції при таких умовах: віяловість $\lambda = 4,0$, кут виходу потоку із соплових каналів на середньому діаметрі $\alpha_{1cp} = 13^\circ$, міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{cp} = 0,45$.

Відповідь. Для кореневого і периферійного перерізів відносні радіуси:

$$\bar{r}_k = \frac{r_k}{r_{cp}} = \frac{D_k}{D_{cp}} = \frac{D_{cp} - l_p}{D_{cp}} = 1 - \frac{1}{\lambda} = 1 - \frac{1}{4} = 0,75;$$

$$\bar{r}_n = \frac{r_n}{r_{cp}} = \frac{D_n}{D_{cp}} = \frac{D_{cp} + l_p}{D_{cp}} = 1 + \frac{1}{\lambda} = 1 + \frac{1}{4} = 1,25.$$

Шукані міри реактивності, відповідно, для кореневого і периферійного перерізів:

$$\rho_k = 1 - \frac{1 - \rho_{cp}}{\bar{r}_k^2} \cdot \left[1 + (\bar{r}_k^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp} \right] =$$

$$= 1 - \frac{1 - 0,45}{0,75^2} \cdot \left[1 + (0,75^2 - 1) \sin^2 13 \right] = 0,044;$$

$$\rho_{\pi} = 1 - \frac{1 - \rho_{\text{cp}}}{\bar{r}_{\pi}^2} \cdot \left[1 + (\bar{r}_{\pi}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1\text{cp}} \right] =$$

$$= 1 - \frac{1 - 0,45}{1,25^2} \cdot \left[1 + (1,25^2 - 1) \sin^2 13 \right] = 0,638.$$

1.117. Як змінюються по довжині лопаток кути входу і виходу робочої решітки при закрученні за законом сталості циркуляції?

Відповідь. Кут входу потоку в робочу решітку визначимо із співвідношення

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u} = \frac{c_{1a} r}{c_{1u} r - u r} = \frac{c_{1a} r}{c_{1u \text{ cp}} r_{\text{cp}} - u r}.$$

Розділивши чисельник і знаменник на $c_{1u \text{ cp}} r_{\text{cp}}$ і виразивши колову швидкість u через u_{cp} , одержимо

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1\text{cp}}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{\text{cp}} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1\text{cp}}}}.$$

Для кута виходу за умови, що $\alpha_2 \approx \pi/2$, можна записати

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2a}}{u} = \frac{c_{2a}}{u_{\text{cp}} \bar{r}}.$$

Але оскільки $\frac{c_{2a}}{u_{\text{cp}}} = \operatorname{tg} \beta_{2\text{cp}}$, то

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \beta_{2\text{cp}}}{\bar{r}} \right).$$

При закрученні лопаток за законом сталості циркуляції, так само як і при закрученні за законом $c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{const}$, кут входу в робочу решітку від кореня до вершини збільшується, а кут виходу зменшується.

1.118. Визначити кути входу і виходу робочої решітки в периферійному перерізі при закрученні за законом сталості циркуляції при таких умовах: віяловість $\lambda = 4,0$, кут виходу потоку із соплових каналів на середньому діаметрі $\alpha_{1\text{cp}} = 13^\circ$, кут виходу потоку з робочої решітки на середньому діаметрі $\beta_{2\text{cp}} = 18^\circ$, міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\text{cp}} = 0,45$. Вважати, що на середньому діаметрі дотримане оптимальне значення швидкісної характеристики.

Відповідь. При оптимальних умовах на середньому діаметрі швидкісна характеристика

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{cp}} = \left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_{1\text{cp}}}{2(1 - \rho_{\text{cp}})} = \frac{\cos 13}{2 \cdot (1 - 0,45)} = 0,886.$$

Відносний радіус на периферійному перерізі

$$\bar{r}_{\Pi} = 1 + \frac{1}{\lambda} = 1 + \frac{1}{4} = 1,25.$$

Кут входу потоку в робочу решітку на периферійному перерізі

$$\begin{aligned} \beta_{1\Pi} &= \arctg \frac{\bar{r}_{\Pi} \operatorname{tg} \alpha_{1\text{cp}}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{cp}} \cdot \frac{\bar{r}_{\Pi}^2}{\cos \alpha_{1\text{cp}}}} = \arctg \frac{1,25 \operatorname{tg} 13}{1 - 0,886 \cdot \frac{1,25^2}{\cos 13}} = \\ &= -34,4 + 180 = 145,6^\circ. \end{aligned}$$

Кут виходу з робочої решітки на периферійному перерізі

$$\beta_{2\Pi} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \beta_{2\text{cp}}}{\bar{r}_{\Pi}} \right) = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 18}{1,25} \right) = 14,6^\circ.$$

1.119. Зобразити трикутники швидкостей турбінного ступеня при закрученні за законом сталості циркуляції.

Відповідь. Загальний вигляд трикутників швидкостей при закрученні за законом сталості циркуляції та осьовому виході потоку зі ступеня показаний на рис. 1.21.

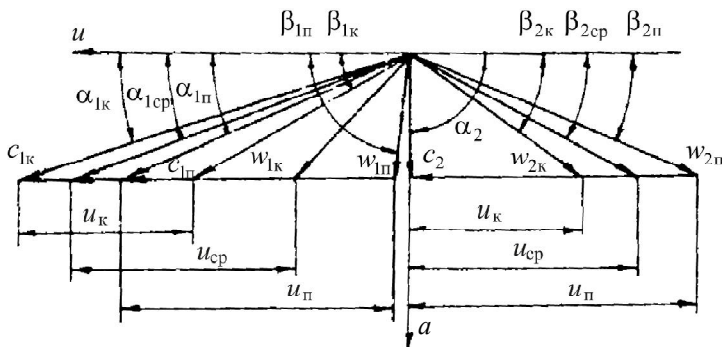


Рис.1.21. Трикутники швидкостей турбінного ступеня із закрученням лопаток за законом сталості циркуляції

1.120. Зобразити графіки зміни тиску, абсолютної і відносної швидкостей у багатоступінчастій турбіні: а) активного типу; б) реактивного типу.

Відповідь. Графіки зміни тиску, абсолютної і відносної швидкостей показані на рис. 1.22.

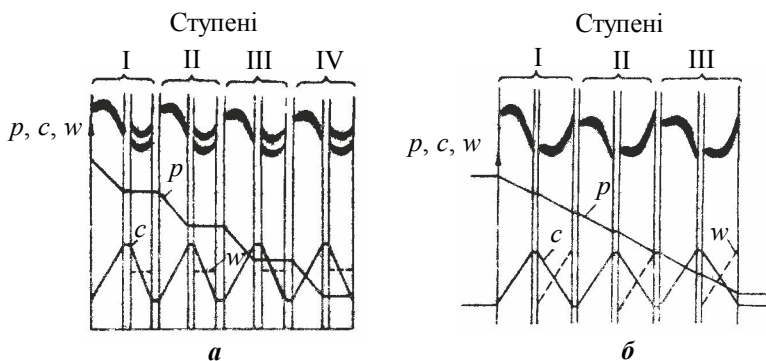


Рис. 1.22. Графіки зміни тиску і швидкостей у багатоступінчастій турбіні:
а – активного типу; б – реактивного типу

1.121. Зобразити на h - s -діаграмі процес зміни стану робочого тіла на стику двох ступенів: а) без використання енергії вихідної швидкості попереднього ступеня; б) з частковим використанням енергії вихідної швидкості; в) з повним використанням енергії вихідної швидкості попереднього ступеня.

Відповідь. На рис. 1.23 показано ділянку процесу на стику двох ступенів: **а** – без використання в наступному ступені енергії вихідної швидкості попереднього ступеня; **б** – з частковим її використанням; **в** – з повним використанням енергії вихідної швидкості.

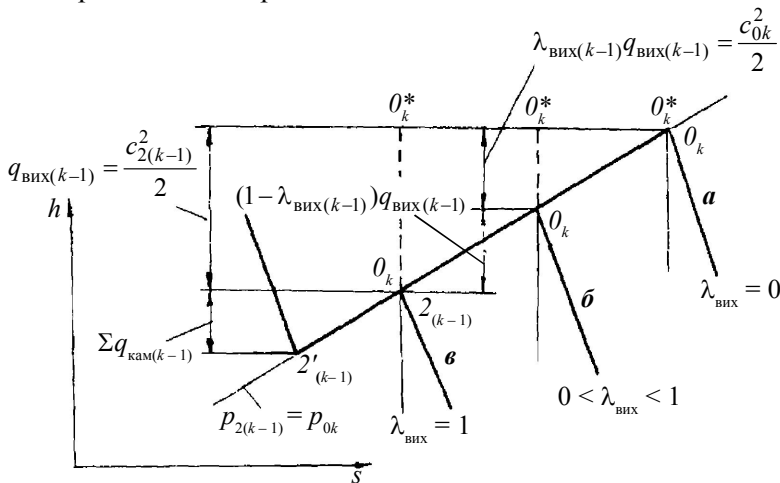


Рис.1.23. Ділянка процесу на стику сусідніх ступенів багатоступінчастої турбіни при різних мірі використання енергії вихідної швидкості

Використання енергії вихідної швидкості характеризується коефіцієнтом

$$\lambda_{\text{вих}} = \frac{\Delta h_{\text{вх } k}}{q_{\text{вих}(k-1)}} = \frac{c_{0k}^2/2}{c_{2(k-1)}^2/2} = \left(\frac{c_{0k}}{c_{2(k-1)}} \right)^2.$$

1.122. Що таке уявний ККД турбінного ступеня? Як він пов'язаний з дійсним ККД?

Відповідь. Під **уявним ККД** турбінного ступеня мають на увазі відношення уявного використаного теплоперепаду до ізоентропійного теплоперепаду ступеня:

$$\eta_s = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_a}.$$

Уявний використаний теплоперепад визначається як різниця статичних ентальпій робочого тіла до і після турбінного ступеня. Уявний теплоперепад можна визначати з урахуванням тільки колових втрат (Δh_{us}) або з урахуванням усіх внутрішніх втрат (Δh_{is}) (рис. 1.24). Відповідно будемо одержувати **уявний коловий** (η_{us}) або **уявний внутрішній** (η_{is}) ККД.

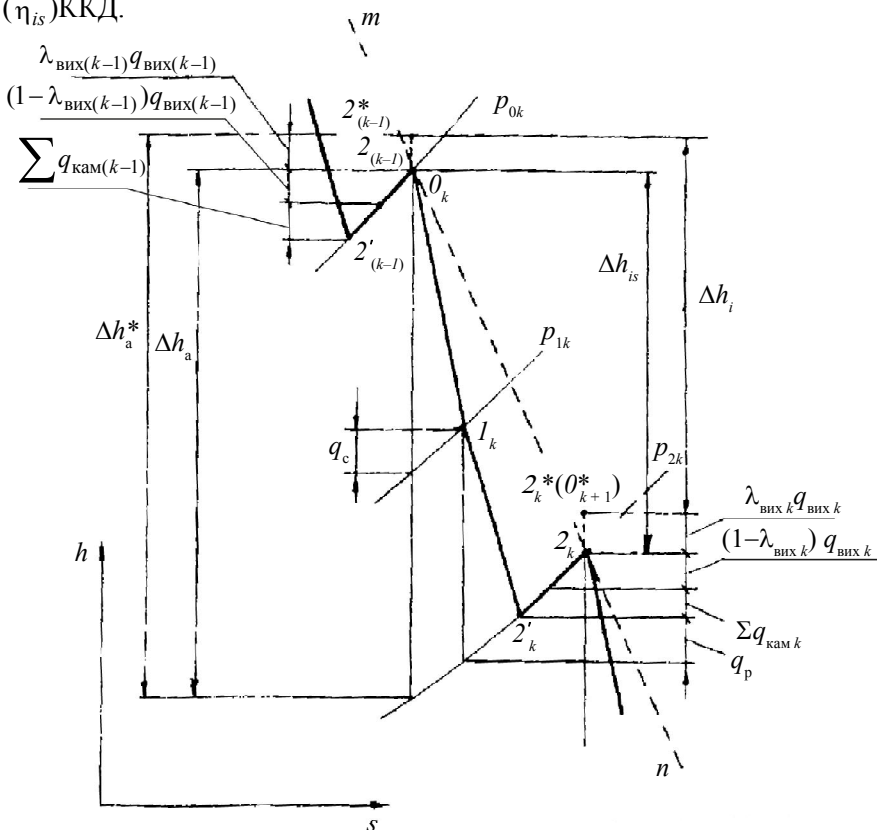


Рис. 1.24. Процес у проміжному ступені багатоступінчастої турбіни

Якщо енергія вихідних швидкостей у багатоступінчастій турбіні не використовується, то уявні ККД дорівнюють дійсним коловому (η_u) або внутрішньому (η_i) ККД. При використанні енергії вихідних швидкостей уявні ККД чисельно більші, ніж дійсні.

Установимо зв'язок, наприклад, між η_{is} та η_i . Оскільки $\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_a}$,

а $\eta_i = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_a^*}$, то

$$\frac{\eta_{is}}{\eta_i} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_i} \cdot \frac{\Delta h_a^*}{\Delta h_a}.$$

Якщо використовувати вхідні кінетичні енергії даного і наступного ступенів є однаковими, тобто $\lambda_{\text{вих } k} q_{\text{вих } k} = \lambda_{\text{вих}(k-1)} q_{\text{вих}(k-1)} = \lambda_{\text{вих}} q_{\text{вих}}$,

то $\Delta h_{is} = \Delta h_i$ і $\eta_{is} = \eta_i \cdot \frac{\Delta h_a^*}{\Delta h_a}$.

Але для проміжного ступеня багатоступінчастої турбіни $\Delta h_a^* = \Delta h_a + \lambda_{\text{вих}} q_{\text{вих}}$, так що остаточно

$$\eta_{is} = \eta_i \left(1 + \frac{\lambda_{\text{вих}} q_{\text{вих}}}{\Delta h_a} \right).$$

1.123. Що таке лопатковий та адіабатний ККД?

Відповідь. **Лопатковий ККД** визначається за формулою

$$\eta_{\text{л}} = \frac{\Delta h_a - q_c - q_p}{\Delta h_a}$$

і враховує тільки втрати в решітці, характеризуючи якість лопаткового апарата.

Лопатковому ККД виявляється рівним уявний коловий ККД проміжного ступеня багатоступінчастої турбіни при повному використанні

енергії вихідної швидкості $\lambda_{\text{вих}} = 1,0$ і за умови, що $q_{\text{вих } k} = q_{\text{вих}(k-1)}$.
У цьому випадку

$$\eta_{us} = \frac{\Delta h_{us}}{\Delta h_a} = \frac{\Delta h_a + q_{\text{вих}(k-1)} - q_c - q_p - q_{\text{вих } k}}{\Delta h_a} = \frac{\Delta h_a - q_c - q_p}{\Delta h_a} = \eta_l,$$

а уявний внутрішній ККД

$$\eta_{is} = \eta_{us} - \sum \xi_{\text{кам}} = \eta_l - \sum \xi_{\text{кам}}.$$

Адіабатний ККД визначається так само, як і лопатковий, тільки замість ізоентропійного теплоперепадку підставляється наявний теплоперепад ступеня:

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{\Delta h_a^* - q_c - q_p}{\Delta h_a^*}.$$

Адіабатний ККД також є показником якості лопаткового апарата.

1.124. Що таке ККД за загальмованими параметрами?

Відповідь. **Коловий і внутрішній ККД за загальмованими параметрами** визначаються за формулами:

$$\eta_u^* = \frac{\Delta h_u}{\Delta h_a^* - q_{\text{вих}}} \quad \text{та} \quad \eta_i^* = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_a^* - q_{\text{вих}}}.$$

Даний параметр широко вживається для оцінки ефективності турбінних ступенів з використовуваною вихідною енергією.

1.125. Пояснити за допомогою h - s -діаграми, що таке коефіцієнт повенутої теплоти.

Відповідь. Оскільки на h - s -діаграмі при зсуві зліва направо лінії рівного тиску (ізобари) розходяться, то ізоентропійні теплоперепади між тими ж самими ізобарами в цьому напрямку будуть збільшуватися. Унаслідок цього в багатоступінчастій турбіні сума ізоентропійних теплоперепадів окремих ступенів виявляється більшою, ніж ізоентропійний

теплоперепад турбіни в цілому, тобто

$$\sum \Delta h_a > \Delta H_a.$$

Величина $R = \frac{\sum \Delta h_a}{\Delta H_a}$ називається **коефіцієнтом повернутої**

теплоти.

1.126. Від яких факторів залежить коефіцієнт повернутої теплоти?

Відповідь. Коефіцієнт повернутої теплоти залежить від ККД турбінних ступенів та їх числа. Чим гіршим є ККД і чим більшим є число ступенів, тим більший коефіцієнт повернутої теплоти. У першому випадку збільшення обумовлене зростанням втрат енергії у ступенях, у другому – більш повним використанням цих втрат у наступних ступенях.

1.127. Установити зв'язок між внутрішнім ККД багатоступінчастої турбіни і ККД її окремих ступенів.

Відповідь. Зобразимо процес розширення в багатоступінчастій турбіні з урахуванням використання вихідних енергій (рис. 1.25). Це лінія $m-n$, що проходить через точки початку і кінця процесу в кожному зі ступенів.

На рисунку $c_{01}^2/2$ – кінетична енергія на вході в перший ступінь; $q_{\text{вих } z}$ – втрати енергії з вихідною швидкістю в останньому ступені; ΔH_a^* , ΔH_a та ΔH_i – наявний, ізоентропійний та внутрішній теплоперепади в турбіні; індекси k та z належать проміжному та останньому ступеням.

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{i\text{т}} = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_a^*}.$$

Внутрішній теплоперепад турбіни дорівнює сумі внутрішніх теплоперепадів окремих ступенів, тобто

$$\Delta H_i = \sum_{k=1}^z \Delta h_{ik},$$

а наявний теплоперепад

$$\Delta H_a^* = \Delta H_a + \frac{c_{01}^2}{2}.$$

Установимо зв'язок між ККД турбіни в цілому і ККД її окремих ступенів. Для внутрішніх теплоперепадів одержуємо

$$\Delta h_{i1} = \Delta h_{a1}^* \eta_{i1} = \left(\Delta h_{a1} + \frac{c_{01}^2}{2} \right) \eta_{i1};$$

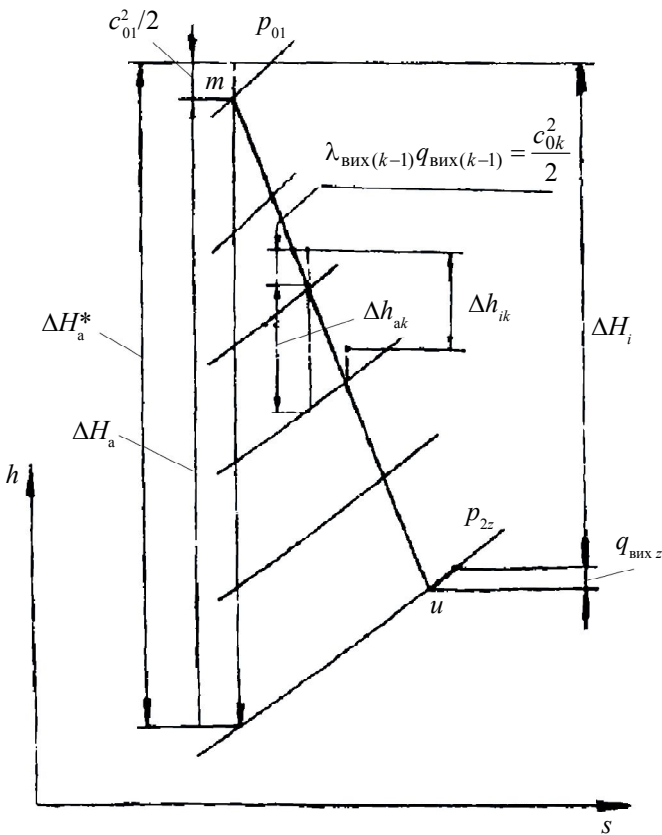


Рис. 1.25. До зв'язку між ККД турбіни в цілому та ККД її окремих ступенів

$$\Delta h_{i2} = \Delta h_{a2}^* \eta_{i2} = (\Delta h_{a2} + \lambda_{\text{вих}1} q_{\text{вих}1}) \eta_{i2};$$

$$\Delta h_{i3} = \Delta h_{a3}^* \eta_{i3} = (\Delta h_{a3} + \lambda_{\text{вих}2} q_{\text{вих}2}) \eta_{i3};$$

...

$$\Delta h_{ik} = \Delta h_{ak}^* \eta_{ik} = (\Delta h_{ak} + \lambda_{\text{вих}(k-1)} q_{\text{вих}(k-1)}) \eta_{ik};$$

...

$$\Delta h_{iz} = \Delta h_{az}^* \eta_{iz} = (\Delta h_{az} + \lambda_{\text{вих}(z-1)} q_{\text{вих}(z-1)}) \eta_{iz}.$$

Склавши ліві і праві частини записаних рівнянь за умови, що внутрішні ККД ступенів однакові і дорівнюють деякому середньому значенню η_i , одержимо

$$\Delta H_i = \left(\sum_{k=1}^z \Delta h_{ak} + \frac{c_{01}^2}{2} + \sum_{k=1}^{z-1} \lambda_{\text{вих}k} q_{\text{вих}k} \right) \eta_i.$$

З урахуванням коефіцієнта повернутої теплоти ККД турбіни

$$\eta_{iT} = \frac{\left(R \Delta H_a + \frac{c_{01}^2}{2} + \sum_{k=1}^{z-1} \lambda_{\text{вих}k} q_{\text{вих}k} \right) \eta_i}{\Delta H_a + \frac{c_{01}^2}{2}}.$$

Зважаючи на те, що в багатоступінчастих турбінах вхідна кінетична енергія $c_{01}^2/2$ у порівнянні з ΔH_a є невеликою, не допускаючи істотної помилки, можна цю величину виключити з формули.

Після перетворення маємо

$$\eta_{iT} = \left(R + \frac{\sum_{k=1}^{z-1} \lambda_{\text{вих}k} q_{\text{вих}k}}{\Delta H_a} \right) \eta_i.$$

1.128. Як пов'язане значення колової швидкості u з числом ступенів багатоступінчастої турбіни?

Відповідь. Збільшення числа ступенів турбіни обумовлює зменшення значення перероблюваного теплоперепад у одному ступені:

$$\Delta h_a^* \approx \frac{\Delta H_a^*}{z},$$

де ΔH_a^* – наявний теплоперепад усієї турбіни; z – число ступенів турбіни.

Для забезпечення максимальної ефективності перетворення енергії у ступенях необхідно при зменшенні теплоперепад зберегти оптимальними значення швидкісних характеристик $v_1 = u/c_1$.

Оптимальне значення швидкісної характеристики v_1 у загальному випадку може бути визначене за формулою

$$v_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2(1-\rho)},$$

де α_1 – кут виходу потоку із соплових каналів; ρ – міра реактивності ступеня.

Для наявного теплоперепад ступеня з урахуванням того, що $c_1 = u/v_{\text{опт}}$, можна записати:

$$\Delta h_a^* = \frac{\Delta h_{\text{ас}}^*}{1-\rho} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2(1-\rho)} = \frac{1}{2(1-\rho)} \left(\frac{u}{\varphi v_{\text{опт}}} \right)^2 = 2(1-\rho) \left(\frac{u}{\varphi \cos \alpha_1} \right)^2,$$

де $\Delta h_{\text{ас}}^*$ – наявний теплоперепад у сопловій решітці; c_1 – швидкість виходу потоку із соплових каналів; φ – швидкісний коефіцієнт соплової решітки.

Отже, колова швидкість і число ступенів багатоступінчастої турбіни пов'язані між собою таким чином:

$$u = \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{\Delta H_a^*}{2z(1-\rho)}}.$$

При незмінних значеннях φ , α_1 , ΔH_a^* та ρ співвідношення колових швидкостей двох турбін, що мають число ступенів z_1 та z_2 :

$$\frac{u_2}{u_1} = \sqrt{\frac{z_1}{z_2}}.$$

З даної формули випливає, що збільшення числа ступенів турбіни приводить до зменшення значення колової швидкості для окремих її ступенів.

Оскільки колова швидкість

$$u = \frac{\pi D_{\text{ср}} n}{60},$$

де $D_{\text{ср}}$ та n – середній діаметр ступеня і частота обертання ротора (об/хв), то є очевидним, що її зменшення повинне забезпечуватися пропорційним зменшенням цих параметрів.

1.129. Наскільки зменшиться середня колова швидкість у турбіні при збільшенні числа її ступенів із двох до трьох?

Відповідь. Співвідношення колових швидкостей двох турбін, які мають число ступенів $z_1 = 2$ та $z_2 = 3$:

$$\frac{u_2}{u_1} = \sqrt{\frac{z_1}{z_2}} = \sqrt{\frac{2}{3}} = 0,816.$$

Зміна колової швидкості

$$\left| \frac{u_2 - u_1}{u_1} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{u_2}{u_1} - 1 \right| \cdot 100 \% = |0,816 - 1| \cdot 100 \% = 18,4 \%.$$

1.130. Як змінюються тиск, швидкість і теплоперепад при русі газу через лабіринтове ущільнення? Зобразити процес течії на $h-s$ -діаграмі.

Відповідь. Схема лабіринтового ущільнення і графік зміни тиску наведені на рис. 1.26. Для довільної щільності ущільнення рівняння нерозривності можна записати у вигляді

$$G = \frac{f c}{v},$$

де G – масова витрата газу, однакова для всіх щілин; f – прохідна площа щілини; c та v – швидкість і питомий об'єм газу. Оскільки щілини встановлені приблизно на одному діаметрі, то можна вважати, що прохідний переріз для всіх щілин є однаковим, і тоді

$$\frac{G}{f} = \frac{c}{v} = \text{const.}$$

Оскільки протягом течії в лабіринтах газ розширюється і питомий об'єм збільшується від щілини до щілини, то повинна збільшуватися і швидкість течії, а з нею і наявний теплоперепад, який витрачається на прискорення. Максимальна швидкість течії і максимальний теплоперепад мають місце завжди в останній щілині ущільнення.

На рис. 1.27 зображено процес зміни стану газу в лабіринтовому ущільненні за відсутності втрат у щілинах і при повному гасінні швидкості у вихрових камерах.

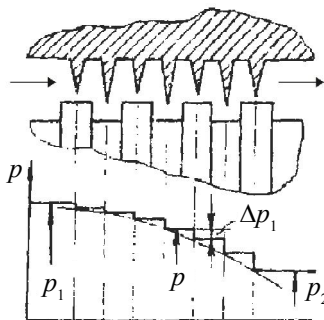


Рис. 1.26. Схема лабіринтового ущільнення і графік зміни тиску

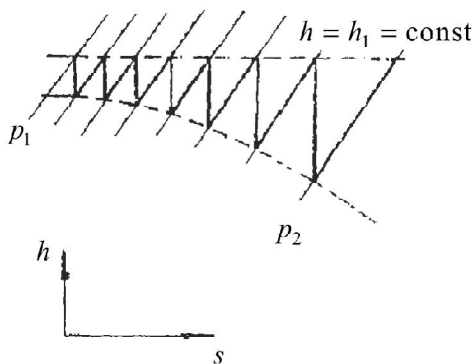


Рис. 1.27. Процес зміни параметрів газу протягом течії в лабіринтовому ущільненні

1.131. Чому критична швидкість течії може бути досягнута тільки в останній щілині лабіринтового ущільнення?

Відповідь. Як випливає з попереднього завдання, найбільша швидкість у лабіринтовому ущільненні завжди встановлюється в останній щілині. Місцева ж швидкість звуку протягом розширення газу зменшується і в останній щілині буде мінімальною. Оскільки швидкість у щілині не може перевищити критичну (тобто місцеву швидкість звуку), то критична швидкість, якщо вона взагалі досягається, може мати місце тільки в останній щілині. В усіх попередніх щілинах швидкість завжди є докритичною.

1.132. Коли в останній щілині лабіринтового ущільнення має місце критична швидкість течії?

Відповідь. Критична швидкість в останній щілині лабіринтового ущільнення встановлюється в тому випадку, коли тиск за ущільненням не перевищує свого критичного значення, тобто

$$p_2 \leq p_{2\text{кр}}.$$

Критичний тиск для лабіринтового ущільнення можна оцінити за виразом

$$p_{2\text{кр}} = \frac{p_1}{\sqrt{1 + m(z-1)}} \varepsilon_{\text{кр}}.$$

$$\text{Тут } \varepsilon_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - \text{критичне відношення тисків; } m = k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} -$$

коефіцієнт, що характеризує робоче тіло; p_1 – тиск перед ущільненням; k – показник ізоентропи робочого тіла; z – число щілин в ущільненні.

Для окремих випадків:

при $k = 1,4$ (повітря) $\varepsilon_{\text{кр}} = 0,528$, $m = 0,469$;

при $k = 1,3$ (перегріта водяна пара) $\varepsilon_{\text{кр}} = 0,546$, $m = 0,445$.

Як випливає з наведеної формули, критичний тиск для лабіринтового ущільнення залежить не тільки від показника ізоентропи k і тиску перед ущільненням p_1 , але й від числа щілин z .

1.133. Як визначається витрата робочого тіла через лабіринтове ущільнення: а) при докритичній течії; б) при критичній течії в останній щілині?

Відповідь. Витрату робочого тіла через лабіринтове ущільнення можна визначити за такими формулами:

при $p_2 > p_{2\text{кр}}$ (течія в ущільненні докритична)

$$G = \mu f \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z p_1 v_1}};$$

при $p_2 \leq p_{2\text{кр}}$ (течія в останній щілині критична)

$$G = \mu f \sqrt{\frac{p_1}{\left(z - 1 + \frac{1}{m}\right) v_1}}.$$

У цих формулах: μ – коефіцієнт витрати, який залежить від конструкції лабіринтового ущільнення і форми гребенів; f – площа прохідного перерізу щілини; p_1 та p_2 – тиск перед і за ущільненням; v_1 – питомий

об'єм перед ущільненням; z – число щілин в ущільненні; $m = k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}$ –

коефіцієнт, який характеризує робоче тіло.

Коефіцієнт витрати може бути знайдений з виразу

$$\mu = \mu' K,$$

де K обирається залежно від конструкції ущільнення (рис. 1.28); коефіцієнт μ' залежить від форми гребенів і дорівнює 0,7...0,9. Менші значення відносяться до гребенів з гострими крайками, більші – до гребенів із закругленими крайками.

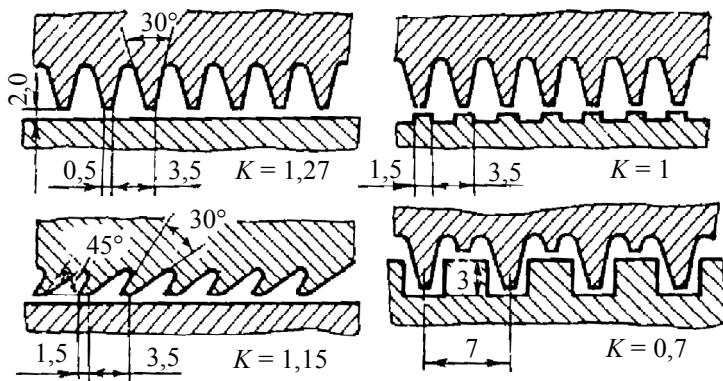


Рис. 1.28. Схеми лабіринтових ущільнень

1.134. Визначити витрату пари через лабіринтове ущільнення діафрагми при таких даних: параметри пари перед ущільненням $p_1 = 4,0$ МПа, $v_1 = 0,62$ м³/кг, тиск за ущільненням $p_2 = 2,8$ МПа, діаметр втулки, на якому встановлене ущільнення, $d_{вт} = 0,35$ м, радіальний зазор $\delta_{щ} = 0,4$ мм, число щілин $z = 7$. Ущільнення двостороннє з прямими гребенями, які мають закруглені країки.

Відповідь. Для перегрітої водяної пари показник ізоентропи $k = 1,3$, критичне відношення тисків $\varepsilon_{кр} = 0,546$, комплекс $m = 0,445$ (див. завдання 1.132).

Визначаємо критичний тиск для ущільнення:

$$p_{2кр} = \frac{p_1}{\sqrt{1 + m(z-1)}} \varepsilon_{кр} = \frac{4,0}{\sqrt{1 + 0,445(7-1)}} \cdot 0,546 = 1,14 \text{ МПа.}$$

Для заданої конструкції ущільнення (див. рис. 1.28) візьмемо $K = 0,7$, $\mu' = 0,9$. Коефіцієнт витрати

$$\mu = \mu' K = 0,9 \cdot 0,7 = 0,63.$$

Площа прохідного перерізу щілини

$$f = \pi d_{вт} \delta_{щ} = 3,14 \cdot 0,35 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 4,40 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Оскільки $p_2 > p_{2\text{кр}}$, скористаємося формулою для витрати при докритичній течії

$$G = \mu f \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z p_1 v_1}} =$$
$$= 0,63 \cdot 4,40 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{(4,0 \cdot 10^6)^2 - (2,8 \cdot 10^6)^2}{7 \cdot 4,0 \cdot 10^6 \cdot 0,62}} = 0,190 \text{ кг/с}.$$

2. ТЕПЛОВИЙ ТА АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

2.1. Визначити ККД ідеального циклу Ренкіна при початковій температурі пари $t_1 = 500^\circ\text{C}$ і кінцевому тиску $p_2 = 0,01$ МПа. Завдання розв'язати, коли початковий тиск: а) $p_1 = 2$ МПа; б) $p_1 = 5$ МПа; в) $p_1 = 10$ МПа.

Відповідь. Термічний ККД циклу паросилової установки (рис. 2.1)

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - (h'_3 - h'_2)}{(h_1 - h'_2) - (h'_3 - h'_2)},$$

де h_1 та h_2 – ентальпія пари до і після адіабатичного розширення; h_2 і h'_3 – ентальпія конденсату до і після стиснення в насосі.

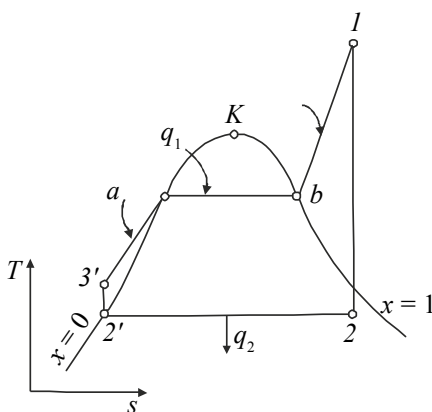


Рис. 2.1. До завдання 2.1

Ідеальний цикл Ренкіна не враховує роботу насоса, що подає конденсат у котел, тобто ККД такого циклу

$$\eta_{tR} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} \approx \eta_t.$$

Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД:

а) $h_1 = 3470$; $h_2 = 2360$; $h'_2 = 192$ кДж/кг;

$$\eta_t = \frac{3470 - 2360}{3470 - 192} = 0,340;$$

б) $h_1 = 3440$; $h_2 = 2210$; $h'_2 = 192$ кДж/кг;

$$\eta_t = \frac{3440 - 2210}{3440 - 192} = 0,380;$$

в) $h_1 = 3380$; $h_2 = 2100$; $h'_2 = 192$ кДж/кг;

$$\eta_t = \frac{3380 - 2100}{3380 - 192} = 0,402.$$

2.2. Як впливає збільшення початкового тиску пари на термічний ККД циклу Ренкіна?

Відповідь. Із збільшенням початкового тиску пари збільшується температура насичення пари, тобто середньоінтегральна температура підводу теплоти.

На h - s -діаграмі зі збільшенням початкового тиску пари зростає адіабатичний теплоперепад Δh_a , але збільшується кінцева вологість пари і краплі води руйнують лопатки останніх ступенів турбіни. Кінцева вологість пари повинна бути не більше 10...12 %.

2.3. Визначити термічний ККД циклу Ренкіна при початковому тиску пари $p_1 = 4$ МПа і початковій температурі $t_1 = 500$ °С. Завдання розв'язати, коли кінцевий тиск: а) $p_2 = 0,2$ МПа; б) $p_2 = 0,05$ МПа; в) $p_2 = 0,005$ МПа.

Відповідь. Термічний ККД ідеального циклу Ренкіна

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}.$$

Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД:

$$\text{а) } h_1 = 3450; \quad h_2 = 2700; \quad h'_2 = 505 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{3450 - 2700}{3450 - 505} = 0,255;$$

$$\text{б) } h_1 = 3450; \quad h_2 = 2470; \quad h'_2 = 340 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{3450 - 2470}{3450 - 340} = 0,315;$$

$$\text{в) } h_1 = 3450; \quad h_2 = 2170; \quad h'_2 = 138 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{3450 - 2170}{3450 - 138} = 0,387.$$

2.4. Як впливає зменшення кінцевого тиску пари на термічний ККД циклу Ренкіна?

Відповідь. Із зменшенням кінцевого тиску пари при однакових початкових параметрах пари ККД циклу Ренкіна зростає, оскільки зменшується середньоінтегральна температура відводу теплоти, а при цьому зростає адіабатичний теплоперепад Δh_a .

Однак вибір кінцевого тиску в конденсаторі визначається температурою охолоджуючої води, оскільки для інтенсивного теплообміну різниця температур між паром та охолоджуючою водою повинна бути 10...15 °С.

2.5. Визначити термічний ККД циклу Ренкіна при початковому тиску пари $p_1 = 5$ МПа, кінцевому тиску $p_2 = 0,005$ МПа. Завдання розв'язати, коли початкова температура пари: а) $t_1 = 300$ °С; б) $t_1 = 400$ °С; в) $t_1 = 500$ °С.

Відповідь. Термічний ККД ідеального циклу Ренкіна

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}.$$

Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД:

$$\text{а) } h_1 = 2940; \quad h_2 = 1910; \quad h'_2 = 138 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{2940 - 1910}{2940 - 138} = 0,368;$$

$$\text{б) } h_1 = 3210; \quad h_2 = 2035; \quad h'_2 = 138 \text{ кДж/кг}; \quad \eta_t = 0,383;$$

$$\text{в) } h_1 = 3450; \quad h_2 = 2140; \quad h'_2 = 138 \text{ кДж/кг}; \quad \eta_t = 0,396.$$

2.6. Як впливає збільшення початкової температури пари на термічний ККД циклу Ренкіна?

Відповідь. При збільшенні початкової температури пари відбувається збільшення ККД паротурбінного циклу, оскільки збільшується середньоінтегральна температура підведення теплоти і при цьому зростає адіабатичний теплоперепад Δh_a .

Збільшення ККД циклу буде більш значним, якщо із зростанням температури буде зростати і початковий тиск пари.

У даний час використовується пара з температурою до 565 °С та освоюється пара з температурою до 600 °С і вище. Підвищення температури перегріву пари обмежується властивістю металу витримувати великі тиски при високих температурах, тобто кінцеві параметри пари визначаються наявністю відносно дешевих жароміцних металів.

2.7. У циклі паросилової установки Р-25-90/18 початкові параметри пари – 8,82 МПа і 535 °С. Тиск у кінці процесу розширення 1,76 МПа. Визначити термічний ККД і роботу 1 кг пари.

Відповідь. За заданими параметрами пари за допомогою h - s -діаграми визначаємо:

$$h_1 = 3480; \quad h_2 = 3000; \quad h'_2 = 879,5 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{3480 - 3000}{3480 - 879,5} = 0,185.$$

Корисна робота 1 кг пари в циклі

$$l = h_1 - h_2 = 3480 - 3000 = 480 \text{ кДж/кг}.$$

2.8. Початкові параметри пари в циклі паросилової установки $p_1 = 9,0$ МПа, $t_1 = 530$ °С, у кінці розширення $p_2 = 3,5$ кПа. Визначити термічний ККД. Як зміниться термічний ККД циклу, якщо розширення в турбіні відбуватиметься до тиску $p'_2 = 0,2$ МПа?

Відповідь. Ентальпії пари (з таблиць водяної пари):

$$h_1 = 3461; \quad h_2 = 2005; \quad h'_2 = 111 \text{ кДж/кг}.$$

Термічний ККД

$$\eta_{t1} = \frac{3461 - 2005}{3461 - 111} = 0,435.$$

Після зміни параметрів:

$$h_1 = 3461; \quad h_2 = 2570; \quad h'_2 = 505 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{t2} = \frac{3461 - 2570}{3461 - 505} = 0,302.$$

2.9. Визначити збільшення термічного ККД паросилової установки при переході від початкових параметрів пари 3,5 МПа і 435 °С до параметрів 13,0 МПа і 565°С. Тиск p_2 у конденсаторі взяти в обох випадках однаковим – 4,0 кПа.

Відповідь. Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у першому випадку:

$$h_1 = 3303,4; \quad h_2 = 2130; \quad h'_2 = 121,41 \text{ кДж/кг}; \quad \eta_{t1} = 0,369.$$

Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у другому випадку:

$$h_1 = 3508,75; \quad h_2 = 2025; \quad h'_2 = 121,41 \text{ кДж/кг}; \quad \eta_{t2} = 0,439.$$

2.10. Порівняти термічний ККД локомотивної і стаціонарної паросилових установок при однакових початкових параметрах пари $p_1 = 1,6$ МПа і $t_1 = 380$ °С, якщо тиск кінця розширення в локомотивній паровій машині 0,115 МПа, а в стаціонарній – 0,01 МПа.

Відповідь. Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у першому випадку:

$$h_1 = 3211,1; \quad h_2 = 2635; \quad h'_2 = 434,1 \text{ кДж/кг}; \quad \eta_{t1} = 0,207.$$

Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у другому випадку:

$$h_1 = 3211,1; \quad h_2 = 2280; \quad h'_2 = 191,84 \text{ кДж/кг}; \quad \eta_{t2} = 0,308.$$

2.11. В ідеальній паросиловій установці, що працює за циклом Ренкіна, пара адіабатично розширюється від $p_1 = 1$ МПа, $t_1 = 300$ °С до $p_2 = 0,01$ МПа. Визначити за допомогою h – s -діаграми: ККД циклу, роботу 1 кг пари, витрату пари на 1 кВт потужності та кінцеві параметри пари.

Відповідь. Ентальпії пари (з таблиць водяної пари):

$$h_1 = 3060; \quad h_2 = 2260; \quad h'_2 = 191,84 \text{ кДж/кг}.$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3060 - 2260}{3060 - 191,84} = 0,279.$$

Корисна робота пари

$$l = h_1 - h_2 = 3060 - 2260 = 800 \text{ кДж/кг}.$$

Кінцеві параметри пари: міра сухості $x = 0,863$; температура $t_x = 45,8$ °С; питомий об'єм $v_x = 14$ м³/кг.

Витрата пари на 1 кВт потужності

$$d_0 = \frac{3600}{h_1 - h_2} = \frac{3600}{3060 - 2260} = 4,5 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

2.12. Порівняти термічний ККД ідеальних циклів, що працюють при однаковому початковому і кінцевому тиску $p_1 = 2$ МПа і $p_2 = 0,02$ МПа, якщо в першому випадку пара волога з мірою сухості $x = 0,9$, у другому – суха насичена, у третьому – перегріта з температурою $t_1 = 300$ °С.

Відповідь. Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у першому випадку:

$$h_1 = 3290; \quad h_2 = 2370; \quad h'_2 = 251,4 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{t1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3290 - 2370}{3290 - 251,4} = 0,303.$$

Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у другому випадку:

$$h_1 = 3860; \quad h_2 = 2605; \quad h'_2 = 251,4 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{t2} = \frac{3860 - 2605}{3860 - 251,4} = 0,348.$$

Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у третьому випадку:

$$h_1 = 3020; \quad h_2 = 2230; \quad h'_2 = 251,4 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{t3} = \frac{3020 - 2230}{3020 - 251,4} = 0,285.$$

2.13. Турбіни високого тиску потужністю 100 МВт працюють при параметрах пари $p_1 = 9$ МПа, $t_1 = 480$ °С та $p_2 = 0,004$ МПа. Визначити термічний ККД циклу Ренкіна для даних параметрів і досягнуте поліпшення термічного ККД у порівнянні з циклом Ренкіна для параметрів пари: $p_1 = 2,9$ МПа, $t_1 = 400$ °С, $p_2 = 0,004$ МПа.

Відповідь. Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у першому випадку:

$$h_1 = 3340; \quad h_2 = 1980; \quad h'_2 = 121,42 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{t1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3340 - 1980}{3340 - 121,42} = 0,423.$$

Ентальпії пари (з таблиць водяної пари) та термічний ККД у другому випадку:

$$h_1 = 3230; \quad h_2 = 2090; \quad h'_2 = 121,42 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{t2} = \frac{3230 - 2090}{3230 - 121,42} = 0,367.$$

Тоді корисна робота та ККД циклу:

$$l' = (h_1 - h_m) + (h_n - h_2) = (3340 - 2830) + (3340 - 2375) = 1475 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{t2} = \frac{l'}{(h_1 - h'_2) + (h_n - h_m)} = \frac{1475}{(3340 - 121,4) + (3340 - 2830)} = 0,395.$$

2.15. У циклі паросилової установки із вторинним перегрівом пари початкові параметри: $p_1 = 10$ МПа і $t_1 = 500$ °С. Тиск у конденсаторі $p_2 = 3$ кПа. Вторинний перегрів пари проводиться при тиску 1 МПа до початкової температури. Визначити термічний ККД і корисну роботу циклу.

Відповідь. Для циклу із вторинним перегрівом за h - s -діаграмою визначаємо:

$$h_1 = 3374,1; \quad h_m = 2797,5; \quad h_n = 3478,3; \quad h_2 = 2310; \quad h'_2 = 101 \text{ кДж/кг}.$$

Тоді корисна робота та ККД циклу:

$$\begin{aligned} l &= (h_1 - h_m) + (h_n - h_2) = \\ &= (3374,1 - 2797,5) + (3478,3 - 2310) = 1745 \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

$$\eta_t = \frac{l}{(h_1 - h'_2) + (h_n - h_m)} =$$

$$\begin{aligned} &= \frac{1745}{(3374,1 - 101) + (3478,3 - 2797,5)} = \\ &= 0,441. \end{aligned}$$

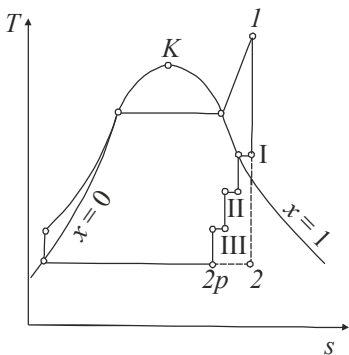


Рис. 2.3. До завдання 2.16

2.16. Як обчислити термічний ККД циклу з регенерацією (при трьох регенеративних відборах)?

Відповідь. У регенеративному циклі з трьома відборами пари (рис. 2.3) корисна робота 1 кг пари

Слід урахувувати, що в регенеративному циклі паросилової установки в конденсатор надходить частка пари

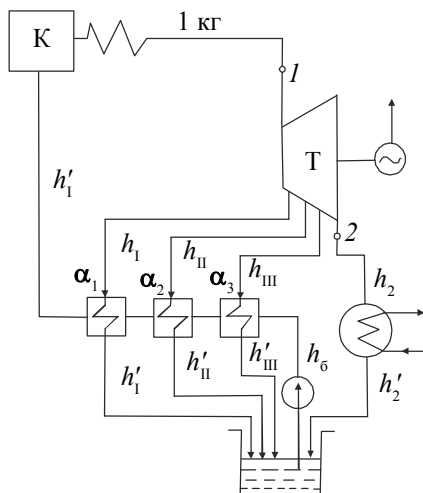


Рис. 2.5. До завдання 2.17

$$\alpha_k = 1 - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3).$$

2.18. Порівняти термічні ККД циклів паросилової установки з двома регенеративними підігрівачами і без регенерації, якщо початкові параметри циклу $p_1 = 3,5$ МПа і $t_1 = 435$ °С, кінцевий тиск $p_2 = 3,5$ кПа. Тиск відборів $p_I = 1,0$ МПа та $p_{II} = 0,12$ МПа.

Відповідь. Для циклу без регенерації за $h-s$ -діаграмою визначаємо:

$$h_1 = 3310; \quad h_2 = 2080;$$

$$h'_2 = 112 \text{ кДж/кг}.$$

Термічний ККД циклу без регенерації

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3310 - 2080}{3310 - 112} = 0,385.$$

Для циклу з двома регенеративними підігрівачами

$$\eta_{tr} = \frac{(h_1 - h_2) - \alpha_1(h_1 - h_2) - \alpha_2(h_{II} - h_2)}{h_1 - h'_1}.$$

За заданими тисками відборів відповідно до рис. 2.4 за допомогою $h-s$ -діаграми визначаємо h_I та h_{II} , а за таблицями насиченої пари – h'_I та h'_{II} :

$$h_I = 2960; \quad h'_I = 762,7;$$

$$h_{II} = 2550; \quad h'_{II} = 439 \text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо частки пари, що відбирається для регенерації:

$$\alpha_1 = \frac{h'_1 - h'_{II}}{h_1 - h'_1} = \frac{762,7 - 439}{2960 - 762,7} = 0,147;$$

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \frac{h'_{II} - h_6}{h_{II} - h'_{II}} = \frac{(h'_{II} - h'_2) - \alpha_1(h'_1 - h'_2) - \alpha_2(h'_{II} - h'_2)}{h_{II} - h'_{II}} = \\ &= \frac{(439 - 112) - 0,147(762,7 - 112) - \alpha_2(439 - 112)}{2550 - 439}, \end{aligned}$$

де h_6 – ентальпія конденсату перед надходженням у систему регенеративного підігріву, кДж/кг,

$$h_6 = h'_2 + \alpha_1(h'_1 - h'_2) + \alpha_2(h'_{II} - h'_2).$$

Звідси $\alpha_2 = 0,095$.

Термічний ККД циклу з двома регенеративними підігрівачами

$$\eta_{tp} = \frac{(3310 - 2080) - 0,147(2960 - 2080) - 0,095(2550 - 2080)}{3310 - 762,7} = 0,415.$$

2.19. Для циклу паросилової установки з параметрами $p_1 = 3$ МПа, $t_1 = 400$ °С і $p_2 = 5$ кПа визначити підвищення термічного ККД від застосування одного регенеративного підігрівача. Відбір пари на регенерацію здійснюється при $p_1 = 0,5$ МПа.

Відповідь. Для циклу без регенерації за h - s -діаграмою визначаємо:

$$h_1 = 3231,6; \quad h_2 = 2115; \quad h'_2 = 137,77 \text{ кДж/кг}.$$

Термічний ККД циклу без регенерації

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3231,6 - 2115}{3231,6 - 137,77} = 0,361.$$

За заданим тиском відбору пари за допомогою h - s -діаграми визначаємо h_1 , а за таблицями насиченої пари – h'_1 :

$$h_1 = 2730; \quad h'_1 = 640,1 \text{ кДж/кг.}$$

Для циклу з одним регенеративним підігрівачем

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{(h_1 - h_2) - \alpha_1(h_1 - h_2)}{h_1 - h'_1}.$$

Ентальпія конденсату перед надходженням у систему регенеративного підігріву

$$h_6 = h'_2 + \alpha_1(h'_1 - h'_2).$$

Визначаємо частку пари, що відбирається для регенерації:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{h'_1 - h_6}{h_1 - h'_1} = \frac{(h'_1 - h'_2) - \alpha_1(h'_1 - h'_2)}{h_1 - h'_1} = \\ &= \frac{(640,1 - 137,77) - \alpha_1(640,1 - 137,77)}{2730 - 640,1}. \end{aligned}$$

Розв'язуючи рівняння, знаходимо $\alpha_1 = 0,194$.

Термічний ККД циклу з регенерацією

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{(3231,6 - 2115) - 0,194(2730 - 2115)}{3231,6 - 640,1} = 0,385.$$

2.20. Паросилова установка працює з проміжним перегрівом пари. Початкові параметри пари $p_1 = 12$ МПа, $t_1 = 450$ °С. Тиск у конденсаторі $p_2 = 0,004$ МПа. Проміжний перегрів здійснюється при тиску 2,4 МПа до початкової температури 450 °С. Визначити, наскільки зменшиться вологість пари на виході з турбіни внаслідок цього перегріву і наскільки збільшиться ККД циклу.

Відповідь. За допомогою h - s -діаграми знаходимо (рис. 2.6), що за відсутності проміжного перегріву розширення пари закінчилось би в точці 3, де вологість пари $x_3 = 0,731$. З урахуванням перегріву розши-

рення пари закінчиться в точці 2', де $x'_2 = 0,841$. Отже, зменшення кінцевої вологості внаслідок перегріву

$$\Delta x = \frac{0,841 - 0,731}{1 - 0,731} = 0,408 \rightarrow 40,8 \%,$$

За h - s -діаграмою визначаємо:

$$h_1 = 3209,9; \quad h'_1 = 3352,4; \quad h_2 = 2840; \quad h'_2 = 2190;$$

$$h_3 = 1900; \quad h_{ж.в} = 121,41 \text{ кДж/кг}.$$

З урахуванням перегріву пари ККД циклу

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) + (h'_1 - h'_2)}{(h_1 - h_{ж.в}) + (h'_1 - h_2)} = \frac{(3209,8 - 2840) + (3352,4 - 2190)}{(3209,8 - 121,41) + (3352,4 - 2840)} = 0,4255.$$

За відсутності перегріву пари ККД циклу

$$\eta'_t = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{ж.в}} = \frac{3209,8 - 1900}{3209,8 - 121,41} = 0,4241.$$

Збільшення термічного ККД внаслідок використання проміжного перегріву пари

$$\Delta \eta_t / \eta'_t \cdot 100 \% = \frac{0,4255 - 0,4241}{0,4241} \cdot 100 \% = 0,33 \, \%.$$

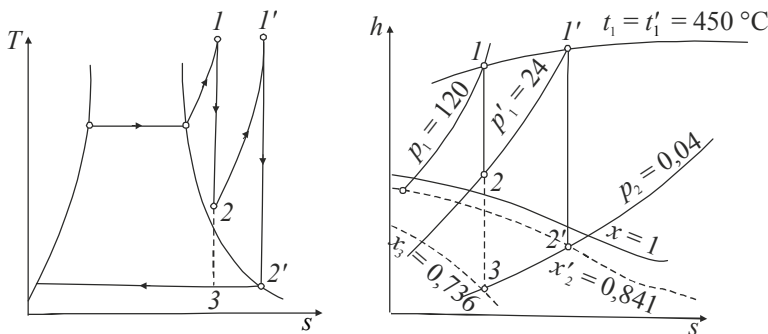


Рис. 2.6. До завдання 2.20

2.21. У паросиловій установці, що працює при параметрах $p_1 = 11$ МПа, $t_1 = 500$ °С та $p_2 = 0,004$ МПа, введений вторинний перегрів пари при $p'_1 = 3$ МПа до початкової температури $t'_1 = t_1 = 500$ °С. Визначити термічний ККД циклу з вторинним перегрівом.

Відповідь. Заданий цикл зображуємо на діаграмі $h-s$ і за нею знаходимо (рис. 2.7):

$$h_1 = 3360; \quad h_2 = 2176; \quad h'_2 = 121,4;$$

$$h_3 = 2996; \quad h_4 = 3456 \text{ кДж/кг}.$$

Робота 1 кг пари в циліндрі високого тиску (до вторинного перегріву)

$$h_1 - h_3 = 3360 - 2996 = 364 \text{ кДж/кг}.$$

Робота 1 кг пари в циліндрі низького тиску (після вторинного перегріву)

$$h_4 - h_2 = 3456 - 2176 = 1280 \text{ кДж/кг}.$$

Сумарна робота 1 кг пари

$$l_0 = (h_1 - h_3) + (h_4 - h_2) = 364 + 1280 = 1644 \text{ кДж/кг}.$$

Підведена в циклі теплота в паровому котлі

$$h_1 - h'_2 = 3360 - 121,4 = 3238,6 \text{ кДж/кг},$$

а при вторинному перегріві

$$h_4 - h_3 = 3456 - 2996 = 460 \text{ кДж/кг}.$$

Кількість теплоти, витрачена в циклі,

$$(h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3) = 3238,6 + 460,0 = 3698,6 \text{ кДж/кг}.$$

Термічний ККД циклу з вторинним перегрівом пари

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)}{(h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3)} = \frac{1644}{3698,6} = 0,445.$$

2.22. У паросиловій установці, що працює при параметрах пари $p_1 = 11$ МПа, $t_1 = 500$ °С та $p_2 = 0,004$ МПа, введений вторинний перегрів пари при $p'_1 = 3$ МПа до початкової температури $t'_1 = t_1 = 500$ °С. Визначити термічний ККД установки за відсутності вторинного перегріву і вплив уведення вторинного перегріву на термічний ККД циклу.

Відповідь. Користуючись діаграмою $h-s$ та рис. 2.7, одержуємо:

$$h_1 = 3360; \quad h_2 = 2176; \quad h'_2 = 121,4;$$

$$h_3 = 2996; \quad h_4 = 3456;$$

$$h_5 = 1972 \text{ кДж/кг}.$$

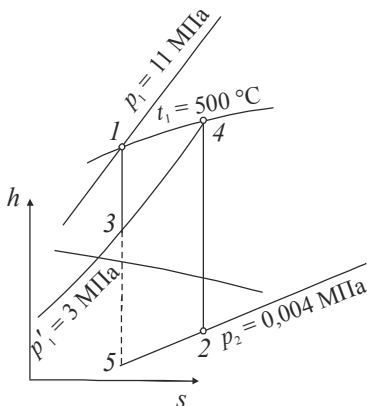


Рис. 2.7. До завдання 2.21

Термічний ККД циклу з вторинним перегрівом пари

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)}{(h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3)} = \frac{(3360 - 2996) + (3456 - 2176)}{(3360 - 121,4) + (3456 - 2996)} = 0,445.$$

Термічний ККД циклу за відсутності вторинного перегріву пари

$$\eta'_t = \frac{h_1 - h_5}{h_1 - h'_2} = \frac{3360 - 1972}{3360 - 121,4} = 0,429.$$

Покращення від уведення вторинного перегріву пари

$$\Delta\eta_t / \eta'_t \cdot 100 \% = \frac{0,445 - 0,429}{0,429} \cdot 100 \% = 3,73 \%.$$

2.23. Паротурбінна установка потужністю $N_0 = 200$ МВт працює за циклом Ренкіна при початкових параметрах $p_1 = 13$ МПа і $t_1 = 565$ °С. При тиску $p'_1 = 2$ МПа здійснюється проміжний перегрів пари до первинної температури. Тиск у конденсаторі $p_2 = 0,004$ МПа. Температура живильної води $t_{ж.в} = 160$ °С.

Визначити годинну витрату палива, якщо теплота згоряння палива

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 29,3 \text{ МДж/кг, а ККД котельної установки } \eta_{\text{к.у}} = 0,92.$$

Відповідь. Витрата палива визначається з рівняння кількості теплоти, наданої парі в котельній,

$$Q = B Q_{\text{н}}^{\text{p}} \eta_{\text{к.у}},$$

де B – секундна витрата палива, кг/с.

Теплота, сприйнята парою в котельній (див. цикл на рис. 2.7),

$$Q = G [(h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3)],$$

де G – витрата пари на турбіну, кг/с, що визначається з рівняння

$$G = \frac{N_0}{\Delta H_0} = \frac{N_0}{(h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)},$$

ΔH_0 – наявний теплоперепад у турбіні, Дж/кг.

Користуючись діаграмою h – s та рис. 2.7, одержуємо:

$$h_1 = 3520; \quad h_2 = 2300; \quad h_3 = 2965; \quad h_4 = 3625 \text{ кДж/кг.}$$

За таблицями насиченої водяної пари (за температурами)

$$h'_2 = h_{\text{ж.в}} = 675,5 \text{ кДж/кг.}$$

Ураховуючи, що теплота, яка надана парі в котельній, дорівнює теплоті, що була сприйнята парою там же, визначаємо секундну витрату палива:

$$\begin{aligned} B &= \frac{N_0 [(h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3)]}{[(h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)] Q_{\text{н}}^{\text{p}} \eta_{\text{к.у}}} = \\ &= \frac{200 \cdot 10^6 (3520 - 675,5 + 3625 - 2965) \cdot 10^3}{(3520 - 2965 + 3625 - 2300) \cdot 10^3 \cdot 29,3 \cdot 10^6 \cdot 0,92} = 13,83 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Годинна витрата палива

$$B_{\text{год}} = 3600B = 3600 \cdot 13,83 = 49790 \text{ кг/год.}$$

2.24. Проект паротурбінної установки передбачає наступні умови її роботи: $p_1 = 30$ МПа, $t_1 = 550$ °С, $p_2 = 0,1$ МПа. При тиску $p'_1 = 7$ МПа вводиться вторинний перегрів до температури 540 °С.

Вважаючи, що установка працює за циклом Ренкіна, визначити кінцеву міру сухості пари за відсутності вторинного перегріву та поліпшення термічного ККД і кінцеву сухість пари після застосування вторинного перегріву.

Відповідь. Користуючись діаграмою $h-s$ та рис. 2.7, одержуємо:

$$h_1 = 3280; \quad h_2 = 2500; \quad h_3 = 2910;$$

$$h_4 = 3500; \quad h_5 = 2180 \text{ кДж/кг.}$$

За таблицями насиченої водяної пари (за тисками) знаходимо

$$h'_2 = 417,4 \text{ кДж/кг.}$$

Кінцева міра сухості пари за відсутності вторинного перегріву

$$x_5 = 0,782.$$

Кінцева міра сухості пари після застосування вторинного перегріву

$$x_2 = 0,928.$$

Термічний ККД циклу з вторинним перегрівом пари

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)}{(h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3)} = \frac{(3280 - 2910) + (3500 - 2500)}{(3280 - 417,4) + (3500 - 2910)} = 0,397.$$

Термічний ККД циклу за відсутності вторинного перегріву пари

$$\eta'_t = \frac{h_1 - h_5}{h_1 - h'_2} = \frac{3280 - 2180}{3280 - 417,4} = 0,384.$$

Покращення від введення вторинного перегріву пари

$$\Delta\eta_t/\eta'_t \cdot 100 \% = \frac{0,397 - 0,384}{0,384} \cdot 100 \% = 3,39 \%.$$

2.25. У паросиловій установці здійснений вторинний перегрів пари до первинної температури. Початкові параметри пари: $p_1 = 10$ МПа та $t_1 = 450$ °С; тиск у конденсаторі $p_2 = 0,004$ МПа. Внутрішній ККД $\eta_i = 0,8$. Вторинна пара перегрівається при тиску $p'_1 = 1,8$ МПа.

Визначити зменшення вологості пари на виході з турбіни внаслідок уведення вторинного перегріву, питому витрату теплоти при вторинному перегріві і без нього та досягнуту економію теплоти.

Відповідь. Користуючись діаграмою $h-s$ та рис. 2.8, одержуємо:

$$h_A = 3245; \quad h_B = 2820; \quad h_D = 3377,5;$$

$$h_E = 2230; \quad h_N = 1952,5 \text{ кДж/кг.}$$

За таблицями насиченої водяної пари (за тисками) знаходимо

$$h_{ж.в} = 121,42 \text{ кДж/кг.}$$

Наявний теплоперепад за відсутності вторинного перегріву пари

$$\Delta H_a = h_A - h_N = 3245 - 1952,5 = 1292,5 \text{ кДж/кг.}$$

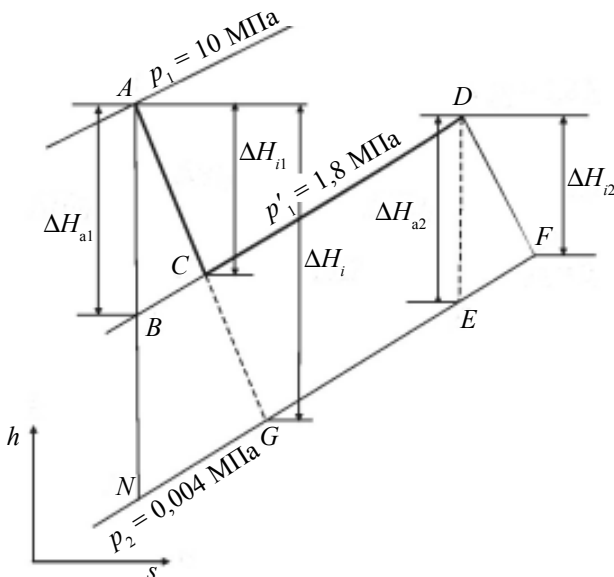


Рис. 2.8. До завдання 2.25

Внутрішній теплоперепад за відсутності вторинного перегріву пари

$$\Delta H_i = \Delta H_a \eta_i = 1292 \cdot 0,8 = 1034 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія в точці G

$$h_G = h_A - \Delta H_i = 3245 - 1034 = 2211 \text{ кДж/кг.}$$

Кінцева міра сухості пари за відсутності вторинного перегріву

$$x_G = 0,857.$$

Наявний теплоперепад до пароперегрівача

$$\Delta H_{a1} = h_A - h_B = 3245 - 2820 = 425 \text{ кДж/кг.}$$

Внутрішній теплоперепад до пароперегрівача

$$\Delta H_{i1} = \Delta H_{a1} \eta_i = 425 \cdot 0,8 = 340 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія в точці C

$$h_C = h_A - \Delta H_{i1} = 3245 - 340 = 2905 \text{ кДж/кг.}$$

Наявний теплоперепад після пароперегрівача

$$\Delta H_{a2} = h_D - h_E = 3377,5 - 2230 = 1147,5 \text{ кДж/кг.}$$

Внутрішній теплоперепад після пароперегрівача

$$\Delta H_{i2} = \Delta H_{a2} \eta_i = 1147,5 \cdot 0,8 = 918 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія в точці F

$$h_F = h_D - \Delta H_{i2} = 3377,5 - 918 = 2459,5 \text{ кДж/кг.}$$

Кінцева міра сухості пари після застосування вторинного перегріву

$$x_F = 0,958.$$

Питома витрата теплоти при вторинному перегріві пари

$$q_1 = 3600 \cdot \frac{(h_A - h_{ж.в}) + (h_D - h_C)}{(h_A - h_C) + (h_D - h_F)} =$$

$$= 3600 \cdot \frac{(3245 - 121,42) + (3377,5 - 2905)}{(3245 - 2905) + (3377,5 - 2459,5)} = 10292 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Питома витрата теплоти без вторинного перегріву пари

$$q_2 = 3600 \cdot \frac{h_A - h_{ж.в}}{h_A - h_G} = 3600 \cdot \frac{3245 - 121,42}{3245 - 2211} = 10875 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Термічний ККД циклу з вторинним перегрівом пари

$$\eta_{t1} = \frac{(h_A - h_C) + (h_D - h_F)}{(h_A - h_{ж.в}) + (h_D - h_C)} = \frac{(3245 - 2211) + (3377,5 - 2459,5)}{(3245 - 121,42) + (3377,5 - 2211)} = 0,35.$$

Термічний ККД циклу за відсутності вторинного перегріву пари

$$\eta_{t2} = \frac{h_A - h_G}{h_A - h_{ж.в}} = \frac{3245 - 2211}{3245 - 121,42} = 0,33.$$

Досягнута економія теплоти

$$\Delta \eta_t / \eta_{t2} \cdot 100 \% = \frac{0,35 - 0,33}{0,33} \cdot 100 \% = 6,06 \%.$$

2.26. Турбіна потужністю 6000 кВт працює при параметрах пари: $p_1 = 3,5$ МПа, $t_1 = 435$ °С, $p_2 = 0,004$ МПа. Для підігріву живильної води з турбіни відбирається пара при тиску $p_{в1} = 0,12$ МПа.

Визначити термічний ККД установки, питомі витрати пари і теплоти та поліпшення термічного ККД порівняно з такою ж установкою, але без регенеративного підігріву.

Відповідь. Використовуючи діаграму $h-s$ і таблиці водяної пари, знаходимо:

$$h_1 = 3302; \quad h_{в1} = 2538; \quad h_2 = 2092;$$

$$h'_{в1} = 439,4; \quad h'_2 = 121,4 \text{ кДж/кг}; \quad t_{в1} = 104,8 \text{ °С}; \quad t_2 = 29,0 \text{ °С}.$$

Визначаємо частку відбору α , враховуючи, що конденсат нагрівається у змішувальному підігрівачі до температури насичення (відповідно до тиску відбору), тобто до $t_1 = 104,8^\circ\text{C}$:

$$\alpha = \frac{h'_{\text{вI}} - h'_2}{h_{\text{вI}} - h'_2} = \frac{439,4 - 121,4}{2538 - 121,4} = 0,13.$$

Корисна робота 1 кг пари

$$\begin{aligned} l_{0\text{p}} &= h_1 - h_2 - \alpha(h_{\text{вI}} - h_2) = 3302 - 2092 - 0,13(2538 - 2092) = \\ &= 1152 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Питома витрата пари

$$d_{0\text{p}} = \frac{3600}{l_{0\text{p}}} = \frac{3600}{1152} = 3,12 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Питома витрата теплоти

$$q_{0\text{p}} = d_{0\text{p}}(h_1 - h'_{\text{вI}}) = 3,12(3302 - 439,4) = 8938 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Термічний ККД регенеративного циклу

$$\eta_{\text{tp}} = \frac{l_{0\text{p}}}{h_1 - h'_{\text{вI}}} = \frac{1152}{3302 - 439,4} = 0,40.$$

За відсутності регенеративного підігріву термічний ККД

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3302 - 2092}{3302 - 121,4} = 0,38.$$

Питомі витрати пари та теплоти за відсутності регенерації відповідно

$$d_0 = \frac{3600}{h_1 - h_2} = \frac{3600}{3302 - 2092} = 2,98 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$$

та

$$q_0 = d_0(h_1 - h'_2) = 2,98(3302 - 121,4) = 9452 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Легко бачити, що питома витрата пари без регенерації менша, ніж при регенераційному підігріві. Однак ця величина не характеризує економичність процесу. Показником останньої є або термічний ККД, або питома витрата теплоти, яка за наявності регенерації завжди менша від питомої витрати теплоти при конденсаційному режимі без регенерації.

Покращення термічного ККД унаслідок регенерації

$$\Delta\eta_t/\eta_t \cdot 100 \% = \frac{0,40 - 0,38}{0,38} \cdot 100 \% = 5,26 \ \%.$$

2.27. З парової турбіни потужністю $N_0 = 25000$ кВт, яка працює при параметрах пари $p_1 = 9$ МПа, $t_1 = 480$ °С та $p_2 = 0,004$ МПа, здійснюються два відбори: один при тиску $p_{\text{вІ}} = 1$ МПа, другий при $p_{\text{вІІ}} = 0,12$ МПа.

Визначити термічний ККД установки, поліпшення термічного ККД у порівнянні з циклом Ренкіна, годинну витрату пари через кожен відбір і кількість пари, що надходить у конденсатор.

Відповідь. За діаграмою $h-s$ і таблицями водяної пари знаходимо:

$$h_1 = 3334; \quad h_{\text{вІ}} = 2772; \quad h_{\text{вІІ}} = 2416; \quad h_2 = 1980;$$

$$h'_{\text{вІ}} = 762,7; \quad h'_{\text{вІІ}} = 439,4; \quad h'_2 = 121,4 \text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо витрату пари на підігрів живильної води. Для цього знаходимо α_1 та α_2 :

$$\alpha_1 = \frac{h'_{\text{вІ}} - h'_{\text{вІІ}}}{h_{\text{вІ}} - h'_{\text{вІІ}}} = \frac{762,7 - 439,4}{2772 - 439,4} = 0,138;$$

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h'_{\text{вІІ}} - h'_2)}{h_{\text{вІІ}} - h'_2} = \frac{(1 - 0,138)(439,4 - 121,4)}{2416 - 121,4} = 0,119.$$

Корисна робота 1 кг пари

$$l_{0\text{р}} = h_1 - h_2 - \alpha_1(h_{\text{вІ}} - h_2) - \alpha_2(h_{\text{вІІ}} - h_2) =$$

$$= 3334 - 1980 - 0,138(2772 - 1980) - 0,119(2416 - 1980) = 1192,8 \text{ кДж/кг}.$$

Отже, питома витрата пари

$$d_{0p} = \frac{3600}{l_{0p}} = \frac{3600}{1192,8} = 3,02 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)},$$

а повна годинна витрата пари на турбіну

$$G_0 = N_0 d_{0p} = 25000 \cdot 3,02 = 75500 \text{ кг/год.}$$

З цієї кількості витрата на перший відбір

$$G_{\text{вI}} = \alpha_1 G_0 = 0,138 \cdot 75500 = 10420 \text{ кг/год};$$

на другий відбір

$$G_{\text{вII}} = \alpha_2 G_0 = 0,119 \cdot 75500 = 8985 \text{ кг/год.}$$

У конденсатор надходить кількість пари

$$G_{\text{к}} = G_0 - G_{\text{вI}} - G_{\text{вII}} = 75500 - 10420 - 8985 = 56095 \text{ кг/год.}$$

Термічний ККД регенеративного циклу

$$\eta_{tp} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{0p}}{h_1 - h'_{\text{вI}}} = \frac{1192,8}{3334 - 762,7} = 0,464.$$

Термічний ККД циклу Ренкіна при тих же початкових та кінцевих параметрах

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3334 - 1980}{3334 - 121,4} = 0,421.$$

Покращення термічного ККД регенеративного циклу порівняно з циклом без регенерації

$$\Delta \eta_t / \eta_t \cdot 100 \% = \frac{0,464 - 0,421}{0,421} \cdot 100 \% = 10,2 \%. \quad \underline{\underline{\hspace{10em}}}$$

3. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ СУДНОВИХ ПАРОВИХ ТУРБООАГРЕГАТИВ

3.1. Як оцінюються втрати теплової енергії в паровій турбіні?

Відповідь. Втрати теплової енергії в паровій турбіні оцінюються **внутрішнім ККД** турбіни η_i , який являє собою відношення використаного теплоперепаду ΔH_i до наявного в турбіні ΔH_0 , тобто

$$\eta_i = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_0} = \frac{h_0 - h_k}{h_0 - h_{k.a}},$$

де h_0 – ентальпія пари при початкових її параметрах, кДж/кг; h_k – ентальпія пари при кінцевих її параметрах, кДж/кг; $h_{k.a}$ – ентальпія пари при адіабатичному її розширенні від початкового стану до кінцевого, кДж/кг.

Значення внутрішнього ККД парових турбін знаходиться в межах 0,70...0,88.

3.2. Як оцінюються втрати теплоти на тертя в підшипниках та на привід допоміжних механізмів?

Відповідь. Втрати теплоти на тертя в підшипниках та на привід допоміжних механізмів (механічні втрати) оцінюються **механічним ККД** турбіни η_m , який являє собою відношення ефективної потужності N_e до внутрішньої N_i , тобто

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

Значення механічного ККД турбін знаходиться в межах 0,97...0,99.

3.3. Як оцінюються ефективний ККД турбіни, ККД генератора та ККД турбогенератора?

Відповідь. Втрати теплоти в турбіні та механічні втрати оцінюються **ефективним ККД турбіни η_e** , який дорівнює добутку внутрішнього ККД турбіни та її механічного ККД, тобто

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Значення η_e залежно від потужності знаходиться в межах 0,68...0,87.

Якщо парова турбіна безпосередньо приєднана до електричного генератора, то електрична потужність буде менша від ефективної внаслідок втрат у генераторі, які оцінюються **коефіцієнтом корисної дії генератора η_{Γ}** .

Коефіцієнт корисної дії електричного генератора являє собою відношення електричної потужності $N_{\text{ел}}$ до ефективної N_e , тобто

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\text{ел}}}{N_e}.$$

Значення ККД генератора знаходяться в межах 0,96...0,99.

Коефіцієнт корисної дії турбогенератора

$$\eta_{\text{тг}} = \eta_e \eta_{\Gamma} = \eta_i \eta_m \eta_{\Gamma}.$$

3.4. Визначити внутрішній та ефективний ККД турбіни, якщо параметри пари перед турбіною: $p_0 = 3,4$ МПа та $t_0 = 440$ °С, за турбіною: $p_2 = 0,4$ МПа та $t_2 = 220$ °С; механічний ККД турбіни $\eta_m = 0,98$.

Відповідь. За діаграмою $h-s$ водяної пари знаходимо:

$$h_0 = 3316; \quad h_2 = 2902; \quad h_{2t} = 2775 \text{ кДж/кг}.$$

Наявний теплоперепад турбіни

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{2t} = 3316 - 2775 = 541 \text{ кДж/кг}.$$

Використаний (внутрішній) теплоперепад

$$\Delta H_i = h_0 - h_2 = 3316 - 2902 = 414 \text{ кДж/кг}.$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_i = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_0} = \frac{414}{541} = 0,765.$$

Ефективний ККД турбіни

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,765 \cdot 0,98 = 0,750.$$

3.5. Визначити ККД турбогенератора, якщо параметри пари перед турбіною: $p_0 = 4$ МПа та $t_0 = 390$ °С; за турбіною: $p_2 = 1$ МПа та $t_2 = 240$ °С; механічний ККД турбіни $\eta_m = 0,97$; ККД електричного генератора $\eta_r = 0,95$.

Відповідь. За діаграмою $h-s$ водяної пари знаходимо:

$$h_0 = 3190; \quad h_2 = 2920; \quad h_{2t} = 2851 \text{ кДж/кг}.$$

Наявний теплоперепад турбіни

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{2t} = 3190 - 2851 = 339 \text{ кДж/кг}.$$

Використаний (внутрішній) теплоперепад

$$\Delta H_i = h_0 - h_2 = 3190 - 2920 = 270 \text{ кДж/кг}.$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_i = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_0} = \frac{270}{339} = 0,796.$$

Коефіцієнт корисної дії турбогенератора

$$\eta_{\text{тг}} = \eta_i \eta_m \eta_r = 0,796 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 0,734.$$

3.6. Що собою характеризує коефіцієнт повернення теплоти?

Відповідь. Коефіцієнт повернення теплоти R характеризує відносне збільшення наявного теплоперепадку за рахунок часткового повернення теплових втрат:

$$R = \frac{\sum \Delta h_0}{\Delta H_0},$$

де $\sum \Delta h_0$ – сума наявних теплоперепадів у всіх ступенях турбіни, кДж/кг.

Коефіцієнт повернення теплоти в багатоступінчастій турбіні при рівності внутрішніх ККД окремих ступенів $\eta_{ст}$

$$R = \frac{\eta_i}{\eta_{ст}}.$$

Значення коефіцієнта повернення теплоти турбіни залежно від числа її ступенів знаходиться в межах 1,04...1,06.

3.7. При випробуванні турбіни були заміряні параметри пари перед турбіною: $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 410$ °С; за турбіною: $p_2 = 1,2$ МПа та $t_2 = 290$ °С. Визначити коефіцієнт повернення теплоти, якщо турбіна має сім ступенів з однаковими внутрішніми ККД $\eta_{ст} = 0,73$.

Відповідь. За діаграмою $h-s$ водяної пари знаходимо:

$$h_0 = 3246; \quad h_2 = 3024; \quad h_{2t} = 2957 \text{ кДж/кг.}$$

Наявний теплоперепад турбіни

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{2t} = 3246 - 2957 = 289 \text{ кДж/кг.}$$

Використаний (внутрішній) теплоперепад

$$\Delta H_i = h_0 - h_2 = 3246 - 3024 = 222 \text{ кДж/кг.}$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_i = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_0} = \frac{222}{289} = 0,768.$$

Коефіцієнт повернення теплоти

$$R = \frac{\eta_i}{\eta_{\text{ст}}} = \frac{0,768}{0,73} = 1,052.$$

3.8. Для турбіни з початковими параметрами пари $p_0 = 9$ МПа та $t_0 = 500$ °С і протитиском $p_2 = 1,5$ МПа визначити коефіцієнт повернення теплоти, якщо використаний теплоперепад регулюючого ступеня $\Delta h_i^p = 102$ кДж/кг, а внутрішній ККД регулюючого ступеня $\eta_i^p = 0,68$. Турбіна має шість нерегульованих ступенів з однаковими наявними теплоперепадами $\Delta h_0 = 62$ кДж/кг.

Відповідь. За діаграмою $h-s$ водяної пари знаходимо:

$$h_0 = 3386; \quad h_{2t} = 2890 \text{ кДж/кг}.$$

Наявний теплоперепад турбіни

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{2t} = 3386 - 2890 = 496 \text{ кДж/кг}.$$

Наявний теплоперепад регулюючого ступеня

$$\Delta h_0^p = \frac{\Delta h_i^p}{\eta_i^p} = \frac{102}{0,68} = 150 \text{ кДж/кг}.$$

Сума наявних теплоперепадів у всіх ступенях турбіни

$$\sum \Delta h_0 = \Delta h_0^p + n \cdot \Delta h_0 = 150 + 6 \cdot 62 = 522 \text{ кДж/кг}.$$

Коефіцієнт повернення теплоти

$$R = \frac{\sum \Delta h_0}{\Delta H_0} = \frac{522}{496} = 1,0524.$$

3.9. Як визначити ефективну, внутрішню та електричну потужності турбіни?

Відповідь. Ефективною потужністю турбіни N_e (кВт) називають потужність, яку знімають з вихідного вала або з'єднувальної муфти турбіни:

$$N_e = G \Delta H_0 \eta_e,$$

де G – витрата пари на турбіну, кг/с; ΔH_0 – наявний теплоперепад, кДж/кг; η_e – ефективний ККД турбіни.

Ефективна потужність менша від внутрішньої потужності N_i на величину потужності механічних втрат N_m , тобто

$$N_e = N_i - N_m.$$

Внутрішня потужність турбіни розраховується за формулою

$$N_i = N_e / \eta_m,$$

де η_m – механічний ККД.

Електрична потужність

$$N_{\text{ел}} = N_e \eta_{\Gamma},$$

де η_{Γ} – ККД електричного генератора.

3.10. Турбіна працює з початковими параметрами пари $p_0 = 4$ МПа та $t_0 = 440$ °С і тиском пари в конденсаторі $p_k = 4$ кПа. Визначити ефективну потужність турбіни, якщо витрата пари $G = 5,2$ кг/с, а ефективний ККД турбіни $\eta_e = 0,71$.

Відповідь. За діаграмою $h-s$ водяної пари знаходимо:

$$h_0 = 3308; \quad h_{2t} = 2100 \text{ кДж/кг}.$$

Наявний теплоперепад турбіни

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{2t} = 3308 - 2100 = 1208 \text{ кДж/кг}.$$

Ефективна потужність

$$N_e = G \Delta H_0 \eta_e = 5,2 \cdot 1208 \cdot 0,71 = 4460 \text{ кВт}.$$

3.11. Турбіна працює з початковими параметрами пари $p_0 = 8$ МПа та $t_0 = 480$ °С і тиском у конденсаторі $p_k = 3,5$ кПа. Визначити внутрішню потужність турбіни і потужність механічних втрат, якщо витрата пари $G = 5,4$ кг/с, ефективний ККД турбіни $\eta_e = 0,73$, механічний ККД турбіни $\eta_m = 0,97$.

Відповідь. За діаграмою $h-s$ водяної пари знаходимо:

$$h_0 = 3349; \quad h_{2t} = 1995 \text{ кДж/кг}.$$

Наявний теплоперепад турбіни

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{2t} = 3349 - 1995 = 1354 \text{ кДж/кг}.$$

Ефективна потужність

$$N_e = G \Delta H_0 \eta_e = 5,4 \cdot 1354 \cdot 0,73 = 5337 \text{ кВт}.$$

Внутрішня потужність турбіни

$$N_i = N_e / \eta_m = 5337 / 0,97 = 5502 \text{ кВт}.$$

Потужність механічних втрат

$$N_m = N_i - N_e = 5502 - 5337 = 165 \text{ кВт}.$$

3.12. Що собою являє питома витрата пари?

Відповідь. Економічність парової турбіни визначається як ККД, так і питомою витратою пари.

Питома ефективна витрата пари являє собою відношення секундної витрати пари G до ефективної потужності N_e , тобто

$$d_e = \frac{3600 G}{N_e} = \frac{3600}{\Delta H_0 \eta_e} \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Питома ефективна витрата пари потужних конденсаційних турбін при повному завантаженні становить 3...4 кг/(кВт·год).

3.13. Як визначається витрата пари на турбіну з відбором пари?

Відповідь. Витрата пари на турбіну з відбором пари визначається за формулою

$$G = \frac{N_e}{(h_0 - h_k) \eta_i \eta_m} + \frac{G_{\Pi} (h_{\Pi} - h_k)}{h_0 - h_k},$$

де G_{Π} – відбір пари, кг/с; h_0 – ентальпія пари при початкових параметрах, кДж/кг; h_k – ентальпія пари в конденсаторі, кДж/кг; h_{Π} – ентальпія пари, яка надходить з відбору, кДж/кг.

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{\Pi} = h_0 - (h_0 - h_{\Pi.a}) \eta'_i,$$

де $h_{\Pi.a}$ – ентальпія пари при адіабатичному її розширенні від початкового стану до тиску, при якому забезпечується відбір, кДж/кг; η'_i – внутрішній ККД частини високого тиску (до відбору).

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_k = h_{\Pi} - (h_{\Pi} - h_{k.a}) \eta''_i,$$

де $h_{k.a}$ – ентальпія пари при адіабатичному її розширенні від тиску відбору до тиску в конденсаторі, кДж/кг; η''_i – внутрішній ККД частини низького тиску (після відбору).

3.14. Турбіна працює з початковими параметрами пари $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 435$ °С і тиском у конденсаторі $p_k = 4$ кПа. Визначити ефективну потужність турбіни і питому ефективну витрату пари, якщо витрата пари $G = 5$ кг/с, а ефективний ККД турбіни $\eta_e = 0,72$.

Відповідь. Використовуючи h – s –діаграму, знаходимо, що ентальпія пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 складає 3315 кДж/кг, а ентальпія пари після адіабатичного розширення до тиску в конденсаторі $h_{k.a} = 2095$ кДж/кг (рис. 3.1).

Наявний теплоперепад турбіни

$$\begin{aligned} \Delta H_0 &= h_0 - h_{k.a} = \\ &= 3315 - 2095 = 1220 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

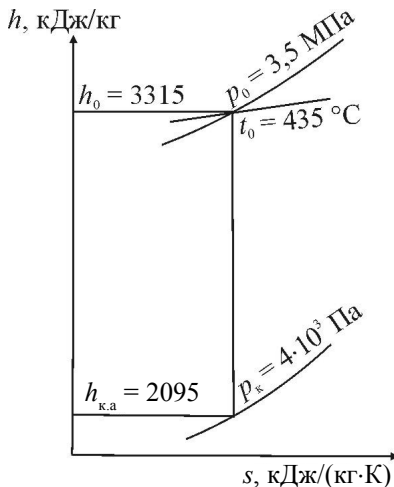


Рис. 3.1. До завдання 3.14

Ефективна потужність турбіни

$$N_e = G \Delta H_0 \eta_e = 5 \cdot 1220 \cdot 0,72 = 4392 \text{ кВт.}$$

Питома ефективна витрата пари

$$d_e = \frac{3600}{\Delta H_0 \eta_e} = \frac{3600}{1220 \cdot 0,72} = 4,1 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год).}$$

3.15. Турбіна, що працює з початковими параметрами пари $p_0 = 1,6 \text{ МПа}$ та $t_0 = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском у конденсаторі $p_{\text{к}} = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$, переведена на роботу при тиску в конденсаторі $p'_{\text{к}} = 9 \cdot 10^3 \text{ Па}$. Наскільки зменшиться ефективна потужність турбіни, якщо при одній і тій же витраті пари ($G = 5,5 \text{ кг/с}$) ефективний ККД зменшиться з $\eta_e = 0,66$ до $\eta'_e = 0,61$?

Відповідь. Використовуючи h - s -діаграму, знаходимо, що ентальпія пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 складає 3146 кДж/кг , ентальпія після адіабатичного розширення до тиску $p_{\text{к}} = 5 \text{ кПа}$: $h_{\text{к.а}} = 2160 \text{ кДж/кг}$, а ентальпія пари після адіабатичного розширення до тиску $p'_{\text{к}} = 9 \text{ кПа}$: $h'_{\text{к.а}} = 2240 \text{ кДж/кг}$.

Наявні теплоперепади турбіни, відповідно,

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{\text{к.а}} = 3146 - 2160 = 986 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H'_0 = h_0 - h'_{\text{к.а}} = 3146 - 2240 = 906 \text{ кДж/кг}.$$

Ефективні потужності турбіни, відповідно,

$$N_e = G \Delta H_0 \eta_e = 5,5 \cdot 986 \cdot 0,66 = 3579 \text{ кВт};$$

$$N'_e = G \Delta H'_0 \eta'_e = 5,5 \cdot 906 \cdot 0,61 = 3040 \text{ кВт.}$$

Зменшення ефективної потужності турбіни

$$\Delta N_e = N_e - N'_e = 3579 - 3040 = 539 \text{ кВт.}$$

3.16. Турбіна, що працює з початковими параметрами пари $p_0 = 2,6 \text{ МПа}$ та $t_0 = 360 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском у конденсаторі $p_{\text{к}} = 4,5 \cdot 10^3 \text{ Па}$, має ефективний ККД $\eta_e = 0,68$. Наскільки збільшиться питома ефективна

витрата пари, якщо тиск у конденсаторі підвищиться до $p'_k = 8 \cdot 10^3$ Па, а ефективний ККД знизиться до $\eta'_e = 0,63$?

Відповідь. Використовуючи h - s -діаграму, знаходимо, що ентальпія пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 складає 3147,5 кДж/кг, ентальпія після адіабатичного розширення до тиску $p_k = 4,5$ кПа: $h_{k.a} = 2085$ кДж/кг, а ентальпія пари після адіабатичного розширення до тиску $p'_k = 8$ кПа: $h'_{k.a} = 2150$ кДж/кг.

Наявні теплоперепади турбіни, відповідно,

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{k.a} = 3147,5 - 2085 = 1062,5 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H'_0 = h_0 - h'_{k.a} = 3147,5 - 2150 = 997,5 \text{ кДж/кг}.$$

Питомі ефективні витрати пари, відповідно,

$$d_e = \frac{3600}{\Delta H_0 \eta_e} = \frac{3600}{1062,5 \cdot 0,68} = 4,98 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)};$$

$$d'_e = \frac{3600}{\Delta H'_0 \eta'_e} = \frac{3600}{997,5 \cdot 0,63} = 5,73 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Збільшення питомої ефективної витрати пари

$$\Delta d_e = d'_e - d_e = 5,73 - 4,98 = 0,75 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

3.17. Конденсаційна турбіна, що має ефективну потужність $N_e = 12000$ кВт, працює при початкових параметрах пари $p_0 = 2,8$ МПа та $t_0 = 400$ °С і тиску в конденсаторі $p_k = 4,5 \cdot 10^3$ Па. Визначити питому ефективну витрату пари та ефективний ККД турбіни, якщо витрата пари $G = 15$ кг/с.

Відповідь. Питома ефективна витрата пари

$$d_e = \frac{3600 G}{N_e} = \frac{3600 \cdot 15}{12000} = 4,50 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Використовуючи h - s -діаграму, знаходимо, що ентальпія пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 складає 3234,9 кДж/кг,

а ентальпія після адіабатичного розширення до тиску в конденсаторі $h_{\kappa,a} = 2110$ кДж/кг.

Наявний теплоперепад турбіни

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{\kappa,a} = 3234,9 - 2110 = 1124,9 \text{ кДж/кг.}$$

Ефективний ККД турбіни

$$\eta_e = \frac{3600}{\Delta H_0 d_e} = \frac{3600}{1124,9 \cdot 4,50} = 0,711.$$

3.18. Конденсаційна турбіна працює при початкових параметрах пари $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 435$ °С і тиску в конденсаторі $p_{\kappa} = 4 \cdot 10^3$ Па. Визначити секундну і питому витрати пари на турбіну, якщо потужність турбогенератора $N_{\text{тг}} = 24000$ кВт, ефективний ККД турбіни $\eta_e = 0,76$, ККД електричного генератора $\eta_{\Gamma} = 0,96$.

Відповідь. Використовуючи h - s -діаграму, знаходимо, що ентальпія пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 складає 3303,4 кДж/кг, а ентальпія після адіабатичного розширення до тиску в конденсаторі $h_{\kappa,a} = 2080$ кДж/кг.

Наявний теплоперепад турбіни

$$\Delta H_0 = h_0 - h_{\kappa,a} = 3303,4 - 2080 = 1223,4 \text{ кДж/кг.}$$

Секундна витрата пари на турбіну

$$G = \frac{N_{\text{тг}}}{\Delta H_0 \eta_e \eta_{\Gamma}} = \frac{24000}{1223,4 \cdot 0,76 \cdot 0,96} = 26,89 \text{ кг/с.}$$

Питома витрата пари

$$d_e = \frac{3600 G}{N_e} = \frac{3600}{\Delta H_0 \eta_e \eta_{\Gamma}} = \frac{3600}{1223,4 \cdot 0,76 \cdot 0,96} = 4,03 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год).}$$

3.19. Турбіна з регульованим виробничим відбором пари, яка працює при початкових параметрах $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 435$ °С і тиску в конденсаторі $p_{\kappa} = 4 \cdot 10^3$ Па, забезпечує відбір пари $G_{\Pi} = 5$ кг/с при

тиску $p_{\text{п}} = 0,2$ МПа. Визначити витрату пари на турбіну, якщо потужність турбогенератора $N_{\text{тг}} = 4000$ кВт, внутрішній ККД частини високого тиску (до відбору) $\eta'_i = 0,74$, внутрішній ККД частини низького тиску (після відбору) $\eta''_i = 0,76$, механічний ККД $\eta_{\text{м}} = 0,98$, ККД електричного генератора $\eta_{\text{г}} = 0,96$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою (рис. 3.2):

$$h_0 = 3315 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпії пари $h_{\text{п.а}}$ та $h_{\text{к.а}}$, які отримуємо при адіабатичному розширенні від стану p_0, t_0 до $p_{\text{п}}$ та від $p_{\text{п}}, h_{\text{п}}$ до $p_{\text{к}}$, знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі, тобто

$$h_{\text{п.а}} = 2640 \text{ та } h_{\text{к.а}} = 2240 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{\text{п}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{п.а}}) \eta'_i = 3315 - (3315 - 2640) \cdot 0,74 = 2815 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_{\text{к}} = h_{\text{п}} - (h_{\text{п}} - h_{\text{к.а}}) \eta''_i = 2815 - (2815 - 2240) \cdot 0,76 = 2378 \text{ кДж/кг.}$$

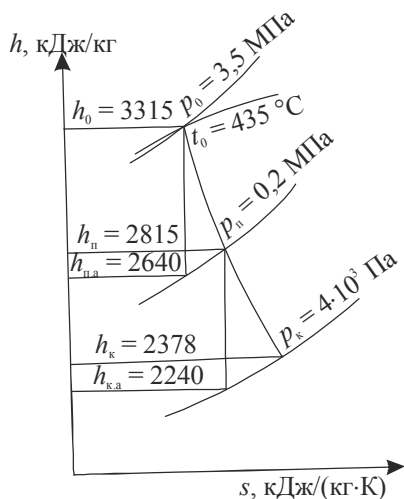


Рис. 3.2. До завдання 3.19

Витрата пари на турбогенератор

$$G = \frac{N_{\text{ТГ}}}{(h_0 - h_{\text{к}})\eta_{\text{М}}\eta_{\text{Г}}} + \frac{G_{\text{П}}(h_{\text{П}} - h_{\text{к}})}{h_0 - h_{\text{к}}} =$$

$$= \frac{4000}{(3315 - 2378) \cdot 0,98 \cdot 0,96} + \frac{5 \cdot (2815 - 2378)}{3315 - 2378} = 6,87 \text{ кг/с}.$$

3.20. Турбіна з регульованим виробничим відбором, яка працює при початкових параметрах пари $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 435$ °С і тиску в конденсаторі $p_{\text{к}} = 5 \cdot 10^3$ Па, забезпечує відбір пари витратою $G_{\text{П}} = 11,1$ кг/с при тиску $p_{\text{П}} = 0,5$ МПа. Визначити питому ефективну витрату пари, якщо потужність турбогенератора $N_{\text{ТГ}} = 6000$ кВт, внутрішній ККД частини високого тиску (до відбору) $\eta'_i = 0,78$, внутрішній ККД частини низького тиску (після відбору) $\eta''_i = 0,65$, механічний ККД $\eta_{\text{М}} = 0,98$, ККД електричного генератора $\eta_{\text{Г}} = 0,95$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою:

$$h_0 = 3315 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпії пари $h_{\text{П.а}}$ та $h_{\text{к.а}}$, які отримуємо при адіабатичному розширенні від стану p_0, t_0 до $p_{\text{П}}$ та від $p_{\text{П}}, h_{\text{П}}$ до $p_{\text{к}}$, знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі, тобто

$$h_{\text{П.а}} = 2775 \quad \text{та} \quad h_{\text{к.а}} = 2180 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{\text{П}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{П.а}})\eta'_i = 3315 - (3315 - 2775) \cdot 0,78 = 2894 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_{\text{к}} = h_{\text{П}} - (h_{\text{П}} - h_{\text{к.а}})\eta''_i = 2894 - (2894 - 2180) \cdot 0,65 = 2430 \text{ кДж/кг}.$$

Витрата пари на турбогенератор

$$G = \frac{N_{\text{ТГ}}}{(h_0 - h_{\text{к}})\eta_{\text{М}}\eta_{\text{Г}}} + \frac{G_{\text{П}}(h_{\text{П}} - h_{\text{к}})}{h_0 - h_{\text{к}}} =$$

$$= \frac{6000}{(3315 - 2430) \cdot 0,98 \cdot 0,95} + \frac{11,1 \cdot (2894 - 2430)}{3315 - 2430} = 13,1 \text{ кг/с.}$$

Питома витрата пари

$$d_e = \frac{3600 G}{N_{\text{ТГ}} / \eta_{\text{Г}}} = \frac{3600 \cdot 13,1}{6000 / 0,95} = 7,47 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

3.21. Турбіна з виробничим відбором, що працює при початкових параметрах пари $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 350$ °С і тиску в конденсаторі $p_{\text{к}} = 4 \cdot 10^3$ Па, забезпечує відбір пари витратою $G_{\text{п}} = 4$ кг/с при тиску $p_{\text{п}} = 0,4$ МПа. Визначити потужність турбогенератора, якщо витрата пари на турбіну $G = 8$ кг/с, внутрішній ККД частини високого тиску (до відбору) $\eta_i' = 0,75$, внутрішній ККД частини низького тиску (після відбору) $\eta_i'' = 0,77$, механічний ККД $\eta_{\text{м}} = 0,97$, ККД електричного генератора $\eta_{\text{г}} = 0,97$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою (рис. 3.3):

$$h_0 = 3110 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпії $h_{\text{п.а}}$ та $h_{\text{к.а}}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі від початкового її стану до кінцевого, тобто

$$h_{\text{п.а}} = 2645 \text{ та } h_{\text{к.а}} = 2095 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{\text{п}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{п.а}}) \eta_i' = 3110 - (3110 - 2645) \cdot 0,75 = 2761 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_{\text{к}} = h_{\text{п}} - (h_{\text{п}} - h_{\text{к.а}}) \eta_i'' = 2761 - (2761 - 2095) \cdot 0,77 = 2248 \text{ кДж/кг.}$$

Потужність турбогенератора

$$N_{\text{тг}} = [G(h_0 - h_{\text{к}}) - G_{\text{п}}(h_{\text{п}} - h_{\text{к}})] \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} =$$

$$= [8 \cdot (3110 - 2248) - 4 \cdot (2761 - 2248)] \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 4553 \text{ кВт.}$$

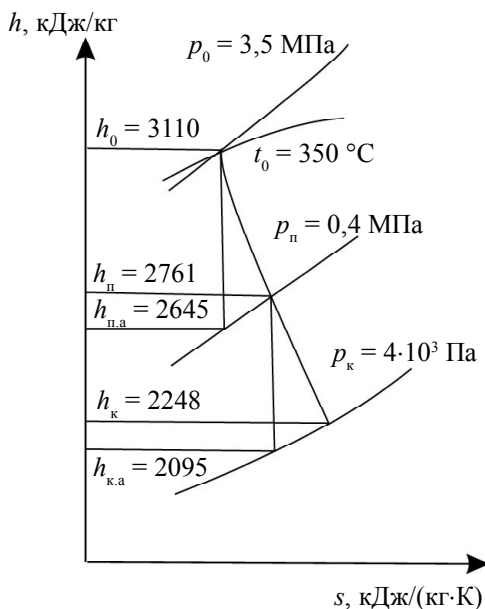


Рис. 3.3. До завдання 3.21

3.22. Турбіна з виробничим відбором, яка працює при початкових параметрах пари $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 350$ °С і тиску в конденсаторі $p_{\text{к}} = 5 \cdot 10^3$ Па, забезпечує відбір пари витратою $G_{\text{п}} = 5$ кг/с при тиску $p_{\text{п}} = 0,4$ МПа. Визначити ефективну потужність турбіни, якщо витрата пари на турбіну $G = 10$ кг/с, внутрішній ККД частини високого тиску (до відбору) $\eta'_i = 0,75$, внутрішній ККД частини низького тиску (після відбору) $\eta''_i = 0,78$, механічний ККД $\eta_{\text{м}} = 0,98$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h – s -діаграмою:

$$h_0 = 3110 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпії $h_{п.а}$ та $h_{к.а}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на $h-s$ -діаграмі від початкового її стану до кінцевого, тобто

$$h_{п.а} = 2650 \quad \text{та} \quad h_{к.а} = 2120 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{п} = h_0 - (h_0 - h_{п.а}) \eta'_i = 3110 - (3110 - 2650) \cdot 0,75 = 2765 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_{к} = h_{п} - (h_{п} - h_{к.а}) \eta''_i = 2765 - (2765 - 2120) \cdot 0,78 = 2262 \text{ кДж/кг.}$$

Ефективна потужність турбіни

$$\begin{aligned} N_e &= [G(h_0 - h_{к}) - G_{п}(h_{п} - h_{к})] \eta_{м} = \\ &= [10 \cdot (3110 - 2262) - 5 \cdot (2765 - 2262)] \cdot 0,98 = 5846 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

3.23. Конденсаційна турбіна, що працює при початкових параметрах пари $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 380$ °С і тиску в конденсаторі $p_{к} = 4 \cdot 10^3$ Па, має один проміжний відбір пари при тиску $p_{п} = 0,4$ МПа. Визначити секундну і питому ефективну витрати пари на турбіну, якщо потужність турбогенератора $N_{тг} = 2500$ кВт, внутрішній ККД частини високого тиску (до відбору) $\eta'_i = 0,74$, внутрішній ККД частини низького тиску (після відбору) $\eta''_i = 0,76$, механічний ККД турбіни $\eta_{м} = 0,97$, ККД електричного генератора $\eta_{г} = 0,97$, частка пари, що відбирається на виробництво, $\alpha_{п} = G_{п}/G = 0,5$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за $h-s$ -діаграмою (рис. 3.4):

$$h_0 = 3190 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпії $h_{п.а}$ та $h_{к.а}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на $h-s$ -діаграмі від початкового її стану до кінцевого, тобто

$$h_{п.а} = 2720 \quad \text{та} \quad h_{к.а} = 2145 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{п} = h_0 - (h_0 - h_{п.а}) \eta'_i = 3190 - (3190 - 2720) \cdot 0,74 = 2842 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_k = h_{\Pi} - (h_{\Pi} - h_{k,a}) \eta_i'' = 2842 - (2842 - 2145) \cdot 0,76 = 2312 \text{ кДж/кг.}$$

Ефективна потужність турбіни

$$N_e = \frac{N_{\text{ТГ}}}{\eta_{\Gamma}} = \frac{2500}{0,97} = 2577 \text{ кВт.}$$

Витрата пари на турбіну

$$G = \frac{N_{\text{ТГ}}}{[(h_0 - h_k) - \alpha_{\Pi}(h_{\Pi} - h_k)] \eta_{\text{М}} \eta_{\Gamma}} =$$

$$= \frac{2500}{[(3190 - 2312) - 0,5 \cdot (2842 - 2312)] \cdot 0,97 \cdot 0,97} = 4,34 \text{ кг/с.}$$

Питома витрата пари на турбіну

$$d_e = \frac{3600 G}{N_e} = \frac{3600 \cdot 4,34}{2577} = 6,06 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год).}$$

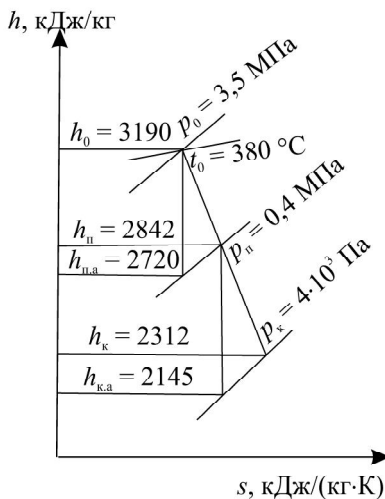


Рис. 3.4. До завдання 3.23

3.24. Конденсаційна турбіна, що працює при початкових параметрах пари $p_0 = 3$ МПа та $t_0 = 380$ °С і тиску в конденсаторі $p_k = 3 \cdot 10^3$ Па, має один проміжний відбір пари при тиску $p_{\pi} = 0,5$ МПа. Визначити потужність турбогенератора, якщо витрата пари $G = 4,65$ кг/с, внутрішній ККД частини високого тиску (до відбору) $\eta_i' = 0,73$, внутрішній ККД частини низького тиску (після відбору) $\eta_i'' = 0,75$, механічний ККД турбіни $\eta_m = 0,96$, ККД електричного генератора $\eta_r = 0,97$, частка пари, що відбирається на виробництво, $\alpha_{\pi} = G_{\pi}/G = 0,5$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою:

$$h_0 = 3185 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпії $h_{\pi.a}$ та $h_{k.a}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі від початкового її стану до кінцевого, тобто

$$h_{\pi.a} = 2720 \quad \text{та} \quad h_{k.a} = 2105 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{\pi} = h_0 - (h_0 - h_{\pi.a}) \eta_i' = 3185 - (3185 - 2760) \cdot 0,73 = 2875 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_k = h_{\pi} - (h_{\pi} - h_{k.a}) \eta_i'' = 2875 - (2875 - 2105) \cdot 0,75 = 2298 \text{ кДж/кг.}$$

Внутрішня потужність турбіни

$$\begin{aligned} N_i &= G[(h_0 - h_{\pi}) + (h_{\pi} - h_k)] - \alpha_{\pi} G(h_{\pi} - h_k) = \\ &= 4,65 \cdot [(3185 - 2875) + (2875 - 2298)] - \\ &\quad - 0,5 \cdot 4,65 \cdot (2875 - 2298) = 2783 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Потужність турбогенератора

$$N_{\text{тг}} = N_e \eta_r = N_i \eta_m \eta_r = 2783 \cdot 0,96 \cdot 0,97 = 2592 \text{ кВт.}$$

3.25. Турбіна високого тиску з відбором для теплофікації при тиску $p_{\Pi} = 0,14$ МПа працює з початковими параметрами пари $p_0 = 8$ МПа та $t_0 = 500$ °С і має на одному з режимів внутрішній ККД частини високого тиску $\eta_i = 0,8$. Зі зміною пропуску пари через турбіну при постійному тиску відбору внутрішній ККД частини високого тиску зменшився до $\eta'_i = 0,74$. Наскільки змінився наявний теплоперепад частини низького тиску, якщо тиск пари в конденсаторі p_{κ} залишився постійним і рівним $6 \cdot 10^3$ Па?

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою:

$$h_0 = 3400 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпії $h_{\Pi.a}$ та $h_{\kappa.a}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі від початкового її стану до кінцевого, тобто

$$h_{\Pi.a} = 2485 \quad \text{та} \quad h_{\kappa.a} = 2235 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{\Pi} = h_0 - (h_0 - h_{\Pi.a}) \eta'_i = 3400 - (3400 - 2485) \cdot 0,80 = 2668 \text{ кДж/кг.}$$

Наявний теплоперепад частини низького тиску

$$\Delta H''_0 = h_{\Pi} - h_{\kappa.a} = 2668 - 2235 = 433 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору, при зміні пропуску через турбіну

$$h_{\Pi 1} = h_0 - (h_0 - h_{\Pi.a}) \eta'_i = 3400 - (3400 - 2485) \cdot 0,74 = 2723 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпію пари $h_{\kappa.a1}$, яку отримуємо при адіабатичному розширенні її від p_{Π} , $h_{\Pi 1}$ до p_{κ} , знаходимо, побудувавши цей процес на h - s -діаграмі, тобто

$$h_{\kappa.a1} = 2285 \text{ кДж/кг.}$$

Наявний теплоперепад частини низького тиску при зміні пропуску пари через турбіну

$$\Delta H''_{01} = h_{\Pi 1} - h_{\kappa.a1} = 2723 - 2285 = 438 \text{ кДж/кг.}$$

Зміна наявного теплоперепаду частини низького тиску при зміні пропуску пари через турбіну

$$\Delta H = \Delta H''_{01} - \Delta H'_0 = 438 - 433 = 5 \text{ кДж/кг.}$$

3.26. Як визначити витрату охолоджуючої води для конденсатора?

Відповідь. Витрата охолоджуючої води для конденсатора визначається з теплового балансу конденсатора:

$$W = \frac{G_{\text{к}}(h_{\text{к}} - h'_{\text{к}})}{c_{\text{в}}(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})} \text{ кг/с,}$$

де $G_{\text{к}}$ – витрата пари, що конденсується, кг/с; $h_{\text{к}}$ – ентальпія пари в конденсаторі, кДж/кг; $h'_{\text{к}}$ – ентальпія конденсату, кДж/кг; $c_{\text{в}}$ – теплоємність охолоджуючої води, кДж/(кг·К); $t''_{\text{в}}$ та $t'_{\text{в}}$ – температури охолоджуючої води на виході з конденсатора та на вході до нього, °С.

3.27. Що таке кратність охолодження для конденсатора і як вона визначається?

Відповідь. Кратність охолодження для конденсатора являє собою відношення секундної витрати охолоджуючої води до секундної витрати пари, що конденсується. Вона визначається за формулою

$$m = \frac{W}{G_{\text{к}}} = \frac{h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}}{c_{\text{в}}(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})} \text{ кг/кг.}$$

3.28. Як визначається кількість теплоти, що віддається паром при конденсації?

Відповідь. Кількість теплоти, що віддається паром при конденсації в конденсаторі, визначається за формулою

$$Q = G_{\text{к}}(h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}) \text{ кВт,}$$

де $G_{\text{к}}$ – витрата пари, що конденсується, кг/с; $h_{\text{к}}$ – ентальпія пари в конденсаторі, кДж/кг; $h'_{\text{к}}$ – ентальпія конденсату, кДж/кг.

3.29. Як визначається кількість теплоти, що сприймається охолоджуючою водою в конденсаторі?

Відповідь. Кількість теплоти, що сприймається охолоджуючою водою в конденсаторі, визначається за формулою

$$Q = W c_B (t_B'' - t_B') \text{ кВт},$$

де W – витрата охолоджуючої води, кг/с; c_B – теплоємність охолоджуючої води, кДж/(кг·К); t_B'' та t_B' – температури охолоджуючої води на виході з конденсатора та на вході до нього, °С.

3.30. Як визначається поверхня охолодження конденсатора?

Відповідь. Поверхня охолодження конденсатора визначається з рівняння теплопередачі

$$F_K = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} \text{ м}^2,$$

де Q – кількість теплоти, що віддається парюю або сприймається охолоджуючою водою в конденсаторі, кВт; k – коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м²·К); Δt_{cp} – середній температурний напір у конденсаторі, °С, який визначається за формулою

$$\Delta t_{cp} = t_{н.п} - 0,5(t_B' + t_B''),$$

де $t_{н.п}$ – температура насиченої пари, °С.

3.31. Визначити витрату охолоджуючої води для конденсатора парової турбіни, якщо витрата пари, що конденсується, $G_K = 16,8$ кг/с, ентальпія пари в конденсаторі $h_K = 2300$ кДж/кг, тиск у конденсаторі $p_K = 3 \cdot 10^3$ Па, температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t_B' = 10$ °С, а температура води, що виходить, на 5 °С нижча за температуру насиченої пари в конденсаторі.

Відповідь. Температура насиченої пари при тиску в конденсаторі визначається за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$t_{н.п} = 24,1 \text{ °С}.$$

Температура охолоджуючої води на виході з конденсатора

$$t_B'' = t_{н.п} - 5 = 24,1 - 5 = 19,1 \text{ °С}.$$

Ентальпію конденсату при тиску $p_k = 3 \cdot 10^3$ Па знаходимо також за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_k = 101,04 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоємність охолоджуючої води

$$c_b = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Витрата охолоджуючої води для конденсатора

$$W = \frac{G_k(h_k - h'_k)}{c_b(t''_b - t'_b)} = \frac{16,8 \cdot (2300 - 101,04)}{4,19 \cdot (19,1 - 10)} = 969 \text{ кг/с.}$$

3.32. Визначити витрату охолоджуючої води і кратність охолодження для конденсатора парової турбіни, якщо витрата пари, що конденсується, $G_k = 10$ кг/с, ентальпія пари в конденсаторі $h_k = 2360$ кДж/кг, тиск у конденсаторі $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па, температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_b = 13$ °С, а температура води, що виходить, на 4 °С нижча за температуру насиченої пари в конденсаторі.

Відповідь. Температура насиченої пари при тиску в конденсаторі $3,5 \cdot 10^3$ Па визначається за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$t_{н.п} = 26,7 \text{ °С.}$$

Температура охолоджуючої води на виході з конденсатора

$$t''_b = t_{н.п} - 4 = 26,7 - 4 = 22,7 \text{ °С.}$$

Ентальпію конденсату при тиску $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па знаходимо також за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_k = 111,86 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоємність охолоджуючої води

$$c_b = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Витрата охолоджуючої води для конденсатора

$$W = \frac{G_{\kappa}(h_{\kappa} - h'_{\kappa})}{c_{\text{в}}(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})} = \frac{10 \cdot (2360 - 111,86)}{4,19 \cdot (22,7 - 13)} = 553 \text{ кг/с.}$$

Кратність охолодження для конденсатора

$$m = \frac{W}{G_{\kappa}} = \frac{553}{10} = 55,3 \text{ кг/кг.}$$

3.33. Визначити кратність охолодження для конденсатора парової турбіни, якщо пара надходить у конденсатор при тиску $p_{\kappa} = 3,5 \cdot 10^3$ Па з мірою сухості $x = 0,91$. Температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_{\text{в}} = 11$ °С, а температура води, що виходить, на 4 °С нижча за температуру насиченої пари в конденсаторі.

Відповідь. Ентальпію пари в конденсаторі при тиску $p_{\kappa} = 3,5 \cdot 10^3$ Па з мірою сухості $x = 0,91$ визначаємо за допомогою h – s -діаграми:

$$h_{\kappa} = 2305 \text{ кДж/кг.}$$

Температура насиченої пари при тиску в конденсаторі визначається за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$t_{\text{н.п}} = 26,7 \text{ °С.}$$

Температура охолоджуючої води на виході з конденсатора

$$t''_{\text{в}} = t_{\text{н.п}} - 4 = 26,7 - 4 = 22,7 \text{ °С.}$$

Ентальпію конденсату при тиску в конденсаторі знаходимо також за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_{\kappa} = 111,86 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоємність охолоджуючої води

$$c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Кратність охолодження для конденсатора

$$m = \frac{h_{\kappa} - h'_{\kappa}}{c_{\text{в}}(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})} = \frac{2305 - 111,86}{4,19 \cdot (22,7 - 11)} = 44,7 \text{ кг/кг.}$$

3.34. Конденсаційна турбіна з одним проміжним відбором пари при тиску $p_{\text{п}} = 0,4$ МПа працює з початковими параметрами пари $p_0 = 4$ МПа та $t_0 = 425$ °С і тиском у конденсаторі $p_{\text{к}} = 3,5 \cdot 10^3$ Па. Визначити витрату охолоджуючої води і кратність охолодження для конденсатора парової турбіни, якщо витрата пари, що конденсується, $G_{\text{к}} = 6,5$ кг/с, температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_{\text{в}} = 10$ °С, температура води, що виходить, на 5 °С нижча за температуру насиченої пари в конденсаторі. Вважати, що внутрішні ККД частин високого і низького тисків однакові: $\eta'_i = \eta''_i = 0,8$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою (рис. 3.5):

$$h_0 = 3280 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпії $h_{\text{п.а}}$ та $h_{\text{к.а}}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі від початкового її стану до кінцевого:

$$h_{\text{п.а}} = 2725 \quad \text{та} \quad h_{\text{к.а}} = 2130 \text{ кДж/кг.}$$

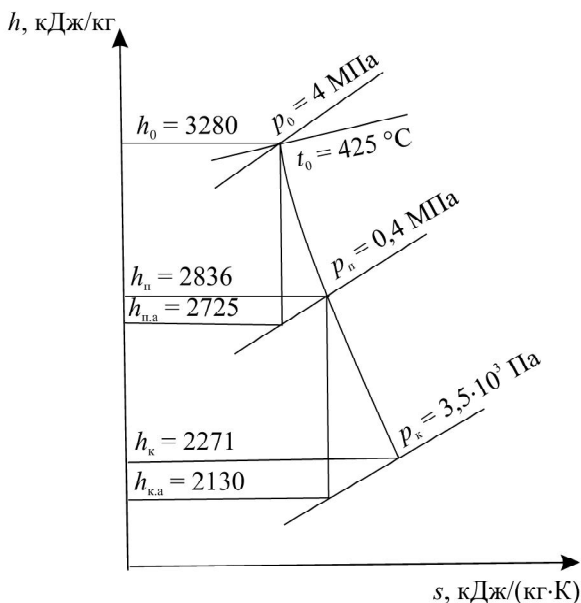


Рис. 3.5. До завдання 3.34

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{\text{п}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{п.а}}) \eta'_i = 3280 - (3280 - 2725) \cdot 0,8 = 2836 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_{\text{к}} = h_{\text{п}} - (h_{\text{п}} - h_{\text{к.а}}) \eta''_i = 2836 - (2836 - 2130) \cdot 0,8 = 2271 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпію конденсату та температуру насиченої пари при тиску $p_{\text{к}} = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Па}$ визначаємо за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_{\text{к}} = 111,86 \text{ кДж/кг}; \quad t_{\text{н.п}} = 26,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура охолоджуючої води на виході з конденсатора

$$t''_{\text{в}} = t_{\text{н.п}} - 5 = 26,7 - 5 = 21,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплоємність охолоджуючої води

$$c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Витрата охолоджуючої води для конденсатора

$$W = \frac{G_{\text{к}}(h_{\text{к}} - h'_{\text{к}})}{c_{\text{в}}(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})} = \frac{6,5 \cdot (2271 - 111,86)}{4,19 \cdot (21,7 - 10)} = 286,4 \text{ кг/с}.$$

Кратність охолодження для конденсатора

$$m = \frac{W}{G_{\text{к}}} = \frac{286,4}{6,5} = 44,1 \text{ кг/кг}.$$

3.35. Конденсаційна турбіна з одним проміжним відбором пари при тиску $p_{\text{п}} = 0,4 \text{ МПа}$ працює з початковими параметрами пари $p_0 = 3 \text{ МПа}$ та $t_0 = 380 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском у конденсаторі $p_{\text{к}} = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$. Визначити витрату охолоджуючої води і кратність охолодження для конденсатора парової турбіни, якщо витрата пари, що конденсується, $G_{\text{к}} = 8,5 \text{ кг/с}$, температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_{\text{в}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$, температура води на виході з конденсатора $t''_{\text{в}} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$, внутрішній ККД частини високого тиску $\eta'_i = 0,74$, внутрішній ККД частини низького тиску $\eta''_i = 0,76$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою:

$$h_0 = 3180 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпії $h_{п.а}$ та $h_{к.а}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі від початкового її стану до кінцевого:

$$h_{п.а} = 2715 \quad \text{та} \quad h_{к.а} = 2440 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, яка надходить з відбору,

$$h_{п} = h_0 - (h_0 - h_{п.а}) \eta'_i = 3180 - (3180 - 2715) \cdot 0,74 = 2836 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_k = h_{п} - (h_{п} - h_{к.а}) \eta''_i = 2836 - (2836 - 2440) \cdot 0,76 = 2535 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпію конденсату при тиску $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па визначаємо за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_k = 121,42 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоємність охолоджуючої води

$$c_b = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K).}$$

Витрата охолоджуючої води для конденсатора

$$W = \frac{G_k (h_k - h'_k)}{c_b (t''_b - t'_b)} = \frac{8,5 \cdot (2535 - 121,42)}{4,19 \cdot (21 - 11)} = 489,6 \text{ кг/с.}$$

Кратність охолодження для конденсатора

$$m = \frac{W}{G_k} = \frac{489,6}{8,5} = 57,6 \text{ кг/кг.}$$

3.36. Конденсаційна турбіна працює при початкових параметрах пари $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 435$ °C і тиску в конденсаторі $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па. Визначити кількість теплоти, що віддається парою в конденсаторі турбіни, якщо витрата цієї пари $G_k = 12$ кг/с, а внутрішній ККД турбіни $\eta_i = 0,76$.

Відповідь. Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою:

$$h_0 = 3300 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпію $h_{\text{к.а}}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі від початкового її стану до кінцевого:

$$h_{\text{к.а}} = 2095 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_{\text{к}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{к.а}}) \eta_i = 3300 - (3300 - 2095) \cdot 0,76 = 2384 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпію конденсату при тиску $p_{\text{к}} = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$ визначаємо за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_{\text{к}} = 121,42 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість теплоти, що віддається парою в конденсаторі,

$$Q = G_{\text{к}} (h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}) = 12 \cdot (2384 - 121,42) = 27151 \text{ кВт.}$$

3.37. Визначити кількість теплоти, що сприймається охолоджуючою водою в конденсаторі парової турбіни, якщо витрата пари $G_{\text{к}} = 8,5 \text{ кг/с}$, кратність охолодження $m = 54 \text{ кг/кг}$, тиск пари в конденсаторі $p_{\text{к}} = 3 \cdot 10^3 \text{ Па}$, температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_{\text{в}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$, температура води, що виходить, на $4 \text{ }^\circ\text{C}$ нижча за температуру насиченої пари в конденсаторі.

Відповідь. Температура насиченої пари при тиску $p_{\text{к}} = 3 \cdot 10^3 \text{ Па}$ визначається за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$t_{\text{н.п}} = 24,1 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Температура охолоджуючої води на виході з конденсатора

$$t''_{\text{в}} = t_{\text{н.п}} - 4 = 24,1 - 4 = 20,1 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Теплоємність охолоджуючої води

$$c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K).}$$

Витрата охолоджуючої води

$$W = m G_K = 54 \cdot 8,5 = 459 \text{ кг/с.}$$

Кількість теплоти, що сприймається охолоджуючою водою в конденсаторі,

$$Q = W c_B (t''_B - t'_B) = 459 \cdot 4,19 \cdot (20,1 - 12) = 15578 \text{ кВт.}$$

3.38. Для парової турбіни ефективною потужністю $N_e = 2600$ кВт з питомою витратою пари $d_e = 6,5$ кг/(кВт·год) визначити кількість теплоти, яка сприймається охолоджуючою водою в конденсаторі турбіни, якщо кратність охолодження $m = 55$ кг/кг, температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_B = 10,5$ °С, температура води на виході з конденсатора $t''_B = 21$ °С.

Відповідь. Витрата пари, що конденсується,

$$G_K = N_e d_e / 3600 = 2600 \cdot 6,5 / 3600 = 4,69 \text{ кг/с.}$$

Витрата охолоджуючої води

$$W = m G_K = 55 \cdot 4,69 = 258 \text{ кг/с.}$$

Теплоємність охолоджуючої води

$$c_B = 4,19 \text{ кДж/(кг·К).}$$

Кількість теплоти, що сприймається охолоджуючою водою в конденсаторі,

$$Q = W c_B (t''_B - t'_B) = 258 \cdot 4,19 \cdot (21 - 10,5) = 11359 \text{ кВт.}$$

3.39. Для парової турбіни ефективною потужністю $N_e = 2000$ кВт з питомою витратою пари $d_e = 5,5$ кг/(кВт·год) визначити поверхню охолодження конденсатора турбіни, якщо ентальпія пари в конденсаторі $h_K = 2350$ кДж/кг, тиск пари в конденсаторі $p_K = 5 \cdot 10^3$ Па, коефіцієнт теплопередачі $k = 3,9$ кВт/(м²·К), середній температурний напір у конденсаторі $\Delta t_{cp} = 10$ °С.

Відповідь. Ентальпію конденсату при тиску $p_k = 5 \cdot 10^3$ Па визначаємо за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_k = 137,83 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата пари, що конденсується,

$$G_k = N_e d_e / 3600 = 2000 \cdot 6,5 / 3600 = 3,06 \text{ кг/с.}$$

Кількість теплоти, що віддається парою в конденсаторі,

$$Q = G_k (h_k - h'_k) = 3,06 \cdot (2350 - 137,83) = 6769 \text{ кВт.}$$

Поверхня охолодження конденсатора визначається з рівняння теплопередачі:

$$F_k = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{6769}{3,9 \cdot 10} = 173,6 \text{ м}^2.$$

3.40. Конденсаційна турбіна ефективною потужністю $N_e = 5000$ кВт з питомою витратою пари $d_e = 5,8$ кг/(кВт·год) працює при початкових параметрах $p_0 = 3,5$ МПа та $t_0 = 435$ °С і тиску в конденсаторі $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па. Визначити поверхню охолодження конденсатора турбіни, якщо температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_b = 14$ °С, температура води на виході з конденсатора $t''_b = 24$ °С, коефіцієнт теплопередачі $k = 4$ кВт/(м²·К), внутрішній ККД турбіни $\eta_i = 0,75$.

Відповідь. Витрата пари, що конденсується,

$$G_k = N_e d_e / 3600 = 5000 \cdot 5,8 / 3600 = 8,06 \text{ кг/с.}$$

Ентальпію пари h_0 при заданих початкових параметрах p_0 та t_0 знаходимо за h - s -діаграмою (рис. 3.6):

$$h_0 = 3320 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпію $h_{k,a}$ знаходимо, побудувавши процес адіабатичного розширення пари на h - s -діаграмі від початкового її стану до кінцевого:

$$h_{k,a} = 2120 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари в конденсаторі

$$h_k = h_0 - (h_0 - h_{k,d}) \eta_i = 3320 - (3320 - 2120) \cdot 0,75 = 2420 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпію конденсату при тиску $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па визначаємо за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_k = 121,42 \text{ кДж/кг.}$$

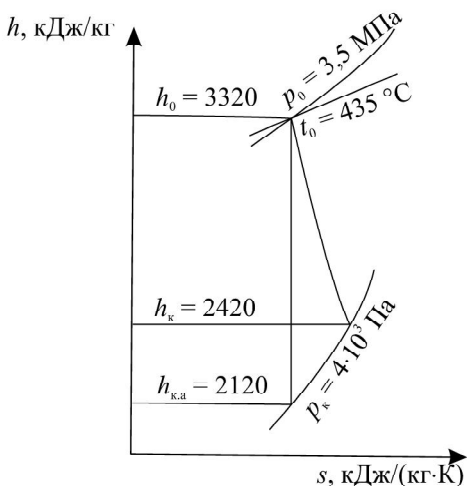


Рис. 3.6. До завдання 3.40

Кількість теплоти, що віддається паром в конденсаторі,

$$Q = G_k (h_k - h'_k) = 8,06 \cdot (2420 - 121,42) = 18530 \text{ кВт.}$$

Температура насиченої пари при тиску $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па визначається за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$t_{н.п} = 29,0 \text{ °C.}$$

Середній температурний напір у конденсаторі

$$\Delta t_{cp} = t_{н.п} - 0,5(t'_B + t''_B) = 29,0 - 0,5 \cdot (14 + 24) = 10,0 \text{ °C.}$$

Поверхня охолодження конденсатора визначається з рівняння теплопередачі:

$$F_k = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{18530}{4 \cdot 10,0} = 463,2 \text{ м}^2.$$

3.41. Визначити поверхню охолодження конденсатора турбіни, якщо витрата охолоджуючої води для конденсатора $W = 450$ кг/с, кратність охолодження $m = 55$ кг/кг, ентальпія пари в конденсаторі $h_k = 2400$ кДж/кг, тиск у конденсаторі $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па, температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_B = 12$ °С, температура води на виході з конденсатора $t''_B = 22$ °С, коефіцієнт теплопередачі $k = 3,7$ кВт/(м²·К).

Відповідь. Витрата пари, що конденсується,

$$G_k = \frac{W}{m} = \frac{450}{55} = 8,18 \text{ кг/с}.$$

Ентальпію конденсату і температуру насиченої пари при тиску $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па визначаємо за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_k = 121,42 \text{ кДж/кг}; \quad t_{н.п} = 29,0 \text{ °С}.$$

Середній температурний напір у конденсаторі

$$\Delta t_{cp} = t_{н.п} - 0,5(t'_B + t''_B) = 29,0 - 0,5 \cdot (12 + 22) = 12,0 \text{ °С}.$$

Кількість теплоти, що віддається парою в конденсаторі,

$$Q = G_k (h_k - h'_k) = 8,18 \cdot (2400 - 121,42) = 18639 \text{ кВт}.$$

Поверхня охолодження конденсатора визначається з рівняння теплопередачі:

$$F_k = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{18639}{3,7 \cdot 12,0} = 419,8 \text{ м}^2.$$

3.42. Визначити середній температурний напір у конденсаторі турбіни, якщо витрата пари, що конденсується, $G_k = 7,6$ кг/с, ентальпія пари в конденсаторі $h_k = 2330$ кДж/кг, тиск у конденсаторі $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па, поверхня охолодження конденсатора $F_k = 410$ м², коефіцієнт теплопередачі $k = 3,65$ кВт/(м²·К).

Відповідь. Ентальпію конденсату при тиску $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па визначаємо за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$h'_k = 111,86 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість теплоти, що віддається парю в конденсаторі,

$$Q = G_k (h_k - h'_k) = 7,6 \cdot (2330 - 111,86) = 16858 \text{ кВт.}$$

Середній температурний напір у конденсаторі

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{Q}{k F_k} = \frac{16858}{3,65 \cdot 410} = 11,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

3.43. Визначити середній температурний напір у конденсаторі турбіни, якщо витрата пари, що конденсується, $G_k = 7,8$ кг/с, кратність охолодження $m = 55$ кг/кг, тиск у конденсаторі $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па, температура охолоджуючої води на вході в конденсатор $t'_b = 12$ °С, температура води, що виходить, на 6 °С нижча за температуру насиченої пари в конденсаторі. Поверхня охолодження конденсатора $F_k = 430$ м², а коефіцієнт теплопередачі $k = 4$ кВт/(м²·К).

Відповідь. Витрата охолоджуючої води

$$W = m G_k = 55 \cdot 7,8 = 429 \text{ кг/с.}$$

Температура насиченої пари при тиску $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па визначається за таблицями насиченої водяної пари (за тисками):

$$t_{\text{н.п}} = 29,0 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Температура охолоджуючої води на виході з конденсатора

$$t''_b = t_{\text{н.п}} - 6 = 29,0 - 6 = 23,0 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Теплоємність охолоджуючої води

$$c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Кількість теплоти, що сприймається охолоджуючою водою в конденсаторі,

$$Q = W c_{\text{в}} (t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}) = 429 \cdot 4,19 \cdot (23 - 12) = 19773 \text{ кВт}.$$

Середній температурний напір у конденсаторі

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{Q}{k F_{\text{к}}} = \frac{19773}{4 \cdot 430} = 11,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Інший спосіб визначення середнього температурного напору в конденсаторі:

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{н.п}} - 0,5(t'_{\text{в}} + t''_{\text{в}}) = 29,0 - 0,5 \cdot (12 + 23) = 11,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

4. ОСЬОВІ ТА ВІДЦЕНТРОВІ КОМПРЕСОРИ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ

4.1. Описати конструкцію осьового компресора і пояснити принцип його дії.

Відповідь. Турбокомпресор будь-якого типу, у тому числі і газотурбінного агрегату, як і будь-яка турбомашина, складається з обертових лопаткових апаратів, у яких до робочого тіла підводиться енергія від привідного двигуна, та нерухомих напрямних апаратів, призначених для зміни величини і напрямку вектора швидкості потоку газу. Сукупність одного робочого колеса, утвореного обертовим диском, з укріпленими на ньому робочими лопатками та розташованим за ним нерухожим напрямним апаратом, називається **ступенем компресора**.

На рис. 4.1 схематично показана будова багатоступінчастого осьового компресора газотурбінного агрегату. Проточна частина такого компресора складається з вхідного пристрою 1, вхідного напрямного апарата 3 (ВНА), групи осьових ступенів, вихідного спрямного апарата 9 і вихідного пристрою 10. Робочі лопатки всіх ступенів разом з валом і дисками, на яких ці лопатки закріплені, утворюють **ротор** компресора 6. Напрямні апарати всіх ступенів разом із зовнішнім корпусом 7, у якому вони закріплені, складають **статор** компресора. Ротор компресора спирається на підшипникові опори, якими можуть бути кулькові і роликові підшипники кочення або підшипники ковзання. Підшипники сприймають радіальні навантаження від маси ротора, а також осьові зусилля, що діють на ротор під час роботи компресора. Для зменшення перетікань повітря між ступенями, а також витоків повітря в масляні порожнини служать ущільнення 8, 12, 13.

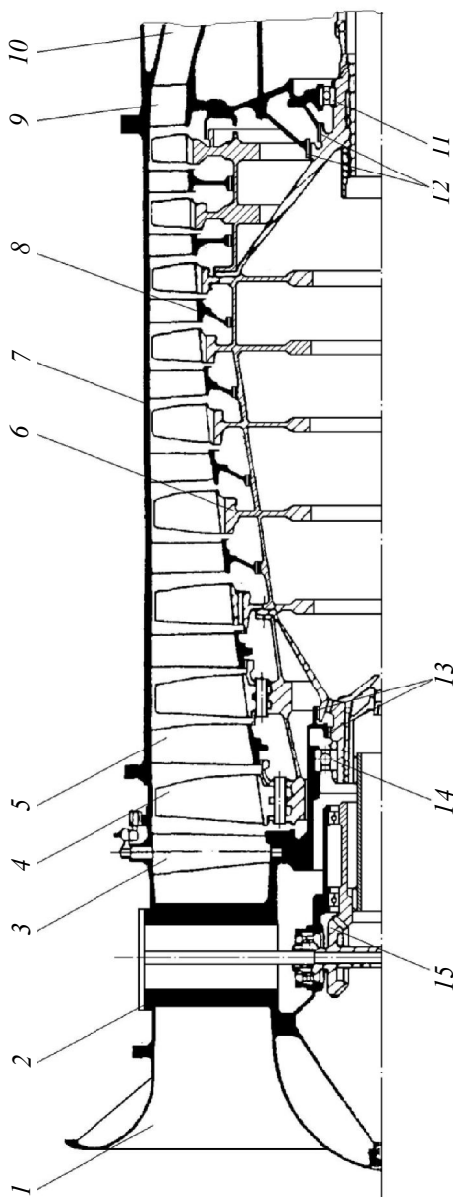


Рис. 4.1. Схема і будова багатоступінчастого осевого компресора суднового ГТА:

1 – вхідний пристрій; 2 – передній корпус; 3 – вхідний напрямний апарат з поворотними лопатками; 4 – робоча лопатка; 5 – напрямний апарат; 6 – ротор компресора; 7 – зовнішній корпус компресора; 8 – міжступеневе радіальне ущільнення; 9 – вхідний спрямний апарат; 10 – вихідний пристрій; 11 – задня опора ротора; 12 – ущільнення масляної порожнини задньої опори; 13 – ущільнення масляної порожнини передньої опори; 14 – передня опора ротора; 15 – передній привід

Вхідний пристрій забезпечує рівномірне підведення повітря з навколишнього середовища на вхід компресора, створюючи рівномірне поле швидкості і тиску перед ВНА. Вхідний напрямний апарат формує задане за величиною і напрямком поле швидкостей перед робочими лопатками першого ступеня. У ступенях компресора відбувається послідовне стискання повітря до заданої величини за рахунок механічної енергії, що підводиться.

Вихідний спрямний апарат служить для надання потоку повітря осьового напрямку на вході в проточну частину заднього корпусу компресора. Вихідний пристрій компресора призначений для підведення повітря з мінімальними втратами повного тиску до наступної частини ГТА – компресора наступного каскаду, осьового або осерадіального дифузора на вході до камери згоряння.

Стискання повітря в робочих каналах ступеня даного компресора здійснюється в результаті силової взаємодії потоку газу з лопатковим апаратом, що обертається. При цьому частина підведеної до ступеня механічної енергії йде на підвищення тиску повітря, а інша частина – на збільшення його кінетичної енергії. Напрямний лопатковий апарат ступеня служить для надання потоку повітря необхідного напрямку для входу на робочі лопатки наступного ступеня, а також для подальшого стискання за рахунок зниження його кінетичної енергії.

4.2. Визначити ізоентропійний ККД осьового компресора, якщо відомі такі його параметри: витрата повітря $G = 75,3$ кг/с; потужність компресора $N_k = 11080$ кВт; повна температура на вході $T_{\text{вх}}^* = 288$ К; міра підвищення тиску $\pi_k^* = 3,62$; показник ізоентропи $k = 1,396$; механічний ККД $\eta_m = 0,995$.

Відповідь.

$$\begin{aligned}
 H_{\text{ак}}^* &= \frac{k}{k-1} R T_{\text{вх}}^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \\
 &= \frac{1,396}{1,396-1} 287 \cdot 288 \cdot \left(3,62^{\frac{1,396-1}{1,396}} - 1 \right) = 128439 \text{ Дж/кг}; \\
 \eta_{\text{ак}}^* &= \frac{G H_{\text{ак}}^*}{1000 N_k \eta_m} = \frac{75,3 \cdot 128439}{1000 \cdot 11080 \cdot 0,995} = 0,877.
 \end{aligned}$$

4.3. Описати конструкцію відцентрового компресора і пояснити принцип його дії.

Відповідь. Схема відцентрового компресора зображена на рис. 4.2. Відцентровий компресор є лопатковою машиною, що складається з робочого колеса 1 (РК) і прямого апарата 2 (НА), який називається **лопатковим дифузором** (ЛД). Лопатковий дифузور відцентрового компресора звичайно являє собою колову радіальну решітку лопаток або може бути виконаний у вигляді кільцевої осьової решітки лопаток. Між РК і НА розташовується безлопатковий дифузور, у якому відбувається перетворення кінетичної енергії повітря на статичний тиск, а також зменшення крокової нерівномірності потоку робочого тіла, що виходить із РК.

Робоча лопатка відцентрового компресора має складну просторову форму. На початковій ділянці входу потоку перо лопатки профілюється аналогічно лопатці РК осьового компресора з урахуванням вектора швидкості потоку у відносному напрямку w_1 . У деяких відцентрових компресорах ця початкова ділянка для всіх лопаток виготовляється окремо від РК, як самостійна конструкція, та називається **обертним напрямним**

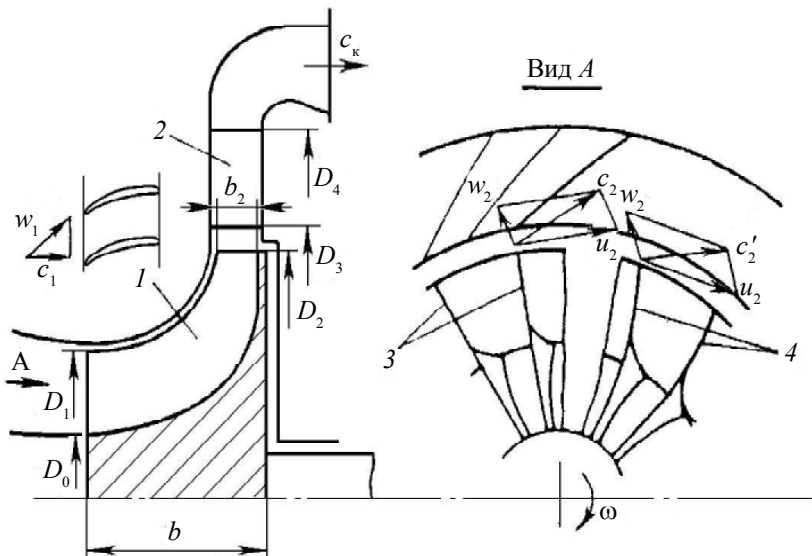


Рис. 4.2. Схема відцентрового компресора:

- 1 – робоче колесо; 2 – лопатковий дифузор; 3 – радіальні лопатки;
4 – лопатки, загнуті проти обертання

апаратом (ОНА). Така спеціально спрофільована ділянка робочої лопатки дає змогу значно зменшити втрати енергії на вході до РК, які у противному випадку неминучі через розходження в напрямку векторів швидкості вхідного потоку в абсолютному і відносному русі: c_1 та w_1 .

Форма робочої лопатки на виході з робочого колеса відцентрового компресора може впливати на його характеристики. Якщо вихідна ділянка робочої лопатки виконується радіальною, то швидкість потоку в абсолютному напрямку c_2 за інших рівних умов виявляється істотно більшою, ніж у випадку, коли вихідна ділянка лопатки виконується загнutoю в бік, протилежний напрямку обертання ротора компресора. Такий конструктивний прийом дає змогу істотно зменшити втрати в лопатковому дифузорі. Для ступеня відцентрового компресора геометричні співвідношення, які помітно впливають на його характеристики і ККД, звичайно подають у вигляді відношення діаметрів: $\bar{d}_1 = D_1/D_2$; $\bar{d}_0 = D_0/D_1$; $\bar{d}_2 = D_2/D_3$; $\bar{d}_3 = D_3/D_4$ (див. рис. 4.2). Також ураховуються власне відносна ширина РК $\bar{b} = B/D_2$ і відносна ширина РК на виході $\bar{b}_2 = b_2/D_2$.

4.4. Визначити ізоентропійний ККД відцентрового компресора, якщо відомі такі його параметри: міра підвищення тиску компресора $\pi_k^* = 3,6$; повна температура на вході $T_{\text{вх}}^* = 288$ К; повна температура на виході $T_k^* = 458$ К; показник ізоентропи $k = 1,396$.

Відповідь:

$$\eta_{\text{ак}}^* = \frac{T_{\text{вх}}^* \left(\pi_k^{*k} - 1 \right)}{(T_k^* - T_{\text{вх}}^*)} = \frac{288 \cdot \left(3,6^{\frac{1,396-1}{1,396}} - 1 \right)}{(458 - 288)} = 0,765.$$

4.5. Описати конструкцію осевідцентрового компресора і пояснити принцип його дії.

Відповідь. У ГТА порівняно невеликої потужності застосовуються комбіновані осевідцентрові компресори, які дають змогу використовувати переваги осьових і відцентрових компресорів і в той же час звести до мінімуму їхні недоліки.

Схема осевідцентрового компресора показана на рис. 4.3. Спочатку повітря підводиться до групи осевих ступенів 1, стискується в них і далі по переходнику 2 надходить на вхід відцентрового колеса 3, закріпленого на тому ж самому валу. Така конструкція дає змогу замінити останні ступені осевого компресора, якщо розрахункові розміри лопаток виявляються надзвичайно малі (менше 20...25 мм), одним відцентровим ступенем. З огляду на те, що при таких невеликих лопатках не вдається досягти необхідного ККД осевих ступенів через неприпустимо високі відносні втрати в радіальних зазорах лопаток, ККД відцентрового ступеня виявляється істотно вищим, а отже, вдається досягти більш високого ККД і всього компресора.

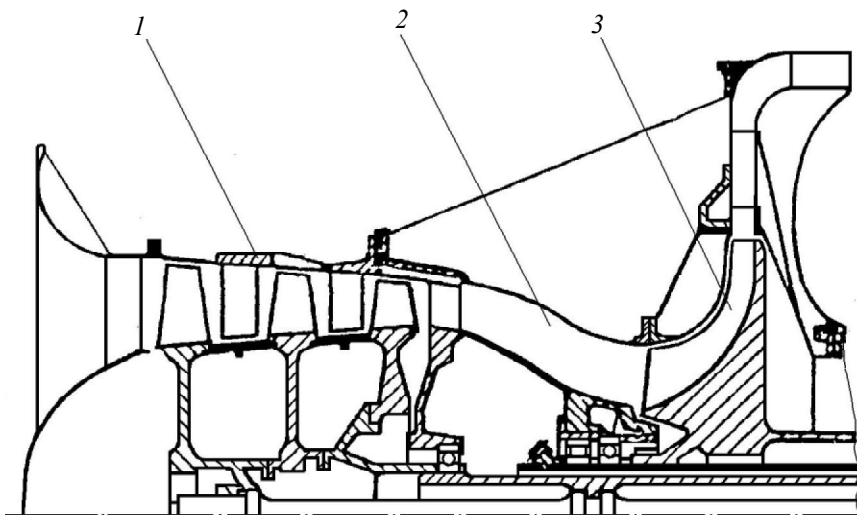


Рис. 4.3. Схема осевідцентрового компресора:

- 1 – група осевих ступенів; 2 – переходник компресора;
3 – відцентровий ступінь

До цього ж типу компресорів варто відносити і відцентрові компресори з одним осевим передвключеним ступенем. Таке конструктивне рішення дає змогу підвищити параметри (витрату, напір, ККД) вихідного відцентрового ступеня при практично незмінних його розмірах.

4.6. Визначити ізоентропійний ККД осевідцентрового компресора, якщо відомі такі його параметри: міра підвищення тиску всього компре-

сора $\pi_k^* = 12$; міра підвищення тиску його осьової частини $\pi_{o,k}^* = 4,5$; міра підвищення тиску його відцентрової частини $\pi_{b,k}^* = 2,66$; ізентропійний ККД осьової частини $\eta_{o,k}^* = 0,885$; ізентропійний ККД відцентрової частини $\eta_{b,k}^* = 0,82$; показник ізентропи $k = 1,4$.

Відповідь:

$$\eta_{ак}^* = \frac{\pi_k^{*k \frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{\pi_{o,k}^{*k \frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{o,k}^*} + \frac{\pi_{b,k}^{*k \frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{b,k}^*} \left(1 + \frac{\pi_{o,k}^{*k \frac{k-1}{k}}}{\eta_{o,k}^*} \right)} =$$

$$= \frac{12^{1,4 \frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{\frac{4,5^{1,4 \frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,885} + \frac{2,66^{1,4 \frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,82} \cdot \left(1 + \frac{4,5^{1,4 \frac{1,4-1}{1,4}}}{0,885} \right)} = 0,862.$$

4.7. Описати схему і принцип дії осьового компресорного ступеня.

Відповідь. Поєднання одного робочого колеса та одного напрямного апарата, що розміщений за ним, називається **ступенем осьового компресора**. Звичайно компресор ГТА має від 5 до 10 ступенів у багатокаскадному компресорному блоці або 15...20 ступенів в однокаскадному варіанті виконання. Перед робочим колесом багатоступінчастого компресора може бути встановлений вхідний напрямний апарат.

На рис. 4.4 показаний ступінь осьового компресора, який складається з робочого колеса і напрямного апарата. Умовимося розрізняти надалі такі перерізи ступеня: 1–1 – перед робочим колесом, 2–2 – за робочим колесом, 3–3 – за напрямним апаратом. Параметри повітряного потоку в цих перерізах умовимося позначати індексами, які відповідають номеру перерізу.

У кожному з цих перерізів ступеня компресора розрізняють діаметр втулки $D_{вт}$ (заміряний по кореню лопаток) і зовнішній діаметр

D_k (заміряний по корпусу). Простір між поверхнями втулки і корпусу називається **проточною частиною ступеня**.

Усі струмені повітря, що входять у колесо ступеня на довільному радіусі r_1 , рухаються далі на деякій поверхні струму, яку (нехтуючи впливом окремих лопаток) можна розглядати як поверхню обертання з криволінійною твірною ab , причому в загальному випадку $r_3 \neq r_2 \neq r_1$. Однак у багатьох випадках ця поверхня близька до циліндричної. Якщо умовно розсікти лопатки ступеня циліндричною поверхнею і розгорнути потім її на площину, то перерізи лопаток робочого колеса будуть виглядати як ряд однакових та одноманітно розташованих профілів, які утворюють кільцеві решітки профілів робочого колеса (рис. 4.5). Перерізи лопаток прямого апарата утворять інші решітки профілів (перерізи лопаток на рис. 4.5 повернені відносно зображення на рис. 4.4 на 90°).

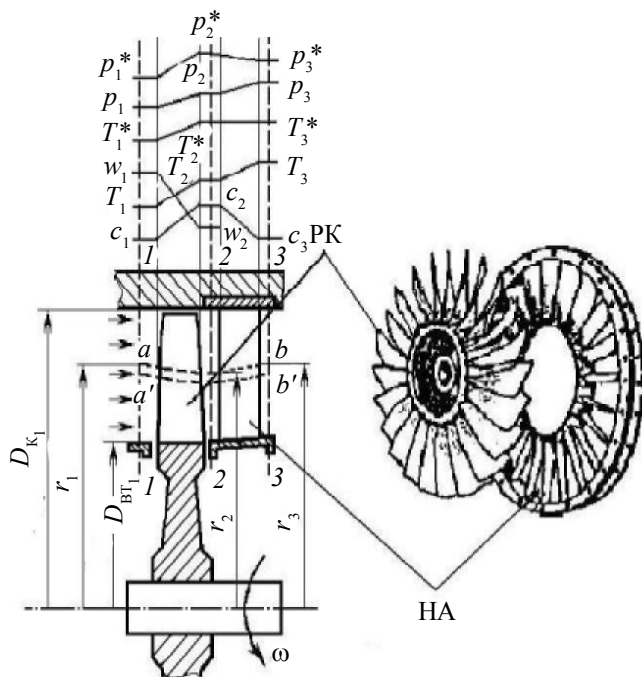


Рис. 4.4. Ступінь осевого компресора з характерними параметрами повітряного потоку

Розглянемо течію повітря через ці решітки профілів, нехтуючи нерівномірністю потоку в коловому напрямку. На вході в робоче колесо швидкість повітря відносно корпусу компресора (будемо називати її **абсолютною швидкістю**) у загальному випадку може бути направлена не паралельно осі колеса, а під деяким кутом до неї. Це відбувається внаслідок неповного випрямлення потоку напрямним апаратом попереднього ступеня чи встановлення перед робочим колесом першого ступеня вхідного напрямного апарата. Ця швидкість позначена на рис. 4.5 вектором $\vec{c}_1$. Обертання робочого колеса відповідає на рис. 4.5 переміщенню решітки РК праворуч з коловою швидкістю $\vec{u}$. Для визначення швидкості повітря відносно робочих лопаток $\vec{w}_1$ застосуємо відоме правило додавання швидкостей, відповідно до якого абсолютна швидкість

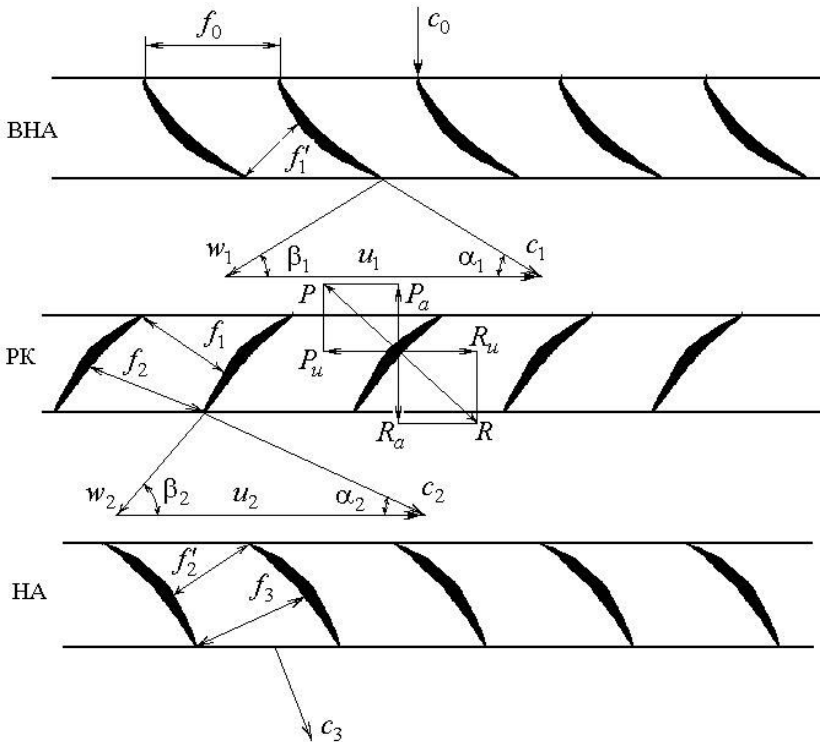


Рис. 4.5. Течія повітря в елементарному ступені осьового компресора

дорівнює векторній сумі відносної і переносної швидкостей. У даному випадку переносною швидкістю є колова швидкість лопаток, отже,

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}.$$

Трикутник, складений з векторів $\vec{c}_1$ і $\vec{w}_1$, називається трикутником швидкостей на вході в колесо. Наведене на рис. 4.5 розташування профілів лопаток і трикутників швидкостей відповідає так званому **правому обертанню** ступеня компресора.

Лопатки робочого колеса повинні бути встановлені таким чином, щоб для уникнення зриву потоку їхні передні кромки були направлені за напрямком вектора w_1 чи під невеликим кутом до нього. При цьому форма (кривизна) профілів лопаток вибирається з таким розрахунком, щоб кут виходу потоку з колеса β_2 був більшим від кута входу β_1 . У цьому випадку, як видно з рис. 4.5, поворот потоку супроводжується збільшенням площі поперечного перерізу струменя газу, що проходить через канал між двома сусідніми лопатками ($f_2 > f_1$). У результаті відносна швидкість повітря в робочому колесі зменшується ($w_2 < w_1$), а тиск повітря зростає ($p_2 > p_1$).

Обтікання потоком повітря лопаток робочого колеса супроводжується виникненням на кожній лопатці аеродинамічної сили P , направленої від увігнутої до опуклої поверхні профілю. Розкладемо силу P на дві складові (див. рис. 4.5). Складову P_u , направлену паралельно вектору колової швидкості, назовемо **коловою складовою**, а нормальну до неї складову P_a , направлену паралельно осі компресора, – **осьовою складовою**. Сумарна осьова складова, яка діє на лопатки робочого колеса, через ротор компресора передається упорному підшипнику. Активна сила, що діє з боку лопаток на потік повітря ($R_a = -P_a$), забезпечує стиснення повітря і проштовхування його в осьовому напрямку через компресор.

Колова складова P_u , напрямком якої є протилежним напрямку обертання ротора компресора, створює момент опору обертанню ступеня компресора. Для подолання цього моменту витрачається робота обертання робочого колеса L_k .

Завдяки підведенню до повітря роботи L_k швидкість потоку повітря за робочим колесом c_2 стає більшою, ніж c_1 . Відповідно зростає повний напір газового потоку за робочим колесом ($p_2^* > p_1^*$).

Абсолютна швидкість c_2 визначається побудовою трикутника на векторах швидкостей w_2 та u . Унаслідок повороту потоку в колесі вектор швидкості c_2 виявляється відхиленням від вектора швидкості c_1 у бік обертання колеса. Лопатки напрямного апарата відхиляють потік газу у зворотний бік, причому їх форма підбирається так, щоб напрямок вектора швидкості газу за ступенем c_3 був близьким до напрямку вектора c_1 . При цьому, як і в робочому колесі, поворот потоку приводить до збільшення площі поперечного перерізу струменя газу, що проходить через канал між сусідніми лопатками ($f_3 > f_2'$). У результаті швидкість повітря в напрямному апараті падає, а статичний тиск зростає. Але тут зростання тиску забезпечується тільки за рахунок використання кінетичної енергії газу, набутої ним у робочому колесі. Повний напір повітряного потоку в напрямному апараті зменшується ($p_3^* < p_2^*$, див. рис. 4.4) через вплив гідравлічних втрат.

З огляду на те, що збільшення площі поперечного перерізу струменя повітря, яке тече через міжлопатковий канал, супроводжується зменшенням його швидкості, вважаємо, що потік газу є дозвуковим. У деяких випадках швидкість газу, що набігає на лопатки робочого колеса (у відносному русі), може виявитися більшою від місцевої швидкості звуку a . При $w_1 > a$ течія через міжлопатковий канал робочого колеса, що розширюється, повинна була б супроводжуватися не зменшенням, а збільшенням швидкості. Але, як показують дослідження таких ступенів, у цьому випадку перед кожною лопаткою решітки звичайно виникає стрибок ущільнення (головна хвиля). Пройшовши через систему цих головних хвиль, газовий потік стає вже дозвуковим. Подальша його течія в міжлопатковому каналі, що розширюється, відбувається так само, як і у випадку $w_1 < a$. Докладна картина течії повітря на вході в колесо розглянута для цього випадку в роботі [8].

Якщо поверхня струму помітно відрізняється від циліндричної і може розглядатися як поверхня конуса, то при розгорненні її на площину передні кромки профілів лопаток робочого колеса або напрямного апарата будуть розташовуватися не на прямій лінії (як на рис. 4.5), а на дузі кола. Така решітка називається **коловою**. Однак радіус кривизни зазначеної дуги досить великий порівняно з кроком решітки, і тому течія повітря через неї в якісному відношенні мало відрізняється від розглянутої вище.

Таким чином, незалежно від рівня числа Маха потоку, що набігає на лопатки, і форми проточної частини, течія повітря через ступінь може розглядатися як течія через систему дифузorzних каналів зі зменшенням

відносної швидкості повітря в робочому колесі та абсолютної швидкості в напрямному апараті і збільшенням тиску в обох випадках.

Трикутники швидкостей у перерізах 1–1 і 2–2 часто поєднують, що дає можливість аналізувати кінематику потоку в ступені в цілому.

На рис. 4.6 показано поєднані трикутники швидкостей для елементарного ступеня компресора з позначенням відповідних векторів швидкостей і кутів між ними. Під час побудови трикутників швидкостей ступеня треба враховувати, що складова швидкості повітря в напрямку осі компресора (осьова складова c_a) при проходженні повітря через колесо в загальному випадку може змінитися. Унаслідок збільшення тиску в колесі густина повітря на виході з нього виявляється більшою, ніж на вході, і тому при постійній висоті лопаток осьова складова швидкості повітря відповідно зменшується. Найчастіше ступень виконують таким чином, що висота лопаток по ходу повітря до виходу зі ступеня зменшується. У цьому випадку осьова складова швидкості повітря може як зменшуватися, так і збільшуватися, залежно від співвідношення густини повітря і площі поперечного перерізу газового тракту ступеня. У розрахункових умовах роботи ступеня осьова складова швидкості повітря дещо зменшується в колесі й у ступені в цілому.

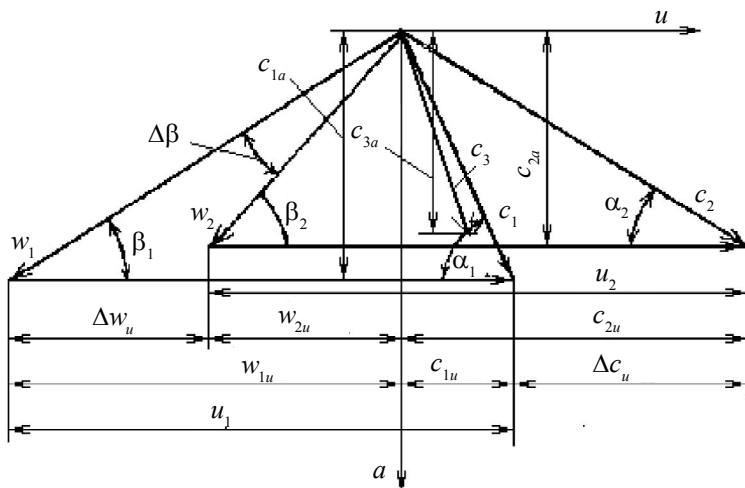


Рис. 4.6. Поєднані трикутники швидкостей осьового компресорного ступеня

У ступенях зі змінною висотою лопатки доводиться враховувати також те, що поверхня струму на виході з робочого колеса може проходити на іншому (наприклад, на більшому) радіусі, ніж на вході в колесо, що приводить до відповідної різниці в значенні переносної (колової) швидкості ($u_2 \neq u_1$). Зазначена різниця особливо помітна для навколозвукових перерізів лопаток перших ступенів суднових компресорів ГТА, де вона може сягати 15...25 %.

На рис. 4.6 c_{1u} – колова складова абсолютної швидкості повітря перед колесом (попереднє закручення), яку можна визначити за виразом $c_{1u} = c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1$. Якщо $\alpha_1 < 90^\circ$, то попереднє закручення потоку спрямоване в бік обертання колеса і вважається позитивним. Випадок $\alpha_1 > 90^\circ$ відповідає негативному закрученню. Якщо $\alpha_1 = 90^\circ$, то вектор c_1 спрямований паралельно осі обертання колеса, попереднє закручення відсутнє і тоді ступінь називають **ступенем з осьовим входом**. Відрізок $\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u} = c_{2u} - c_{1u}$ – це закручення газового потоку в робочому колесі. Зміст інших позначень зрозумілий безпосередньо з рисунка.

4.8. Побудувати трикутники швидкостей і визначити коефіцієнт теоретичного напору осьового компресорного ступеня, якщо відомі:
 $w_1 = 215 \text{ м/с}$; $w_2 = 166 \text{ м/с}$; $\beta_1 = 44^\circ$; $\beta_2 = 62^\circ$; $u_1 = 229 \text{ м/с}$;
 $u_2 = 234 \text{ м/с}$; $u_k = 290 \text{ м/с}$.

Відповідь:

$$\begin{aligned} H_T &= u_1 w_1 \cos \beta_1 - u_2 w_2 \cos \beta_2 = \\ &= 229 \cdot 215 \cdot \cos 44^\circ - 234 \cdot 166 \cdot \cos 62^\circ = 19259 \text{ Дж/кг}. \end{aligned}$$

Коефіцієнт теоретичного напору

$$\overline{H}_T = \frac{H_T}{u_k^2} = \frac{19259}{290^2} = 0,229.$$

4.9. Дайте характеристику міри реактивності компресорного ступеня.

Відповідь. Найважливішим параметром, який безпосередньо впливає на робочий процес у компресорному ступені і також є визначальним

під час оцінки його кінематичних характеристик, є **міра реактивності** ρ_k . Величина ρ_k визначає розподіл ізоентропійних робіт стискання між РК і НА та являє собою відношення теоретичного статичного теплоперепаду в РК до теоретичного повного теплоперепаду в ступені:

$$\rho_k = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{3s} - h_1}.$$

Уведемо поняття **ізоентропійного ККД РК** як відношення теоретичного статичного теплоперепаду в РК до його дійсного значення:

$$\eta_{PK} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1},$$

а також поняття **ізоентропійного ККД компресорного ступеня** як відношення теоретичного статичного теплоперепаду в компресорному ступені до дійсної різниці ентальпій. Тоді можна записати

$$\eta_k = \frac{h_{3s} - h_1}{h_3 - h_1}.$$

У такому випадку для величини ρ_k одержуємо формулу

$$\rho_k = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \frac{\eta_{PK}}{\eta_k}. \quad (4.1)$$

Різниці ентальпій $h_2 - h_1$ і $h_3 - h_1$ визначаються таким чином:

$$\left. \begin{aligned} h_2 - h_1 &= H_T - \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2); \\ h_3 - h_1 &= H_T - \frac{1}{2}(c_3^2 - c_1^2). \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

Для більшої наочності подальшого аналізу припустимо, що осьові швидкості в ступені не змінюються ($c_{1a} = c_{2a} = c_{3a}$), лінії струму циліндричні ($u_1 = u_2$), і будемо вважати, що колові складові абсолютної швид-

кості за ступенем c_{3u} і перед ступенем (на вході до РК) c_{1u} однакові, а отже, $c_1 = c_3$. Будемо також вважати, що $\eta_{\text{РК}} = \eta_{\text{к}}$. У цьому випадку з (4.1) і (4.2) одержуємо

$$\rho_{\text{к}} = \frac{H_{\text{Т}} - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}}{H_{\text{Т}}} - \frac{(c_{2u}^2 - c_{1u}^2)}{2H_{\text{Т}}} = 1 - \frac{(c_{2u} - c_{1u})(c_{2u} + c_{1u})}{2u(c_{2u} - c_{1u})} = 1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u}.$$

Після чого вираз остаточно запишемо у вигляді

$$\rho_{\text{к}} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta w_u}{2u}.$$

4.10. Визначити політропний ККД осьового компресорного ступеня, якщо відомі такі його параметри: міра реактивності $\rho_{\text{к}} = 0,5$; коефіцієнт теоретичного напору $H_{\text{Т}} = 0,229$; коефіцієнт витрати $\bar{c}_a = 0,52$; коефіцієнти опору решіток: $c_{x_{\text{РК}}} = 0,02889$ та $c_{x_{\text{НА}}} = 0,02917$; відносні кроки решіток: $\tau_{\text{РК}} = 1,1364$ та $\tau_{\text{НА}} = 1,0526$.

Відповідь. Політропний ККД осьового компресорного ступеня

$$\begin{aligned} \eta_{\text{СТ}} &= 1 - \frac{1}{2\bar{c}_a \bar{H}_{\text{Т}}} \cdot \left\langle (\bar{c}_a^2 + \rho_{\text{к}}^2)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{c_{x_{\text{РК}}}}{\tau_{\text{РК}}} + \frac{c_{x_{\text{НА}}}}{\tau_{\text{НА}}} \left[(1 - \rho_{\text{к}})^2 + \bar{c}_a^2 \right]^{\frac{3}{2}} \right\rangle = \\ &= 1 - \frac{1}{2 \cdot 0,229 \cdot 0,52} \times \\ &\times \left\langle (0,52^2 + 0,5^2)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{0,02889}{1,1364} + \frac{0,02917}{1,0526} \left[(1 - 0,5)^2 + 0,52^2 \right]^{\frac{3}{2}} \right\rangle = 0,916. \end{aligned}$$

4.11. Дати порівняльну оцінку компресорних ступенів з мірою реактивності $\rho_{\text{к}} = 0,5$ та $\rho_{\text{к}} = 1,0$.

Відповідь. Виконаємо порівняння ступенів із різними мірами реактивності, розмірковуючи в такий спосіб. Розглянуті вище типи ступенів осьового компресора з різними значеннями $\rho_{\text{к}}$ мають певні особливості,

знання яких дозволяє в кожному випадку вибрати найбільш доцільний тип ступеня. Зазначимо, що показники різних компресорних ступенів звичайно порівнюють при однакових значеннях числа Маха M_{w_1} чи M_u .

Припустимо, що у всіх розглянутих ступенях досягнуте однакове граничне для дозвукової течії число Маха M_{w_1} . Порівняння за числом M_{w_1} дає можливість визначити для ступеня кожного типу граничне значення $l_{ст}$ і G , а також значення його ККД на цьому режимі, оскільки саме число M_{w_1} обумовлює максимально можливу колову швидкість і мінімальні габарити компресорів ГТА.

На рис. 4.7,а зображено вхідні трикутники швидкостей указаних ступенів, побудовані з загальним вектором вхідної відносної швидкості $M_{w_1} = idem$. Порівняння показує, що зі зменшенням міри реактивності від 1,0 до 0,5 компресорний ступінь допускає використання більшої колової швидкості, а отже здатний підводити до повітря більшу енергію. У цьому ступені, очевидно, мають місце однакові перепади тиску на вінцях робочого колеса і проміжного напрямного апарата. Профілі цих решіток в елементарних ступенях однакові й однаково встановлені (із дзеркальним відображенням) відносно колового напрямку. Якщо при цьому зберегти ρ_k постійним уздовж радіуса, то форма лопаток проміжного

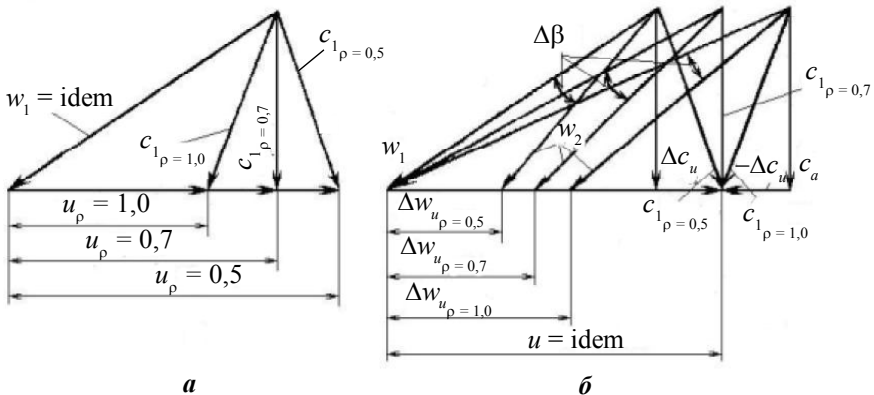


Рис. 4.7. Порівняння трикутників швидкостей компресорного ступеня з різними значеннями міри реактивності при

$M_{w_1} = idem$ (а) та $M_u = idem$ (б)

напрямого апарата буде ідентична формі робочого колеса і симетрична відносно осі решітки. У цьому випадку можливе використання одного комплексу технологічного оснащення для виготовлення всіх лопаток ступеня. Компресорні ступені з $\rho_k = 0,5$ завдяки вказаним перевагам набули в даний час найбільшого поширення в практиці компресоробудування.

Порівнюємо тепер ступені при $M_u = \text{idem}$. Таке порівняння має сенс, коли за умовою роботи колова швидкість ротора обмежена. При цьому відносна швидкість на вході в робоче колесо ще не досягла граничної величини. Як приклад можна навести компресор одновального газотурбогенератора, частота обертання якого визначена частотою струму мережі, чи гелієвий компресор, де внаслідок високої швидкості звуку значення M_{w_1} порівняно низькі і швидкість обертання скоріше обмежується міцністю лопаток.

Трикутники швидкостей ступенів з різною ρ_k і $M_u = \text{idem}$ за інших рівних умов наведені на рис. 4.7,б. Порівняння показує, що збільшення ρ_k від 0,5 до 1,0 спричиняє зростання Δw_u , тобто збільшення теоретичного напору і роботи, що підводиться до газу в ступені. Крім того, у ступені з $\rho_k = 1,0$ абсолютні швидкості в проміжному напрямному апараті порівняно невеликі, що дозволяє досягати зниження втрат у НА, лопатки якого виходять до того ж слабконавантаженими відцентровими силами в кореневих перерізах.

Ступені з $\rho_k = 0,7$ займають проміжне положення за вказаними властивостями, а тому іноді їм віддають перевагу, коли вирішальною є необхідність скорочення кількості лопаткових вінців у компресорі.

Результати порівняння властивостей ступенів з різною ρ_k дають змогу обґрунтовано підходити до вибору типу елементарного ступеня компресора (у тому числі розташованого на середньому діаметрі) для утворення цілого ступеня та аналізувати їхню роботу.

При подальшому збільшенні c_{1u} , порівняно з її значенням у ступені першого типу, ρ_k спочатку стане нижче 0,5, а потім при $w_1 = w_2$ буде дорівнювати нулю. Ступені з $\rho_k < 0,5$ на практиці не застосовуються, тому що в них дуже зростають абсолютні швидкості і втрати енергії. Ступені з $\rho_k > 1,0$, у яких підвищення тиску в робочому колесі більше, ніж у ступеня в цілому, можуть використовуватися, наприклад, у компресорах ГТА замкнутого циклу, в яких робочим тілом є гелій.

4.12. До умови завдання 4.10 визначити ізоентропійний ККД осьового компресорного ступеня, якщо відомі: міра підвищення тиску ступеня $\pi_k^* = 1,23$; показник ізоентропи $k = 1,4$.

Відповідь. На основі результатів розв'язання завдання 4.10 беремо політропний ККД ступеня $\eta_{\pi} = 0,916$, тоді ізоентропійний ККД осьового компресорного ступеня

$$\eta_a^* = \frac{\pi_k^* \frac{k-1}{k} - 1}{\pi_k^* \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\pi}} - 1} = \frac{1,23^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{1,23^{\frac{1,4-1}{1,4 \cdot 0,916}} - 1} = 0,903.$$

4.13. Дати характеристику внутрішньому ККД і коефіцієнту напору компресорного ступеня.

Відповідь. Процес стискання газу в лопатковому апараті компресора супроводжується внутрішніми (гідравлічними) втратами енергії, що перетворюються на тепло і приводять до підвищення теплоємності робочого тіла.

Для оцінки якості лопаткового апарата компресора, з точки зору перетворення в ньому підведеної ззовні механічної роботи привідного двигуна на енергію тиску, введемо поняття **внутрішнього ККД компресора** η_k . Під внутрішнім ККД компресора прийнято розуміти відношення енергетичних величин, що визначають корисний ефект, отриманий при роботі компресора, до роботи, що витрачена для одержання цього ефекту:

$$\eta_k = \frac{l_{\text{кор}}}{l_{\text{вitr}}} . \quad (4.3)$$

Як витрачену роботу $l_{\text{вitr}}$ можна брати внутрішню роботу компресора, що визначається згідно з [22] за умови відсутності теплообміну між газом, що стискається, і навколишнім середовищем ($q_{\text{зов}} = 0$). Це припущення справедливе, оскільки сучасні компресори, при порівняно невеликій зовнішній поверхні корпусу, мають значну продуктивність, що у свою чергу обумовлено високою осьовою швидкістю газу, який проходить крізь нього. Через це підведення тепла ззовні ($+q_{\text{зов}}$) або його

відведення в навколишнє середовище ($-q_{\text{зов}}$), порівняно зі зміною теплоємності газу ($h_2 - h_1$) у процесі його стискання, є досить малим.

Залежно від виду корисного ефекту, отриманого під час роботи компресора, розрізняють **ККД ізоентропійні і політропні**. У свою чергу, ККД кожної з цих груп можуть визначатися за статичними або повними параметрами газового потоку.

Найчастіше як корисна робота компресора розглядається його ізоентропійна робота стискання, яка обчислюється за параметрами гальмування таким чином:

$$l_{\kappa_a}^* = R \frac{k}{k-1} (T_2^* - T_1^*) = R \frac{k}{k-1} T_1^* (\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k}} - 1). \quad (4.4)$$

Доцільність використання обраного показника визначається зручністю застосування основного проектного параметра π_{κ}^* – міри підвищення тиску за параметрами гальмування і повної температури газу на вході в компресор T_1^* .

Розглянемо зображення процесу стискання в компресорі на h - s -діаграмі (рис. 4.8). Початкові параметри газу в точці 1: T_1^* та p_1^* . Дійсний процес стискання – лінія 1-2.

Кінцеві параметри газу за компресором у точці 2: T_2^* та p_2^* . Процес 1-2_s – ізоентропійний теоретичний процес з кінцевими параметрами $T_{2_s}^*$ та p_2^* у точці 2_s.

З урахуванням сказаного вище основним ККД, використовуваним у практиці проектування і доведення компресорів ГТА, прийнято вважати **внутрішній ізоентропійний**

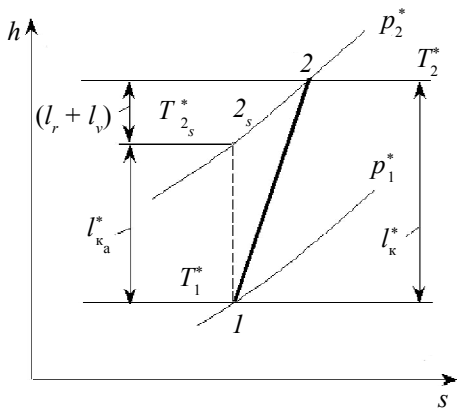


Рис. 4.8. Зображення процесу стискання в компресорі на h - s -діаграмі

ККД компресора за параметрами гальмування $\eta_{\text{ак}}^*$ (у літературі також зустрічається адекватний термін **адіабатичний ККД**). Підстановкою у (4.3) виразу (4.4), а також $l_{\text{к}}^*$ з урахуванням [22] одержуємо

$$\eta_{\text{ак}}^* = \frac{R \frac{k}{k-1} T_1^* (\pi_{\text{к}}^{*\frac{k}{k-1}} - 1)}{R \frac{k}{k-1} (T_2^* - T_1^*)} = \frac{T_1^* (\pi_{\text{к}}^{*\frac{k}{k-1}} - 1)}{(T_2^* - T_1^*)}. \quad (4.5)$$

Часто використовується також поняття **внутрішнього політропного ККД компресора за гальмівними параметрами** $\eta_{\text{п.к}}^*$, який з урахуванням [22] може бути записаний у вигляді

$$\eta_{\text{п.к}}^* = \frac{R \frac{n^*}{n^* - 1} (T_2^* - T_1^*)}{R \frac{k}{k-1} (T_2^* - T_1^*)} = \frac{\frac{n^*}{n^* - 1}}{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.6)$$

Таким чином, величина політропного ККД компресора безпосередньо пов'язана з величиною показника політропи процесу і найбільш точно характеризує гідравлічну досконалість проточної частини компресора. Як показано в роботі [22], політропний ККД компресора дорівнює ККД ступеня в багатоступінчастому компресорі при нескінченно великій кількості ступенів і нескінченно малому підвищенні тиску в ступені. Однак там же показано, що це положення може бути поширене і на реальний багатоступінчастий осьовий компресор, причому при кількості ступенів більше шести похибка обчислення $\eta_{\text{п.к}}^*$ не перевищує 0,5 %.

Використовуючи рівняння (4.5) і (4.6), одержуємо формулу, яка пов'язує обидва розглянуті ККД компресора:

$$\eta_{\text{ак}}^* = \frac{\pi_{\text{к}}^{*\frac{k}{k-1}} - 1}{\frac{k \cdot \eta_{\text{п.к}}^*}{\pi_{\text{к}}^*} - 1}. \quad (4.7)$$

На рис. 4.9 подані результати розрахунків за формулою (4.7) стосовно до осьового компресора ГТА з початковою температурою процесу $T_1^* = 288$ К. Як виявляється з цих графіків, при $\pi_{\kappa}^* = 1$ значення $\eta_{\text{ак}}^*$ і $\eta_{\text{п.к}}^*$ збігаються, але із зростанням величини міри підвищення тиску π_{κ}^* різниця між ними збільшується. При постійному значенні $\eta_{\text{п.к}}^*$, що характеризує рівень гідравлічних втрат у проточній частині, величина $\eta_{\text{ак}}^*$ зменшується. Це пояснюється тим, що внутрішній ізоентропійний ККД враховує також шкідливий вплив додаткової об'ємної роботи стискування l_v .

Використовуваний в (4.7) політропний ККД компресора $\eta_{\text{п.к}}^*$, як уже згадувалося, дуже близький до політропного ККД ступеня компресора $\eta_{\text{п}}^*$, а тому в практичних розрахунках можна брати $\eta_{\text{п.к}}^* = \eta_{\text{п}}^*$. Варто враховувати, що величина $\eta_{\text{п}}^*$ істотно залежить від міри підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{\text{ст.к}}^*$. Можна орієнтуватися на дані роботи [9], отримані статистичною обробкою параметрів дозвукових і надзвукових ступенів компресорів авіаційних ГТД (рис. 4.10).

Якщо в розрахунку передбачається враховувати відведення тепла в навколишнє середовище в процесі підвищення тиску, величина витраченої роботи $l_{\text{вирт}}$ у формулі (4.3) повинна визначатися за

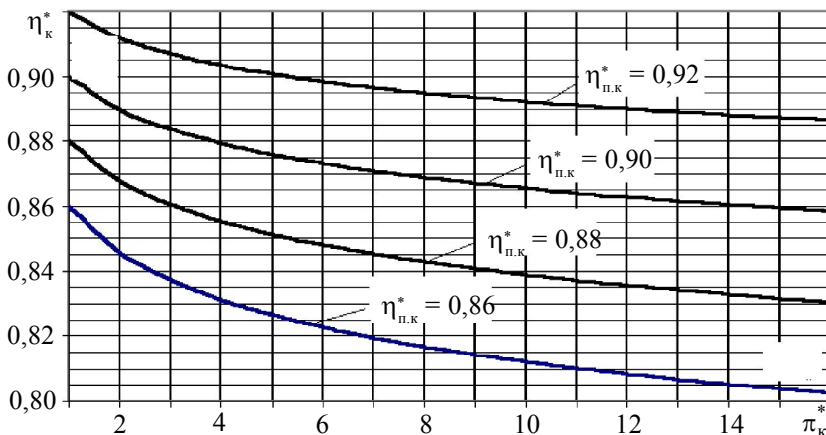


Рис. 4.9. Вплив міри підвищення тиску на ізоентропійний ККД осьового багатоступінчастого компресора

співвідношенням

$$l_{\text{вир}} = c_p (T_2^* - T_1^*) + q_{\text{зов}}. \quad (4.8)$$

Слід зазначити, що при значному тепловідведенні нехтування величиною $q_{\text{зов}}$, тобто визначення ККД за формулою (4.5), яка враховує тільки початкову і кінцеву температури процесу, може призвести до значної похибки розрахунку. У цьому випадку обчислений ККД компресора, який називається **температурним ККД**, виявляється трохи вищим, ніж дійсний, що розраховується за величиною $l_{\text{вир}}$ згідно з (4.8).

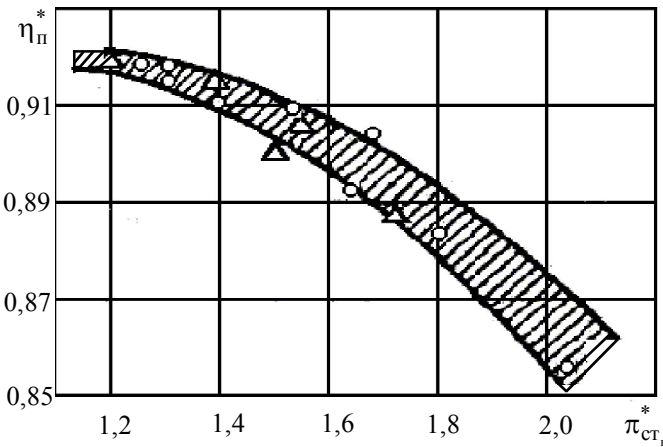


Рис. 4.10. Залежність політропного ККД ступеня компресора η_{π}^* від міри підвищення тиску в ступені $\pi_{\text{ст}_k}^*$

Важливим параметром, який характеризує ступінь багатоступінчастого компресора та визначає його завантаженість, є **коефіцієнт напору**. Найчастіше користуються поняттям **коефіцієнта ізоентропійного напору**, який являє собою відношення ізоентропійної роботи до квадрата колової швидкості на зовнішньому діаметрі робочого колеса в ступені:

$$\bar{H}_a = \frac{H_a}{u_3^2} = \frac{l_{\text{ст}_a}}{u_3^2}.$$

Коефіцієнт теоретичного напору визначається аналогічно, як відношення теоретичного напору до квадрата колової швидкості на зовнішньому діаметрі робочого колеса в ступені:

$$\bar{H}_T = \frac{H_T}{u_3^2} = \frac{l_{\text{ст}_i}}{u_3^2},$$

де $l_{\text{ст}_i}$ – внутрішня робота в ступені компресора, що визначається за формулою Ейлера.

В існуючих осьових компресорах ГТА коефіцієнт теоретичного напору для перших та останніх ступенів має величину 0,18...0,25, а для середніх ступенів – 0,32...0,38.

4.14. Визначити довжину лопатки на виході з компресора при таких умовах: частота обертання ротора $n = 5614$ об/хв; витрата повітря $G = 87$ кг/с; колова швидкість на зовнішньому діаметрі його останнього ступеня $u_K = 285$ м/с. Взяти значення інших параметрів: $q(\lambda_{\text{вих}}) = 0,457$; $p_{\text{вх}}^* = 0,1012$ МПа; $m_1 = 0,0403$ (кг·К/Дж)^{0,5}; $T_{\text{вих}}^* = 468$ К; $\pi_K^* = 4,84$; $K_G = 1,06$. Проточна частина: $D_K = \text{const}$; $D_{\text{ср}} = \text{var}$; $D_{\text{вт}} = \text{var}$.

Відповідь:

$$F_{\text{вих}} = \frac{10^{-6} K_G G \sqrt{T_{\text{вих}}^*}}{m_1 p_{\text{вх}}^* \pi_K q(\lambda_{\text{вих}})} = \frac{10^{-6} \cdot 1,06 \cdot 87 \cdot \sqrt{486}}{0,0403 \cdot 0,1012 \cdot 4,84 \cdot 0,457} = 0,196 \text{ м}^2;$$

$$D_K = \frac{60 u_K}{\pi n} = \frac{60 \cdot 285}{3,14 \cdot 5614} = 0,97 \text{ м};$$

$$D_{\text{вт}} = \sqrt{D_K^2 - \frac{4F_{\text{вих}}}{\pi}} = \sqrt{0,97^2 - \frac{4 \cdot 0,457}{3,14}} = 0,849 \text{ м};$$

$$l_1 = \frac{D_K - D_{\text{вт}}}{2} = \frac{0,97 - 0,849}{2} = 0,061 \text{ м}.$$

4.15. Дати оцінку економічності ступеня осьового компресора.

Відповідь. Замінімо цілий ступінь (див. рис. 4.4) елементарним (див. рис. 4.5), розташованим на середньому діаметрі. З виразу (4.6) для нього за умови $c_{1a} = c_{2a}$ можна одержати таку залежність:

$$\eta_{\text{ст}} = (1 - l_{r_{\text{ст}}}) / l_{\text{ст}}.$$

Втрати енергії в ступені, які можуть характеризуватися величиною $l_{r_{\text{ст}}}$, можна подати у вигляді суми втрат у відповідних елементах ступеня, тобто у вінцях РК і напрямного апарата: $l_{r_{\text{ст}}} = l_{r_{\text{РК}}} + l_{r_{\text{НА}}}$, і тоді вираз для ККД ступеня набуде вигляду

$$\eta_{\text{ст}} = 1 - [(l_{r_{\text{РК}}} / l_{\text{ст}}) + (l_{r_{\text{НА}}} / l_{\text{ст}})], \quad (4.9)$$

де $l_{\text{ст}} = H_{\text{T}} = \overline{H}_{\text{T}} u^2$.

Виразимо $l_{r_{\text{РК}}}$ та $l_{r_{\text{НА}}}$ через безрозмірні параметри ступеня:

$$l_{r_{\text{РК}}} = \frac{P_{x_{\text{РК}}} w_m}{G}, \quad (4.10)$$

де

$$P_{x_{\text{РК}}} = c_{x_{\text{РК}}} \rho_m \frac{w_m^2}{2} b_{\text{РК}} z_{\text{Р}}; \quad (4.11)$$

$$G = \rho_m c_a t z_{\text{РК}}. \quad (4.12)$$

Використовуючи рівняння (4.10) – (4.12), одержуємо відносні втрати в робочому колесі:

$$\frac{l_{r_{\text{РК}}}}{l_{\text{ст}}} = \frac{1}{2 \overline{H}_{\text{T}} u^2} \frac{w_m^3}{c_a} c_{x_{\text{РК}}} / \tau_{\text{РК}}. \quad (4.13)$$

Виразимо з трикутників швидкостей (див. рис. 4.6) середню швидкість w_m через її складові:

$$w_m^2 = c_a^2 + w_{m_u}^2 = c_a^2 + u^2 \left(1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta w_u}{2u} \right)^2 = u^2 (\bar{c}_a^2 + \rho_K^2).$$

Підставивши цей вираз у рівняння (4.13), одержимо рівняння для робочого колеса:

$$\frac{l_{r_{PK}}}{l_{CT}} = \frac{1}{2\bar{c}_a \bar{H}_T} (\bar{c}_a^2 + \rho_K^2)^{\frac{3}{2}} c_{x_{PK}} / \tau_{PK}. \quad (4.14)$$

Візьмемо для напрямного апарата $c_{3u} = c_{1u}$ і з огляду на те, що при цьому міра реактивності НА $\rho_{HA} = 1 - \rho_K$, виразимо відносні втрати в напрямному вінці через параметри НА:

$$\frac{l_{r_{HA}}}{l_{CT}} = \frac{1}{2\bar{c}_a \bar{H}_T} \cdot \left[(1 - \rho_K)^2 + \bar{c}_a^2 \right]^{\frac{3}{2}} c_{x_{HA}} / \tau_{HA}. \quad (4.15)$$

Підставивши (4.14) і (4.15) у (4.9), одержимо вираз для визначення ККД елементарного ступеня:

$$\eta_{CT} = 1 - \frac{1}{2\bar{c}_a \bar{H}_T} \cdot \left\langle (\bar{c}_a^2 + \rho_K^2)^{\frac{3}{2}} \frac{c_{x_{PK}}}{\tau_{PK}} + \frac{c_{x_{HA}}}{\tau_{HA}} \left[(1 - \rho_K)^2 + \bar{c}_a^2 \right]^{\frac{3}{2}} \right\rangle. \quad (4.16)$$

Під час аналізу роботи ступеня часто виконується оцінка економічності окремо робочого і напрямного вінців. Запишемо вираз для визначення ККД робочого вінця з урахуванням (4.16):

$$\eta_{PK} = 1 - \frac{l_{r_{PK}}}{\rho_K l_{CT}} = 1 - \frac{1}{2\bar{c}_a \rho_K \bar{H}_T} (\bar{c}_a^2 + \rho_K^2)^{\frac{3}{2}} \frac{c_{x_{PK}}}{\tau_{PK}}. \quad (4.17)$$

Аналогічний вигляд має вираз для визначення ККД НА:

$$\eta_{\text{НА}} = 1 - \frac{1}{2\bar{c}_a \bar{H}_T (1 - \rho_K)} \left[(1 - \rho_K)^2 + \bar{c}_a^2 \right]^{\frac{3}{2}} \frac{c_{x_{\text{НА}}}}{\tau_{\text{НА}}}. \quad (4.18)$$

Взаємозв'язок між ККД ступеня і його вінців одержимо, якщо з деяким допущенням замінимо нерівність $l_{i3_{\text{ст}}} < l_{i3_{\text{ПК}}} + l_{i3_{\text{НА}}}$ рівністю і використаємо її в чисельнику виразу (4.5). У результаті з урахуванням (4.17) і (4.18) маємо

$$\eta_{\text{ст}} = \rho \eta_{\text{ПК}} + (1 - \rho_K) \eta_{\text{НА}}. \quad (4.19)$$

4.16. Визначити довжину робочої лопатки на вході в компресор при таких умовах: частота обертання ротора $n = 5614$ об/хв; витрата повітря $G = 87$ кг/с; колова швидкість на зовнішньому діаметрі його першого ступеня $u_K = 285$ м/с. Взяти значення інших параметрів: $q(\lambda_{\text{BK}}) = 0,748$; $m_1 = 0,0403$ (кг·К/Дж)^{0,5}; $p_{\text{BK}}^* = 0,1012$ МПа; $\sigma_{\text{BK}} = 0,985$; $\alpha_1 = 65^\circ$; $K_G = 1,06$; $T_{\text{BK}}^* = 288$ К.

Відповідь:

$$\begin{aligned} F_{\text{BK}} &= \frac{10^{-6} K_G G \sqrt{T_{\text{BK}}^*}}{m_1 \sigma_{\text{BK}} p_{\text{BK}}^* q(\lambda_{\text{BK}}) \sin \alpha_1} = \\ &= \frac{10^{-6} \cdot 1,06 \cdot 87 \cdot \sqrt{288}}{0,0403 \cdot 0,985 \cdot 0,1012 \cdot 0,748 \cdot \sin 65^\circ} = 0,554 \text{ м}^2; \end{aligned}$$

$$D_K = \frac{60 u_K}{\pi n} = \frac{60 \cdot 285}{3,14 \cdot 5614} = 0,97 \text{ м};$$

$$D_{\text{BT}} = \sqrt{D_{\text{K}}^2 - \frac{4F_{\text{BX}}}{\pi}} = \sqrt{0,97^2 - \frac{4 \cdot 0,96}{3,14}} = 0,485 \text{ м};$$

$$l_1 = \frac{D_{\text{K}} - D_{\text{BT}}}{2} = \frac{0,97 - 0,485}{2} = 0,242 \text{ м}.$$

4.17. Пояснити, які фактори впливають найбільш суттєво на ККД осьового компресорного ступеня.

Відповідь. Як випливає з виразів (4.16) та (4.19), ККД елементарного ступеня компресора є функцією міри реактивності, коефіцієнтів витрати $\bar{c}_a$ і напору $\bar{H}_T$, відносних кроків решіток на середньому діаметрі вінців τ_{PK} і τ_{HA} , їхніх коефіцієнтів опору $c_{x_{\text{PK}}}$ і $c_{x_{\text{HA}}}$.

На рис. 4.11 наведена залежність ККД ступеня компресора від міри реактивності ρ_K за різних значень коефіцієнта витрати $\bar{c}_a$ [22]. Як видно з рисунка, найбільший ККД ступеня $\eta_{\text{ст}}$ при будь-яких $\bar{c}_a$ досягається при $\rho_K = 0,5$, тому що в цьому випадку ступінь знаходиться в оптимальних умовах. При $\rho_K < 0,5$ підвищується число Маха M_{c_2} і зростають втрати в напрямній решітці; при $\rho_K > 0,5$ зростає число M_{w_1} і збільшуються втрати в робочій решітці, причому при збільшенні ρ_K до одиниці зменшення ККД залежно від значення $\bar{c}_a$ може становити 3...5 %.

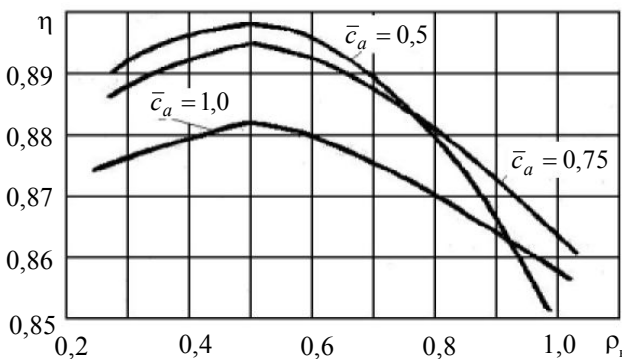


Рис. 4.11. Залежність ККД елементарного ступеня компресора від ρ_K за різних значень $\bar{c}_a$ коефіцієнта витрати при $b/t = 1,0$ і $\bar{l} = 1,5$

На рис. 4.12 наведена залежність ККД ступеня від коефіцієнта витрати $\bar{c}_a$ для різних значень густоти решітки робочого колеса і прямоного апарата при $\rho_k = 0,5$ і $\bar{l} = 1,5$ за даними К.В. Холщевнікова [28]. Як видно, у цьому випадку максимальний ККД ступеня досягається при $\bar{c}_a = 0,5 \dots 0,6$. Однак при більш високих значеннях ρ_k максимум ККД, як випливає з рис. 4.11, змістився б у бік більших значень $\bar{c}_a$. Зазначимо, що збільшення густоти решітки, дозволяючи збільшити створюваний ступенем напір, у той же час, як випливає з рис. 4.12, призводить до деякого зниження ККД ступеня, хоча це зниження і незначне, особливо за великих значень $\bar{c}_a$ [22].

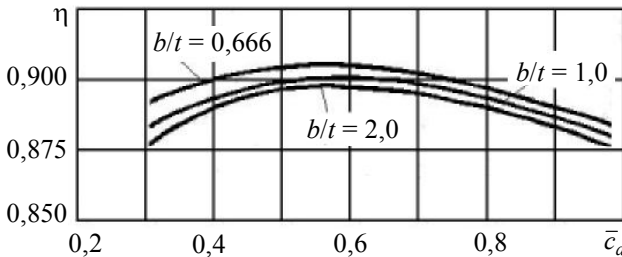


Рис. 4.12. Залежність ККД елементарного ступеня компресора від $\bar{c}_a$ та b/t при $\rho_k = 0,5$ і $\bar{l} = 1,5$

4.18. Побудувати трикутники швидкостей і визначити міру реактивності осьового ступеня компресора, якщо відомі: $c_1 = 164$ м/с; $c_2 = 213$ м/с; $\alpha_1 = 64^\circ$; $\alpha_2 = 44^\circ$; $u_1 = u_2 = 231$ м/с.

Відповідь. Трикутники швидкостей наведені на рис. 4.13.

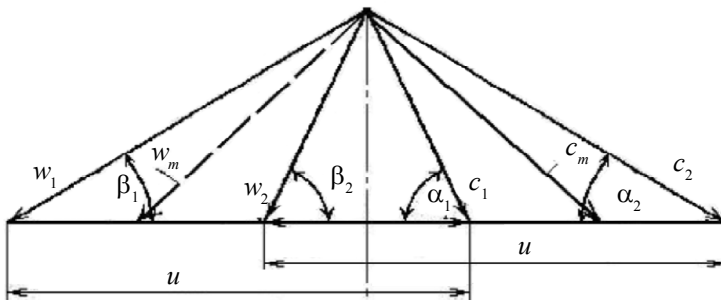


Рис. 4.13. Поєднані трикутники швидкостей ступеня з мірою реактивності $\rho_k = 0,512$

Міра реактивності осьового ступеня компресора

$$\rho_k = 1 - \frac{c_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1}{2u} = 1 - \frac{213 \cdot \cos 44^\circ + 164 \cdot \cos 64^\circ}{2 \cdot 231} = 0,512.$$

4.19. Дати визначення хитливим режимам роботи компресора, статичній та динамічній стійкостям спільної роботи системи "компресор–мережа".

Відповідь. Хитливі режими роботи компресора створюють підвищену аварійну небезпеку при експлуатації енергетичної установки з газотурбінними двигунами. Вони можуть привести до поломки компресора і виходу ГТА з ладу.

Причиною хитливості роботи компресора є зрив (або розвинутий зрив) потоку зі спинок лопаток компресора. Хитливість при постійній частоті обертання ротора виникає під час дроселювання повітря на виході з компресора. Дослідження показали, що критичний кут зриву, при якому компресор працює хитливо, незалежно від частоти обертання зберігається майже постійним [8, 9, 22].

На підставі цього можна стверджувати, що чим більша частота обертання ротора компресора n_k , тим більші витрати повітря, при яких виникає хитливий режим його роботи. Тому границя хитливості напірних ліній на характеристиці компресора зі збільшенням n_k зрушується в бік великих витрат.

Зовнішніми ознаками хитливості компресора є:

а) різкий спад тиску за компресором (що супроводжується звичайно повітряним ударом і зменшенням витрати);

б) інтенсивні пульсації параметрів потоку (тиску, швидкості, температури) у проточній частині компресора.

Пульсація параметрів потоку майже у всіх випадках супроводжується підвищеною вібрацією робочих лопаток, що часто приводить до поломки осьового компресора.

Для пояснення фізичної сутності і причин виникнення хитливих режимів роботи звернемося до елементарної компресорної системи (рис. 4.14), яка складається з вхідного каналу, компресора, ресивера і дроселя. Ресивер являє собою акустичний демпфер – бак відносно великої місткості, який застосовується для того, щоб споживач міг одержати потрібну кількість повітря без коливань його параметрів. Істотною особливістю наведеного на рис. 4.14 пристрою є те, що компресор працює

в єдиній газоповітряній системі зі споживачем стиснутого повітря. У системі ГТА як ресивер можна розглядати камеру згоряння, що діє як механічний дросель. Камера згоряння є також і тепловим дроселем,

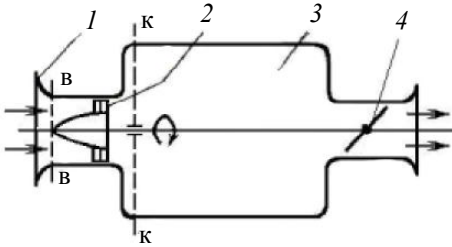


Рис. 4.14. Елементарна компресорна система:

1 – вхідний канал; 2 – компресор; 3 – ресивер;
4 – дросель

оскільки під час подачі до неї палива збільшується температура газу на виході, а також зменшується витрата газу, і навпаки.

Робота компресора в системі зі споживачем повітря припускає узгодження характеристик компресора і мережі (ресивера і дроселя). Під характеристикою мережі розуміють залежність опору мережі від параметрів потоку.

Для визначення характеристики мережі напишемо умову рівності витрат на вході в компресор і на виході з вузького перерізу дроселя:

$$m \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}} q(\lambda_1) F_1 = m \frac{p_{\text{др}}^*}{\sqrt{T_{\text{др}}^*}} q(\lambda_{\text{др}}) F_{\text{др}}.$$

Візьмемо $p_{\text{др}}^* = \sigma_3 p_2^*$, де σ_3 – коефіцієнт збереження повного тиску, який враховує всі гідравлічні втрати на шляху від вихідного перерізу компресора і до вузького перерізу дроселя, а також знехтуємо теплообміном мережі ($T_{\text{др}}^* = T_2^*$) і тоді знайдемо:

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{T_2^*}} = \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_{\text{др}})} \frac{F_1}{F_{\text{др}}} \sigma_c$$

або

$$\pi_{\kappa}^* = \left[\frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_{\text{др}})} \frac{F_1}{F_{\text{др}}} \frac{1}{\sigma_3} \right]^{\frac{2n}{n+1}}, \quad (4.20)$$

де n – показник політропи стискання повітря в компресорі.

Рівняння (4.20) являє собою характеристику мережі в координатах π_k^* та $q(\lambda_{др})$, а отже, характеристика мережі за інших рівних умов залежить від σ_3 , $F_{др}$ і $q(\lambda_{др})$. Очевидно, що залежно від цих величин можна одержати і поле характеристик мережі. Зазначимо, що величина комплексу $\frac{2n}{n+1}$ близька до одиниці, а тому, якщо перепад тиску в дроселі наближається до критичного: $q(\lambda_{др}) \rightarrow 1$, то характеристика мережі близька до прямої лінії.

На рис. 4.15 показані характеристики низьконапірного компресора – одна напірна лінія K , яка має явно виражені праву і ліву гілки. Тут також нанесені і різні характеристики мережі C_1, C_2, C_3, C_4 . Узгодження характеристик компресора і мережі відбувається в точках перетину цих характеристик – A, B, C, D .

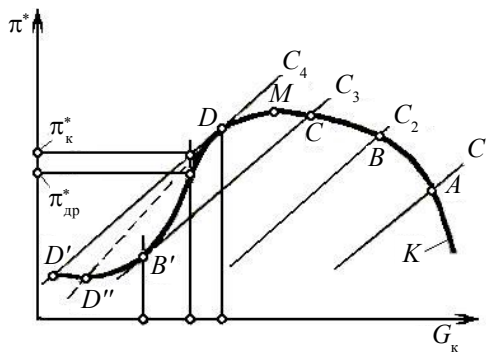


Рис. 4.15. Можливі випадки узгодження характеристик компресора і мережі:

K – напірна характеристика компресора; C_1, C_2, C_3, C_4 – різні характеристики мережі; M – точка найбільшого напору компресора

Покажемо, що узгодження характеристик може бути стійким чи хитливим, що залежить від їх форми в точках перетину. Так, наприклад, на ділянці між точками D і B' стійка робота компресора взагалі неможлива. Дійсно, при будь-якому випадковому зсуві режимів роботи компресора і мережі вліво від точки D на величину ΔG потрібний напір мережі (дроселя) $\pi_{др}^*$ стає більшим, ніж π_k^* , який може забезпечити компресор.

Отже, компресор не в змозі буде проштовхнути через мережу масу повітря на новому режимі. Тому продуктивність компресора буде знижуватися доти, поки характеристики компресора і мережі не перетнуться в точці D' , де умови узгодження якісно відрізняються від тих, які реалізувалися в точці D .

У точці D' при відхиленні режиму роботи системи в будь-яку сторону відносно рівноважного положення процес буде прагнути до стабілізації на вихідному режимі. Так, наприклад, якщо відбудеться відхилення режиму роботи вправо від точки D' , тобто зросте продуктивність компресора, то буде зростати також опір мережі (збільшення потрібного напору дроселя), що змусить знизити продуктивність компресора, унаслідок чого режим роботи системи повернеться до точки D' .

Якщо випадкові збурення короткочасно змістять режим роботи компресора і мережі вліво, то утвориться надлишок напору компресора над опором мережі, що знизився, тому потік буде розганятися, тобто масова витрата повітря через компресор зростатиме доти, поки режим знову не встановиться в точці D' . Таким чином, узгодження компресора в цій точці є стійким. Характерною його особливістю є виконання нерівності

$$\Phi - \Pi > 0, \quad (4.21)$$

де $\Phi = \frac{d\pi_{\text{др}}^*}{dG_{\text{др}}}$ та $\Pi = \frac{d\pi_{\text{к}}^*}{dG_{\text{к}}}$ – тангенси кутів нахилу дотичних до характеристик мережі і компресора в точці їхньої спільної роботи.

Неважко помітити, що цю умову задовольняють усі точки перетину характеристик в області правіше точки D і лівіше точки B' . Ці області одержали назву **статично стійких областей**. Некерований незворотний процес переходу з точки D в точку D' називається **втратою статичної стійкості**.

Оскільки такий перехід відбувається стрибкоподібно, ділянку характеристик між точками D – D' експериментально одержати не вдається і ця ділянка сприймається як розрив. Однак її довжина може бути скорочена штучним збільшенням нахилу характеристик мережі (лінія D – D'' на рис. 4.15), наприклад створенням критичного режиму витікання в дроселі шляхом відсмоктування повітря за ним. Можна уявити собі і таке сполучення форм характеристик компресора і мережі, коли статично хитлива область (тобто область розриву) буде цілком відсутня.

Тепер, для того щоб з точки D' (де режим узгодження стійкий) перейти на праву гілку характеристики компресора, необхідно відкрити дросель настільки, щоб знову реалізувалася умова для втрати статичної стійкості (точка B' на рис. 4.15), після чого відбудеться стрибкоподібний зворотний перехід режиму з лівої гілки характеристики на праву (у точку B). Таким чином, перехід у прямому і зворотному напрямках здійснюється за різними траєкторіями, тобто відбувається явище гістерезису.

Виконання умови (4.21) не є достатнім для збереження стійкого узгодження компресорної системи. Дійсно, втрата статичної стійкості являє собою монотонний процес віддалення режиму роботи компресора від одного початкового стану до іншого, стійкого стану.

Принципово можлива інша форма втрати стійкості, коли система є статично стійкою. Таке явище пов'язане з тим, що в будь-якій компресорній системі можливе збудження автоколивань. Вона містить у собі ланки, в яких проявляються інерційні та ємнісні (пружні) властивості. Наприклад, потік повітря у вхідному каналі має певну інерційність. Вона характеризує перепад тиску в поперечних перерізах каналу, необхідний для розгону потоку, щоб змінити масову витрату повітря на певну величину. Компресор і дросель можуть бути елементами, що збуджують і демпфують коливання. Причому збудливе коливання відбудеться тим легше, чим більша ємність ресивера. Очевидно, чим більша довжина вхідного трубопроводу (чим більша маса коливного тіла), тим більше енергії треба витратити на створення коливань і, нарешті, чим більший опір зосереджений на дроселі, тим більшу коливальну енергію треба підвести. Залежно від співвідношення інерційності та ємності подібні коливання можуть мати незгасаючий характер і стати причиною динамічної хитливості системи.

Згідно з даними [8], **критерієм динамічної стійкості** режиму роботи системи "компресор–мережа" може бути умова

$$L_a / C_a \Phi - \Pi > 0, \quad (4.22)$$

де $L_a = \rho l / S$ – коефіцієнт, який характеризує інерційні властивості системи; $C_a = V / a^2 \rho$ – коефіцієнт, який характеризує ємнісні властивості системи; V – об'єм мережі; a – швидкість звуку; l та S – довжина і площа поперечного перерізу розглянутої ділянки мережі.

З рівняння (4.22) випливає, що динамічна стійкість режиму роботи системи залежить від співвідношення її інерційних та ємнісних властивостей, а також тангенсів кутів нахилу дотичних до характеристик компресора та мережі.

З аналізу нерівностей (4.21) і (4.22) можна зробити висновок, що хитливі режими можуть бути тільки в тій частині характеристики компресора, де $\Pi = \frac{d\pi_k^*}{dG_k} > 0$, тобто на її лівій гілці.

пресора, де $\Pi = \frac{d\pi_k^*}{dG_k} > 0$, тобто на її лівій гілці.

4.20. Визначити запас стійкості ступеня компресора, якщо відомі: кут входу потоку до робочого колеса $\beta_1 = 44^\circ$, кут виходу потоку з робочого колеса $\beta_2 = 62^\circ$, кут повороту потоку $\Delta\beta = 18^\circ$, відносний крок решітки $\tau_{PK} = 1,1363$.

Відповідь. Запас стійкості ступеня компресора

$$\Delta K_c = \frac{2,2 \sin \beta_1}{\sin \beta_2 + \tau_{PK} \sin \Delta\beta} - 1 = \frac{2,2 \cdot \sin 44^\circ}{\sin 62^\circ + 1,1363 \cdot \sin 18^\circ} = 0,24.$$

4.21. Визначити температуру повітря на виході з компресора та його ізоентропійний ККД при таких умовах: $\pi_k^* = 4,8$; $T_{BX}^* = 288 \text{ К}$; $k = 1,39$; $\eta_\Pi^* = 0,905$.

Відповідь. Ізоентропійний ККД компресора

$$\eta_{ak}^* = \frac{\pi_k^*^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_k^*^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_\Pi^*}} - 1} = \frac{4,8^{\frac{1,39-1}{1,39}} - 1}{4,8^{\frac{1,39-1}{1,39 \cdot 0,905}} - 1} = 0,877.$$

Температура повітря на виході з компресора

$$T_{вих}^* = T_{BX}^* \left(1 + \frac{\pi_k^*^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ak}^*} \right) = 288 \cdot \left(1 + \frac{4,8^{\frac{1,39-1}{1,39}} - 1}{0,877} \right) = 468 \text{ К}.$$

4.22. Визначити частоту обертання ротора компресора і коефіцієнт запасу міцності робочих лопаток першого ступеня, якщо відомі: витрата повітря $G = 87$ кг/с; колова швидкість на зовнішньому діаметрі його першого ступеня $u_k = 285$ м/с; відносний діаметр втулки на вході до РК першого ступеня $\bar{d}_1 = 0,5$.

Взяти значення інших параметрів: $q(\lambda_{\text{BX}}) = 0,748$; $p_{\text{BX}}^* = 0,1012$ МПа; $m_1 = 0,0403$ (кг·К/Дж) ^{0,5} ; $T_{\text{BX}}^* = 288$ К; $\sigma_{\text{BX}} = 0,985$; $\alpha_1 = 64^\circ$; $\sigma_{\text{B}} = 300$ МПа; $\rho_k = 4600$ кг/м ^{3} ; $K_G = 1,03$.

Відповідь:

$$F_{\text{BX}} = \frac{10^{-6} K_G G \sqrt{T_{\text{BX}}^*}}{m_1 \sigma_{\text{BX}} p_{\text{BX}}^* q(\lambda_{\text{BX}}) \sin \alpha_1}$$

$$= \frac{10^{-6} \cdot 1,03 \cdot 87 \cdot \sqrt{288}}{0,0403 \cdot 0,985 \cdot 0,1012 \cdot 0,748 \cdot \sin 64^\circ} = 0,554 \text{ м}^2;$$

$$D_k = \sqrt{\frac{4 F_{\text{BX}}}{\pi(1 - \bar{d}_1^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,554}{3,14 \cdot (1 - 0,5^2)}} = 0,97;$$

$$n_k = \frac{60 u_k}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 285}{3,14 \cdot 0,97} = 5614 \text{ об/хв};$$

$$\sigma_p = 10^{-9} \Phi \rho_k n_k^2 F_{\text{BX}} = 10^{-9} \cdot 0,7 \cdot 4600 \cdot 5614^2 \cdot 0,554 = 56,195 \text{ МПа};$$

$$\sigma = \sigma_p \left(1 + \frac{\sigma_{3\Gamma}}{\sigma_p}\right) = 56,195 \cdot (1 + 0,2) = 68,34 \text{ МПа},$$

$$\text{де } \Phi = 0,7; \quad \frac{\sigma_{3\Gamma}}{\sigma_p} = 0,2.$$

Коефіцієнт запасу міцності робочих лопаток першого ступеня

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_B}{\sigma} = \frac{300}{68,34} = 4,389.$$

4.23. Визначити міру підвищення повного тиску в робочому колесі при таких умовах: міра підвищення тиску компресорного ступеня $\pi_k^* = 1,22$; ізоентропійний ККД ступеня $\eta_a^* = 0,88$; показник ізоентропи $k = 1,39$.

Відповідь. Міра підвищення повного тиску в робочому колесі компресорного ступеня

$$\pi_{k_{PK}}^* = \left[1 + \left(\pi_k^{*k} - 1 \right) \frac{1 + \eta_a^*}{2 \eta_a^*} \right]^{\frac{k}{k-1}} = \left[1 + \left(1,22^{\frac{1,39-1}{1,39}} - 1 \right) \frac{1 + 0,88}{2 \cdot 0,88} \right]^{\frac{1,39}{1,39-1}} = 1,24.$$

4.24. Визначити витрату повітря через компресор низького тиску газотурбінного агрегату, якщо відомі параметри повітря на вході в компресор: $p_{BX}^* = 0,102$ МПа; $T_{BX}^* = 288$ К; $q(\lambda_{BX}) = 0,72$. Інші величини взяти: $K_G = 0,98$; $F_{BX} = 0,537$ м²; $m_1 = 0,0403$ (кг·К/Дж)^{0,5}; $\alpha_1 = 70^\circ$; $\sigma_{BX} = 0,985$.

Відповідь. Витрата повітря через компресор низького тиску

$$G = \frac{10^6 m_1 \sigma_{BX} p_{BX}^* F_{BX} q(\lambda_{BX}) \sin \alpha_1}{K_G \sqrt{T_{BX}^*}} =$$

$$= \frac{10^6 \cdot 0,0403 \cdot 0,985 \cdot 0,102 \cdot 0,537 \cdot 0,72 \cdot \sin 70^\circ}{1,03 \cdot \sqrt{288}} = 87 \text{ кг/с.}$$

4.25. Визначити коефіцієнт дифузорності решітки прямого апарата, якщо відомі такі її параметри: $c_2 = 213$ м/с; $c_3 = 160$ м/с; $\alpha_2 = 43,6^\circ$; $\alpha_3 = 66^\circ$; $\tau_{HA} = 1,01$.

Відповідь. Коефіцієнт дифузорності решітки напрямного апарата

$$D_{\text{НА}} = \frac{c_2}{c_3} \left(1 + 0,5 \tau_{\text{НА}} \frac{\Delta c_u}{c_2} \right) =$$

$$= \frac{213}{160} \cdot \left(1 + 0,5 \cdot 1,01 \frac{213 \cdot \cos 43,6 - 160 \cdot \cos 66}{213} \right) = 1,49.$$

4.26. Визначити коефіцієнт дифузорності решітки робочого колеса, якщо відомі такі її параметри: $w_1 = 214$ м/с; $w_2 = 165$ м/с; $\beta_1 = 44^\circ$; $\beta_2 = 63^\circ$; $\tau_{\text{РК}} = 0,94$.

Відповідь. Коефіцієнт дифузорності решітки робочого колеса

$$D_{\text{РК}} = \frac{w_1}{w_2} \left(1 + 0,5 \tau_{\text{РК}} \frac{\Delta w_u}{w_1} \right) =$$

$$= \frac{214}{165} \cdot \left(1 + 0,5 \cdot 0,94 \frac{214 \cdot \cos 44 - 165 \cdot \cos 63}{214} \right) = 1,44.$$

4.27. Визначити політропний ККД робочого колеса осьового ступеня компресора, якщо відомі такі його параметри: міра реактивності $\rho_{\text{К}} = 0,5$; коефіцієнт теоретичного напору $\overline{H}_{\text{Т}} = 0,229$; коефіцієнт витрати $\overline{c}_a = 0,52$; коефіцієнт опору решітки робочого вінця $c_{x_{\text{РК}}} = 0,02889$; відносний крок решітки робочого вінця $\tau_{\text{РК}} = 1,1364$.

Відповідь. Політропний ККД робочого колеса осьового ступеня компресора

$$\eta_{\text{р}} = 1 - \frac{1}{2 \overline{c}_a \overline{H}_{\text{Т}}} \left\langle (\overline{c}_a^2 + \rho_{\text{К}}^2)^{\frac{3}{2}} \frac{c_{x_{\text{РК}}}}{\tau_{\text{РК}}} \right\rangle =$$

$$= 1 - \frac{1}{2 \cdot 0,229 \cdot 0,52} \cdot \left\langle (0,52^2 + 0,5^2)^{\frac{3}{2}} \frac{0,02889}{1,1364} \right\rangle = 0,9198.$$

4.28. Визначити політропний ККД напрямного апарата осьового ступеня компресора, якщо відомі такі його параметри: міра реактивності $\rho_k = 0,5$; коефіцієнт теоретичного напору $\overline{H}_t = 0,229$; коефіцієнт витрати $\overline{c}_a = 0,52$; коефіцієнт опору решітки напрямного апарата $c_{x_{HA}} = 0,02917$; відносний крок решітки напрямного апарата $\tau_{HA} = 1,0526$.

Відповідь. Політропний ККД напрямного апарата осьового ступеня компресора

$$\eta_{HA} = 1 - \frac{1}{2\overline{c}_a\overline{H}_t} \left\langle \frac{c_{x_{HA}}}{\tau_{HA}} \left[(1 - \rho_k)^2 + \overline{c}_a^2 \right]^{\frac{3}{2}} \right\rangle =$$

$$= 1 - \frac{1}{2 \cdot 0,229 \cdot 0,52} \cdot \left\langle \frac{0,02917}{1,0526} \left[(1 - 0,5)^2 + 0,52^2 \right]^{\frac{3}{2}} \right\rangle = 0,9127.$$

4.29. Визначити ізоентропійний ККД осьового компресорного ступеня з короткими лопатками ($l_p < 0,05$ м) при значеннях його міри реактивності $\rho_k = 0,5$ і $\rho_k = 1,0$, якщо довжина робочих лопаток $l_{pi} = 0,035$ м. Ізоентропійний ККД ступеня $(\eta_{ai}^*)_l = 0,875$ при довжині робочих лопаток $l_p = 0,05$ м.

Відповідь. При значенні міри реактивності $\rho_k = 0,5$ ізоентропійний ККД осьового компресорного ступеня

$$\eta_{ai}^* = (\eta_{ai}^*)_l \left[1 + 10^{-2} \left(1,255 \overline{l}_{pi} - \frac{0,75}{\overline{l}_{pi} \rho_k^2} - \frac{0,5}{\overline{l}_{pi}^3} \right) \right] =$$

$$= 0,875 \cdot \left[1 + 10^{-2} \left(1,255 \cdot 0,7 - \frac{0,75}{0,7 \cdot 0,5^2} - \frac{0,5}{0,7^3} \right) \right] = 0,833,$$

де $\overline{l}_{pi} = l_{pi} / l_p = 0,035 / 0,05 = 0,7$.

При значенні міри реактивності $\rho_K = 1,0$

$$\eta_{ai}^* = 0,875 \cdot \left[1 + 10^{-2} \left(1,255 \cdot 0,7 - \frac{0,75}{0,7 \cdot 1,0^2} - \frac{0,5}{0,7^3} \right) \right] = 0,868.$$

4.30. Визначити потужність, яку споживає компресор, якщо відомі такі його параметри: міра підвищення тиску $\pi_K^* = 4,8$; витрата повітря $G = 87,5$ кг/с; ізоентропійний ККД $\eta_{ак}^* = 0,885$; механічний ККД $\eta_M = 0,995$; показник ізоентропи $k = 1,396$; газова стала повітря $R = 287$ Дж/(кг·К); повна температура повітря на вході $T_{вх}^* = 288$ К.

Відповідь. Потужність, яка споживається компресором при стисканні повітря,

$$N_K = \frac{GH_{ак}^*}{1000\eta_{ак}^*\eta_M} = \frac{87,5 \cdot 165378}{1000 \cdot 0,885 \cdot 0,995} = 16970 \text{ кВт},$$

де

$$H_{ак}^* = \frac{k}{k-1} R T_{вх}^* \left(\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) =$$

$$= \frac{1,396}{1,396-1} 287 \cdot 288 \cdot \left(4,8^{\frac{1,396-1}{1,396}} - 1 \right) = 165378 \text{ Дж/кг}.$$

5. КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ

5.1. Робоча маса палива складає: $C^p = 86,48 \%$; $H^p = 12,8 \%$; $S^p = 0,3 \%$; $O^p = 0,21 \%$. Розрахувати сумарний коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (КЗ), якщо загальна витрата повітря 60 кг/с , годинна витрата палива 4500 кг/год .

Відповідь:

$$\begin{aligned} L_o &= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^p + 8H^p + S^p - O^p \right) = \\ &= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 86,48 + 8 \cdot 12,8 + 0,3 - 0,21 \right) = 10,49 \text{ кг/кг}; \\ \alpha &= 3600 \cdot \left(\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{пал.год}} \cdot L_o} \right) = 3600 \cdot \left(\frac{60}{4500 \cdot 10,49} \right) = 4,5758. \end{aligned}$$

5.2. Робоча маса палива для реактивних двигунів складає: $C^p = 86 \%$; $H^p = 14 \%$. Розрахувати годинну витрату палива, якщо сумарний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ дорівнює $4,5$; загальна витрата повітря 50 кг/с .

Відповідь:

$$L_o = 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^p + 8H^p + S^p - O^p \right) =$$

$$= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 86 + 8 \cdot 14 \right) = 14,71 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{пал.год}} = \frac{3600 G_{\text{п}}}{\alpha L_o} = \frac{3600 \cdot 50}{4,5 \cdot 14,71} = 2719,24 \text{ кг/год}.$$

5.3. Робоча маса палива складає: $C^p = 86,48 \%$; $H^p = 12,8 \%$; $S^p = 0,3 \%$; $O^p = 0,21 \%$. Розрахувати загальну витрату повітря в КЗ, якщо сумарний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ дорівнює 5; годинна витрата палива на одну жарову трубу 450 кг/год; число жарових труб дорівнює 10.

Відповідь:

$$L_o = 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^p + 8H^p + S^p - O^p \right) =$$

$$= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 86,48 + 8 \cdot 12,8 + 0,3 - 0,21 \right) = 10,49 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{пал.год}} = G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} \cdot n = 450 \cdot 10 = 4500 \text{ кг/год};$$

$$G_{\text{п}} = \frac{\alpha L_o G_{\text{пал.год}}}{3600} = \frac{5 \cdot 10,49 \cdot 4500}{3600} = 65,56 \text{ кг/с}.$$

5.4. Робоча маса палива складає: $C^p = 85,4 \%$; $H^p = 13,3 \%$; $S^p = 0,97 \%$; $O^p = 0,33 \%$. Розрахувати годинну витрату палива на одну жарову трубу, якщо сумарний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ дорівнює 4,6; загальна витрата повітря 65 кг/с; число жарових труб дорівнює 10.

Відповідь:

$$L_o = 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^p + 8H^p + S^p - O^p \right) =$$

$$= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 85,4 + 8 \cdot 13,3 + 0,97 - 0,33 \right) = 14,44 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{пал.год}} = \frac{3600G_{\text{п}}}{\alpha L_o} = \frac{3600 \cdot 65}{4,6 \cdot 14,44} = 3522,82 \text{ кг/год};$$

$$G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} = \frac{G_{\text{пал.год}}}{n} = \frac{3522,82}{10} = 352,2 \text{ кг/год}.$$

5.5. Робоча маса палива складає: $C^{\text{п}} = 86,48 \%$; $H^{\text{п}} = 12,8 \%$; $S^{\text{п}} = 0,3 \%$; $O^{\text{п}} = 0,21 \%$. Розрахувати число жарових труб, якщо сумарний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ дорівнює 3,5; загальна витрата повітря 45 кг/с; годинна витрата палива на одну жарову трубу 420 кг/год.

Відповідь:

$$L_o = 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^{\text{п}} + 8H^{\text{п}} + S^{\text{п}} - O^{\text{п}} \right) =$$

$$= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 86,48 + 8 \cdot 12,8 + 0,3 - 0,21 \right) = 10,49 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{пал.год}} = \frac{3600G_{\text{п}}}{\alpha L_o} = \frac{3600 \cdot 45}{3,5 \cdot 10,49} = 4412,37 \text{ кг/год};$$

$$n = \frac{G_{\text{пал.год}}}{G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}}} = \frac{4412,37}{420} = 10,5 = 11.$$

5.6. Робоча маса палива складає: $C^{\text{п}} = 70,99 \%$; $H^{\text{п}} = 23,24 \%$; $O^{\text{п}} = 5,77 \%$. Розрахувати сумарну кількість продуктів, що утворюються при стехіометричному спалюванні 1 кг палива, якщо вологовміст повітря складає 0,008 кг/кг.

Відповідь:

$$L_o = 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^{\text{п}} + 8H^{\text{п}} + S^{\text{п}} - O^{\text{п}} \right) =$$

$$= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 70,99 + 8 \cdot 23,24 - 5,77 \right) = 15,92 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{RO}_2} = \frac{11}{3} \cdot \frac{C^{\text{P}}}{100} + \frac{2S^{\text{P}}}{100} = \frac{11}{3} \cdot \frac{70,99}{100} + 0 = 2,6030 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{9\text{H}^{\text{P}}}{100} + \alpha L_o d_{\text{п}} = \frac{9 \cdot 23,24}{100} + 1 \cdot 15,92 \cdot 0,008 = 2,2190 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{N}_2} = 0,768 \alpha L_o = 0,768 \cdot 1 \cdot 15,92 = 12,2266 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{г}} = G_{\text{RO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} + G_{\text{N}_2} = 2,6030 + 2,2190 + 12,2266 = 17,0486 \text{ кг/кг}.$$

5.7. Робоча маса палива складає: $C^{\text{P}} = 86,48 \%$; $\text{H}^{\text{P}} = 12,8 \%$; $S^{\text{P}} = 0,3 \%$; $\text{O}^{\text{P}} = 0,21 \%$. Розрахувати сумарний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ, якщо число жарових труб дорівнює 12; загальна витрата повітря 65 кг/с; годинна витрата палива на одну жарову трубу 460 кг/год.

Відповідь:

$$L_o = 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^{\text{P}} + 8\text{H}^{\text{P}} + S^{\text{P}} - \text{O}^{\text{P}} \right) =$$

$$= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 86,48 + 8 \cdot 12,8 + 0,3 - 0,21 \right) = 10,49 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{пал.год}} = G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} \cdot n = 460 \cdot 12 = 5520 \text{ кг/год};$$

$$\alpha = 3600 \cdot \left(\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{пал.год}} \cdot L_o} \right) = 3600 \cdot \left(\frac{65}{5520 \cdot 10,49} \right) = 4,0411.$$

5.8. Розрахувати теоретично необхідну кількість повітря для спалювання 1 кг палива, якщо число жарових труб дорівнює 14; загальна витрата повітря 70 кг/с; годинна витрата палива на одну жарову трубу 430 кг/год; сумарний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ дорівнює 4,6.

Відповідь:

$$G_{\text{пал.год}} = G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} \cdot n = 430 \cdot 14 = 6020 \text{ кг/год};$$

$$L_o = 3600 \cdot \left(\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{пал.год}} \cdot \alpha} \right) = 3600 \cdot \left(\frac{70}{6020 \cdot 4,6} \right) = 9,1 \text{ кг/кг}.$$

5.9. Розрахувати годинну витрату палива на одну жарову трубу, якщо годинна витрата палива складає 4500 кг/год; діаметр жарової труби 248 мм; площа перерізу жарових труб дорівнює 0,483 м².

Відповідь:

$$n = \frac{F_{\text{ж}}}{d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,483}{0,248^2 \cdot \frac{3,1416}{4}} = 10;$$

$$G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} = \frac{G_{\text{пал.год}}}{n} = \frac{4500}{10} = 450 \text{ кг/год}.$$

5.10. Розрахувати годинну витрату палива в КЗ, якщо годинна витрата палива на одну жарову трубу складає 400 кг/год; діаметр жарової труби 248 мм; площа перерізу жарових труб дорівнює 0,472 м².

Відповідь:

$$n = \frac{F_{\text{ж}}}{d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,472}{0,248^2 \cdot \frac{3,1416}{4}} = 9,77 \approx 10;$$

$$G_{\text{пал.год}} = G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} \cdot n = 400 \cdot 10 = 4000 \text{ кг/год}.$$

5.11. Робоча маса палива складає: С^р = 86,7 %; Н^р = 10,36 %; S^р = 0,97 %; О^р = 1,97 %. Розрахувати годинну витрату палива на одну жарову трубу, якщо витрата повітря складає 60 кг/с; діаметр жарової труби 248 мм; площа перерізу жарових труб 0,46 м²; сумарний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ дорівнює 4,5.

Відповідь:

$$L_o = 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^p + 8H^p + S^p - O^p \right) =$$

$$= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 86,7 + 8 \cdot 10,36 + 0,97 - 1,97 \right) = 13,49 \text{ кг/кг};$$

$$G_{\text{пал.год}} = \frac{3600 G_{\text{п}}}{\alpha L_o} = \frac{3600 \cdot 60}{4,5 \cdot 13,49} = 3558,19 \text{ кг/год};$$

$$n = \frac{F_{\text{ж}}}{d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,46}{0,248^2 \cdot \frac{3,1416}{4}} = 9,5 = 10;$$

$$G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} = \frac{G_{\text{пал.год}}}{n} = \frac{3558,19}{10} = 355,8 \text{ кг/год}.$$

5.12. Розрахувати число жарових труб у КЗ, якщо повний об'єм однієї жарової труби складає $0,0293 \text{ м}^3$; відносна довжина жарової труби дорівнює $3,5$; коефіцієнт нециліндричності перерізу складає $0,7$; площа перерізу жарових труб $0,483 \text{ м}^2$.

Відповідь:

$$d = \sqrt[3]{4v / (\alpha \pi l)} = \sqrt[3]{4 \cdot 0,0293 / (0,7 \cdot 3,1416 \cdot 3,5)} = 0,248 \text{ м};$$

$$n = \frac{F_{\text{ж}}}{d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,483}{0,248^2 \cdot \frac{3,1416}{4}} = 10.$$

5.13. Робоча маса палива складає: $C^p = 86,48 \%$; $H^p = 12,8 \%$; $S^p = 0,3 \%$; $O^p = 0,21 \%$. Розрахувати сумарний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ, якщо витрата повітря складає 54 кг/с ; діаметр жарової труби 220 мм ; площа перерізу жарових труб $0,45 \text{ м}^2$; годинна витрата палива на одну жарову трубу 450 кг/год .

Відповідь:

$$L_o = 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C^p + 8H^p + S^p - O^p \right) =$$

$$= 0,0431 \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 86,48 + 8 \cdot 12,8 + 0,3 - 0,21 \right) = 10,49 \text{ кг/кг};$$

$$n = \frac{F_{\text{ж}}}{d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,45}{0,22^2 \cdot \frac{3,1416}{4}} = 11,8 = 12;$$

$$G_{\text{пал.год}} = G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} \cdot n = 450 \cdot 12 = 5400 \text{ кг/год};$$

$$\alpha = 3600 \cdot \left(\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{пал.год}} \cdot L_o} \right) = 3600 \cdot \left(\frac{54}{5400 \cdot 10,49} \right) = 3,4318.$$

5.14. Розрахувати годинну витрату палива в КЗ, якщо повний об'єм однієї жарової труби складає 0,0293 м³; відносна довжина жарової труби дорівнює 3,5; коефіцієнт нециліндричності перерізу складає 0,7; площа перерізу жарових труб 0,483 м²; годинна витрата палива на одну жарову трубу 450 кг/год.

Відповідь:

$$d = \sqrt[3]{4v/(a\pi l)} = \sqrt[3]{4 \cdot 0,0293 / (0,7 \cdot 3,1416 \cdot 3,5)} = 0,248 \text{ м};$$

$$n = \frac{F_{\text{ж}}}{d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,483}{0,248^2 \cdot \frac{3,1416}{4}} = 10;$$

$$G_{\text{пал.год}} = G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}} \cdot n = 450 \cdot 10 = 4500 \text{ кг/год}.$$

5.15. Розрахувати площу перерізу жарових труб, якщо повний об'єм однієї жарової труби складає $0,027 \text{ м}^3$; відносна довжина жарової труби дорівнює 3,5; коефіцієнт нециліндричності перерізу складає 0,65; годинна витрата палива 4350 кг/год ; годинна витрата палива на одну жарову трубу 435 кг/год .

Відповідь:

$$d = \sqrt[3]{4v/(a\pi l)} = \sqrt[3]{4 \cdot 0,027 / (0,65 \cdot 3,1416 \cdot 3,5)} = 0,247 \text{ м};$$

$$n = \frac{G_{\text{пал.год}}}{G_{\text{пал.год}}^{\text{ж}}} = \frac{4350}{435} = 10;$$

$$F_{\text{ж}} = nd^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 10 \cdot 0,247^2 \cdot \frac{3,1416}{4} = 0,4792 \text{ м}^2.$$

5.16. Визначити середній діаметр розташування 6 жарових труб для прямотокової КЗ, якщо діаметр жарової труби дорівнює 250 мм, зазор між жаровими трубами складає 8 % від діаметра жарової труби.

Відповідь:

$$\delta = 0,08d = 0,08 \cdot 0,25 = 0,02 \text{ м};$$

$$D_{\text{сер}} = (d + \delta) / \sin(180^\circ / n) = (0,25 + 0,02) / \sin(180^\circ / 6) = 0,54 \text{ м}.$$

5.17. Знайти внутрішній діаметр зовнішнього кожуха прямотокової КЗ, якщо сумарна площа кільцевого каналу $0,802 \text{ м}^2$, середній діаметр розташування жарових труб складає 851 мм.

Відповідь:

$$D_{\text{зов}} = \sqrt{D_{\text{сер}}^2 + \frac{2}{\pi} \cdot F_{\text{к.к}}} = \sqrt{0,851^2 + \frac{2}{3,1416} \cdot 0,802} = 1,1112 \text{ м}.$$

5.18. Знайти внутрішній діаметр зовнішнього кожуха протитокової КЗ, якщо сумарна площа кільцевого каналу $0,786 \text{ м}^2$, середній діаметр розташування жарових труб складає 820 мм.

Відповідь:

$$D_{\text{зов}} = D_{\text{сер}} + \frac{F_{\text{к.к}}}{\pi D_{\text{сер}}} = 0,82 + \frac{0,786}{3,1416 \cdot 0,82} = 1,1251 \text{ м.}$$

5.19. Знайти зовнішній діаметр внутрішнього кожуха прямоугової КЗ, якщо сумарна площа кільцевого каналу $0,795 \text{ м}^2$, середній діаметр розташування жарових труб складає 830 мм .

Відповідь:

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{D_{\text{сер}}^2 - \frac{2}{\pi} \cdot F_{\text{к.к}}} = \sqrt{0,83^2 - \frac{2}{3,1416} \cdot 0,795} = 0,4275 \text{ м.}$$

5.20. Знайти зовнішній діаметр внутрішнього кожуха протитокової КЗ, якщо сумарна площа кільцевого каналу $0,720 \text{ м}^2$, середній діаметр розташування жарових труб складає 650 мм .

Відповідь:

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{сер}} - \frac{F_{\text{к.к}}}{\pi D_{\text{сер}}} = 0,65 - \frac{0,720}{3,1416 \cdot 0,65} = 0,2974 \text{ м.}$$

5.21. Знайти витрату первинного повітря через КЗ, якщо годинна витрата палива 3600 кг/год , коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння складає $1,5$, а теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива $14,4 \text{ кг/кг}$.

Відповідь:

$$G_{\text{пл}} = \alpha_{\text{г}} G_{\text{пал}} L_{\text{o}} / 3600 = 1,5 \cdot 3600 \cdot 14,4 / 3600 = 21,6 \text{ кг/с.}$$

5.22. Знайти коефіцієнт гідравлічних втрат ступінчастого кільцевого дифузора, якщо абсолютні втрати тиску в першому ступені складають $23,4 \text{ кПа}$, абсолютні втрати тиску в другому ступені $2,11 \text{ кПа}$, густина повітря на вході $7,65 \text{ кг/м}^3$, швидкість повітря на вході в дифузор 115 м/с .

Відповідь:

$$\Psi_{\text{д}} = \frac{2 \cdot (\Delta P_{1\text{д}} + \Delta P_{2\text{д}})}{\rho_{\text{вх}} W_{\text{вх}}^2} = \frac{2 \cdot (23400 + 2110)}{7,65 \cdot 115^2} = 0,504.$$

5.23. Знайти абсолютні втрати тиску в першому ступені кільцевого дифузора, якщо густина повітря на вході $7,65 \text{ кг/м}^3$, швидкість повітря на вході в дифузор 110 м/с , а коефіцієнт гідравлічних втрат першого ступеня складає $0,464$.

Відповідь:

$$\Delta P_{1д} = \Psi_{1д} \cdot \frac{\rho_{вх} W_{вх}^2}{2} = 0,464 \cdot \frac{7,65 \cdot 110^2}{2} = 21475 \text{ Па.}$$

5.24. Знайти абсолютні втрати тиску в другому ступені кільцевого дифузора, якщо густина повітря на вході $7,5 \text{ кг/м}^3$, швидкість повітря на вході в другий ступінь дифузора 35 м/с , а коефіцієнт гідравлічних втрат другого ступеня складає $0,45$.

Відповідь:

$$\Delta P_{2д} = \Psi_{2д} \cdot \frac{\rho_{вх} W_{2вх}^2}{2} = 0,45 \cdot \frac{7,5 \cdot 35^2}{2} = 2067,2 \text{ Па.}$$

5.25. Знайти швидкість повітря на вході в дифузор, якщо температура за компресором 650 К , а приведена швидкість на вході в дифузор складає $0,244$.

Відповідь:

$$W_{вх} = 18,32 \cdot \sqrt{T_2} \cdot \lambda_{W_{вх}} = 18,32 \cdot \sqrt{650} \cdot 0,244 = 114 \text{ м/с.}$$

5.26. Знайти довжину змішувальної камери відцентрової форсунки, якщо діаметр змішувальної камери 11 мм , а кут конуса розпилювання складає 80° .

Відповідь:

$$l_{з.к} = \frac{D_{з.к}}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\beta_{пал}}{2}\right)} = \frac{11}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{80}{2}\right)} = 7,85 \text{ мм.}$$

5.27. Знайти коефіцієнт гідравлічних втрат першого ступеня кільцевого дифузора, якщо коефіцієнт втрат першого ступеня дорівнює $0,96$, а міра поширення першого ступеня дифузора складає $3,3$.

Відповідь:

$$\Psi_{1д} = \varphi_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{n_1}\right)^2 = 0,96 \cdot \left(1 - \frac{1}{3,3}\right)^2 = 0,466.$$

5.28. Знайти діаметр вхідних тангенціальних каналів двосоплової форсунки, якщо плече закручування дорівнює 3,2 мм, діаметр сопла 1,6 мм, геометрична характеристика форсунки складає 2,3, число вихідних каналів дорівнює 3.

Відповідь:

$$d_{вх1} = 2 \cdot \sqrt{\frac{R_1 d_c}{2z_1 A_1}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{3,2 \cdot 1,6}{2 \cdot 3 \cdot 2,3}} = 1,218 \text{ мм.}$$

6. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ТЕРМОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ ПРОСТОЇ СХЕМИ

6.1. Визначити дійсний підігрів повітря в компресорі ΔT_k , температуру повітря за компресором T_2 і його адіабатичний ККД η_k для енергетичного однокаскадного газотурбінного двигуна (ГТД) простої схеми (процес сухого повітря) при таких умовах: міра підвищення тиску в компресорі ГТД $\pi_k = 12,5$; температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288 \text{ K}$; адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{a_k} = 0,895$; середня масова ізобарна теплоємність повітря для процесу $c_{p_n} = 1040 \text{ Дж/(кг·K)}$; газова стала повітря $R_n = 287 \text{ Дж/(кг·K)}$.

Відповідь. Показник ізоентропи для повітря у процесі

$$k_n = \frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n} = \frac{1040}{1040 - 287} = 1,3811.$$

Адіабатичний ККД компресора

$$\eta_k = \left(\frac{\frac{k_n - 1}{k_n}}{\pi_k^{\frac{1}{k_n}} - 1} \right) \bigg/ \left(\frac{\frac{k_n - 1}{k_n \cdot \eta_{a_k}}}{\pi_k^{\frac{1}{k_n \cdot \eta_{a_k}}} - 1} \right) =$$

$$\left(12,5^{\frac{1,3811 - 1}{1,3811}} - 1 \right) \bigg/ \left(12,5^{\frac{1,3811 - 1}{1,3811 \cdot 0,895}} - 1 \right) = 0,8950.$$

Величина дійсного підігріву повітря в компресорі

$$\Delta T_{\text{к}} = T_{\text{зов}} \cdot \left(\frac{\frac{k_{\text{п}} - 1}{k_{\text{п}}}}{\pi_{\text{к}} - 1} \right) / \eta_{\text{к}} = 288 \cdot \left(\frac{1,3811 - 1}{12,5^{1,3811} - 1} \right) / 0,8950 = 339,5 \text{ К.}$$

Температура повітря на виході з компресора

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{\text{к}} = 288 + 339,5 = 627,5 \text{ К.}$$

6.2. Визначити, як і на скільки у відсотковому та абсолютному виразах зміниться температура повітря за компресором, а також величина потрібної для приводу компресора ГТД потужності (процес сухого повітря), якщо в процесі перепроєктування його проточної частини вдалося збільшити адіабатичний ККД елементарного ступеня цього компресора $\eta_{\text{а,к}}$, що мав величину 0,890, у середньому на 1 %.

Прийняти, що витрата повітря через компресор $G_{\text{к}}$ не змінилась і дорівнює 32,5 кг/с; також незмінною залишилась і міра підвищення тиску $\pi_{\text{к}} = 14,4$. Взяти значення: температури зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288 \text{ К}$; середньої масової ізобарної теплоємності повітря для процесів $c_{p_{\text{п}}} = 1035 \text{ Дж/(кг·К)}$; газової сталої повітря $R_{\text{п}} = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$; механічного ККД $\eta_{\text{м}} = 0,995$.

Відповідь. Показник ізоентропи для повітря у процесі в компресорі

$$k_{\text{п}} = \frac{c_{p_{\text{п}}}}{c_{p_{\text{п}}} - R_{\text{п}}} = \frac{1035}{1035 - 287} = 1,3837.$$

Величина дійсного підігріву повітря в компресорі ГТД до перепроєктування його проточної частини

$$\Delta T_{\text{к}} = T_{\text{зов}} \cdot \left(\frac{\frac{k_{\text{п}} - 1}{k_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{а,к}}}}{\pi_{\text{к}} - 1} \right) = 288 \cdot \left(\frac{1,3837 - 1}{14,4^{1,3837 \cdot 0,89} - 1} \right) = 373,2 \text{ К.}$$

Температура повітря на виході з компресора ГТД до перепроєктування його проточної частини

$$T_2 = T_1 + \Delta T_k = 288 + 373,2 = 661,2 \text{ К.}$$

Коефіцієнт корисної дії елементарного ступеня компресора після перепроєктування його проточної частини

$$\eta'_{a_k} = 1,01 \eta_{a_k} = 0,8989.$$

Величина дійсного підігріву повітря в компресорі ГТД після перепроєктування його проточної частини

$$\Delta T'_k = T_{\text{зов}} \cdot \left(\frac{\frac{k_p - 1}{k_p \cdot \eta'_{a_k}}}{\pi_k} - 1 \right) = 288 \cdot \left(14,4^{\frac{1,3837 - 1}{1,3837 \cdot 0,8989}} - 1 \right) = 367,7 \text{ К.}$$

Температура повітря на виході з компресора ГТД після перепроєктування його проточної частини

$$T'_2 = T_1 + \Delta T'_k = 288 + 367,7 = 655,7 \text{ К.}$$

Зміна температури повітря на виході з компресора ГТД після перепроєктування його проточної частини у відсотковому виразі

$$\overline{\delta T_2} = \frac{T'_2 - T_2}{T_2} \cdot 100 \% = \frac{655,7 - 661,2}{661,2} \cdot 100 \% = -0,8194 \ %.$$

Зміна температури повітря на виході з компресора ГТД після перепроєктування його проточної частини в абсолютному виразі

$$\delta T_2 = T'_2 - T_2 = 655,7 - 661,2 = -5,42 \text{ } ^\circ\text{С.}$$

Величина потрібної для приводу компресора ГТД потужності до перепроєктування його проточної частини

$$N_k = G_k c_{p_n} \Delta T_k / \eta_m = 32,5 \cdot 1,035 \cdot 373,2 / 0,995 = 12615 \text{ кВт.}$$

Величина потрібної для приводу компресора ГТД потужності після перепроєктування його проточної частини

$$N'_k = G_k c_{p_{\pi}} \Delta T'_k / \eta_M = 32,5 \cdot 1,035 \cdot 367,7 / 0,995 = 12432 \text{ кВт.}$$

Зміна потрібної для приводу компресора ГТД потужності після перепроєктування його проточної частини у відсотковому виразі

$$\overline{\delta N_k} = \frac{N'_k - N_k}{N_k} \cdot 100 \% = \frac{12432 - 12615}{12615} \cdot 100 \% = -1,4518 \ \%.$$

Зменшення потрібної для приводу компресора ГТД потужності після перепроєктування його проточної частини в абсолютному виразі

$$\delta N_k = N_k - N'_k = 12615 - 12432 = 183 \text{ кВт.}$$

6.3. Визначити температуру повітря за компресором низького тиску (КНТ) ГТД простої схеми, а також його адіабатичний ККД для процесу вологого повітря за умови, що міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\text{КНТ}} = 4,75$; температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 305 \text{ К}$; вологовміст атмосферного повітря $d_{\text{вол}} = 0,025$; адіабатичний ККД елементарного ступеня КНТ $\eta_{a_k} = 0,90$; середня масова ізобарна теплоємність повітря та водяної пари для процесу в КНТ – $c_{p_{\pi}} = 1010 \text{ Дж/(кг·К)}$ та $c_{p_{\text{пар}}} = 1905 \text{ Дж/(кг·К)}$. Взяти значення газових сталих повітря та водяної пари: $R_{\pi} = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$ та $R_{\text{пар}} = 461 \text{ Дж/(кг·К)}$.

Відповідь. Відносний паровміст у вологому атмосферному повітрі на вході до компресора низького тиску

$$d_{\text{пар}} = \frac{d_{\text{вол}}}{d_{\text{вол}} + 1} = \frac{0,025}{0,025 + 1} = 0,0244.$$

Відносний вміст сухого повітря у вологому атмосферному повітрі на вході до компресора низького тиску

$$d_{\pi} = 1 - d_{\text{пар}} = 1 - 0,0244 = 0,9756.$$

Газова стала вологого атмосферного повітря

$$R_{\text{в.п}} = R_{\pi} d_{\pi} + R_{\text{пар}} d_{\text{пар}} = 287,0 \cdot 0,9756 + 461,0 \cdot 0,0244 = 291,2 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Середня масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу в КНТ

$$\begin{aligned} c_{p_{\text{в.п}}} &= c_{p_{\text{п}}} d_{\text{п}} + c_{p_{\text{пар}}} d_{\text{пар}} = 1010 \cdot 0,9756 + 1905 \cdot 0,0244 = \\ &= 1032 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Показник ізоентропи вологого повітря для процесу в КНТ

$$k_{\text{в.п}} = \frac{c_{p_{\text{в.п}}}}{c_{p_{\text{в.п}}} - R_{\text{в.п}}} = \frac{1032}{1032 - 291,2} = 1,3933.$$

Адіабатичний ККД компресора низького тиску

$$\begin{aligned} \eta_{\text{КНТ}} &= \left(\frac{\frac{k_{\text{в.п}} - 1}{k_{\text{в.п}}}}{\pi_{\text{КНТ}}^{\frac{k_{\text{в.п}} - 1}{k_{\text{в.п}}}} - 1} \right) \bigg/ \left(\frac{\frac{k_{\text{в.п}} - 1}{k_{\text{в.п}} \cdot \eta_{\text{а.к}}}}{\pi_{\text{КНТ}}^{\frac{k_{\text{в.п}} - 1}{k_{\text{в.п}} \cdot \eta_{\text{а.к}}}} - 1} \right) = \\ &= \left(4,75^{\frac{1,3933 - 1}{1,3933}} - 1 \right) \bigg/ \left(4,75^{\frac{1,3933 - 1}{1,3933 \cdot 0,90}} - 1 \right) = 0,8766. \end{aligned}$$

Величина дійсного підігріву повітря в КНТ

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{КНТ}} &= T_{\text{зов}} \cdot \left(\frac{\frac{k_{\text{в.п}} - 1}{k_{\text{в.п}}}}{\pi_{\text{КНТ}}^{\frac{k_{\text{в.п}} - 1}{k_{\text{в.п}}}} - 1} \right) \bigg/ \eta_{\text{КНТ}} = \\ &= 305 \cdot \left(4,75^{\frac{1,3933 - 1}{1,3933}} - 1 \right) \bigg/ 0,8766 = 192,2 \text{ К}. \end{aligned}$$

Температура повітря на виході з КНТ

$$T_{2.1} = T_{\text{зов}} + \Delta T_{\text{КНТ}} = 305 + 192,2 = 497,2 \text{ К.}$$

6.4. Оцінити відносну похибку у відсотках результатів розрахунку температури повітря за компресором енергетичного однокаскадного ГТД простої схеми та потужності його приводу, якщо замість математичної моделі процесу вологого повітря в розрахунках для спрощення прийнято модель процесу сухого повітря.

Розрахункові параметри компресора: міра підвищення тиску $\pi_{\text{к}} = 14,23$; температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288 \text{ К}$; витрата повітря через компресор $G_{\text{к}} = 120,5 \text{ кг/с}$; адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{а}_\text{к}} = 0,890$; механічний ККД компресора $\eta_{\text{м}} = 0,990$.

Взяти: вологовміст атмосферного повітря $d_{\text{вол}} = 0,020$; середню масову ізобарну теплоємність сухого повітря та водяної пари для процесу в компресорі – $c_{p_{\text{п}}} = 1035 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ та $c_{p_{\text{пар}}} = 1953 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; значення газових сталих повітря та водяної пари – $R_{\text{п}} = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ та $R_{\text{пар}} = 461 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Відповідь. Показник ізоентропи для процесу сухого повітря в компресорі

$$k_{\text{п}} = \frac{c_{p_{\text{п}}}}{c_{p_{\text{п}}} - R_{\text{п}}} = \frac{1035}{1035 - 287} = 1,3837.$$

Величина дійсного підігріву повітря в компресорі ГТД (процес сухого повітря)

$$\Delta T_{\text{к}} = T_{\text{зов}} \cdot \left(\frac{\frac{k_{\text{п}} - 1}{k_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{а}_\text{к}}}}{\pi_{\text{к}} - 1} \right) = 288 \cdot \left(\frac{\frac{1,3837 - 1}{1,3837 \cdot 0,89}}{14,23 - 1} \right) = 370,7 \text{ К.}$$

Температура повітря на виході з компресора ГТД (процес сухого повітря)

$$T_2 = T_{\text{зов}} + \Delta T_{\text{к}} = 288 + 370,7 = 658,7 \text{ К.}$$

Величина потрібної для приводу компресора потужності (процес сухого повітря)

$$N_{\kappa} = G_{\kappa} c_{p_{\pi}} \Delta T_{\kappa} / \eta_{\text{м}} = 120,5 \cdot 1,035 \cdot 370,7 / 0,990 = 46701 \text{ кВт.}$$

Відносний паровміст у вологому атмосферному повітрі

$$d_{\text{пар}} = \frac{d_{\text{вол}}}{d_{\text{вол}} + 1} = \frac{0,02}{0,02 + 1} = 0,0196.$$

Відносний вміст сухого повітря у вологому атмосферному повітрі

$$d_{\pi} = 1 - d_{\text{пар}} = 1 - 0,0196 = 0,9804.$$

Газова стала вологого атмосферного повітря

$$\begin{aligned} R_{\text{в.п}} &= R_{\pi} d_{\pi} + R_{\text{пар}} d_{\text{пар}} = 287,0 \cdot 0,9804 + 461,0 \cdot 0,0196 = \\ &= 290,4 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Середня масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу в компресорі

$$\begin{aligned} c_{p_{\text{в.п}}} &= c_{p_{\pi}} d_{\pi} + c_{p_{\text{пар}}} d_{\text{пар}} = 1035 \cdot 0,9804 + 1953 \cdot 0,0196 = \\ &= 1053 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Показник ізентропи вологого повітря для процесу в компресорі

$$k_{\text{в.п}} = \frac{c_{p_{\text{в.п}}}}{c_{p_{\text{в.п}}} - R_{\text{в.п}}} = \frac{1053}{1053 - 290,4} = 1,3808.$$

Величина дійсного підігріву повітря в компресорі ГТД (процес вологого повітря)

$$\Delta T'_{\kappa} = T_{\text{зов}} \cdot \left(\pi_{\kappa}^{\frac{k_{\text{в.п}} - 1}{k_{\text{в.п}} \cdot \eta_{\text{а}_{\kappa}}}} - 1 \right) = 288 \cdot \left(14,23^{\frac{1,3808 - 1}{1,3808 \cdot 0,89}} - 1 \right) = 367,8 \text{ К.}$$

Температура повітря на виході з компресора (процес вологого повітря)

$$T'_2 = T_{\text{зов}} + \Delta T'_k = 288 + 367,8 = 655,8 \text{ К.}$$

Величина потрібної для приводу компресора ГТД потужності (процес вологого повітря)

$$N'_k = G_k c_{p_{\text{в.п}}} \Delta T'_k / \eta_m = 120,5 \cdot 1,053 \cdot 367,8 / 0,990 = 47136 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку температури повітря на виході з компресора при використанні моделі сухого повітря

$$\overline{\delta T_2} = \frac{T_2 - T'_2}{T'_2} \cdot 100 \% = \frac{658,7 - 655,8}{655,8} \cdot 100 \% = 0,4485 \ \%.$$

Відносна похибка розрахунку потрібної для приводу компресора ГТД потужності при використанні моделі сухого повітря

$$\overline{\delta N_k} = \frac{N_k - N'_k}{N'_k} \cdot 100 \% = \frac{46701 - 47136}{47136} \cdot 100 \% = -0,9233 \ \%.$$

6.5. Визначити величину коефіцієнта надлишку повітря в камері згоряння ГТД простої схеми, користуючись формулами укрупненого розрахунку циклу, якщо відомо, що максимальна температура в циклі $T_3 = 1480 \text{ К}$; температура повітря за компресором $T_2 = 565 \text{ К}$; температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288 \text{ К}$; нижча теплотворна здатність палива $H_u = 42900 \text{ кДж/кг}$; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,78$; коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_{\text{кз}} = 0,99$.

Взяти значення середніх масових ізобарних теплоємностей для процесу в камері згоряння: по газу – $c_{p_r} = 1145 \text{ Дж/(кг·К)}$, по повітрю – $c_{p_n} = 1019 \text{ Дж/(кг·К)}$. Розв'язувати в одне наближення, взявши початкове значення коефіцієнта надлишку повітря в камері згоряння рівним 3,5.

Відповідь. Величина кількості теплоти, що підводиться в камеру згоряння на 1 кг повітря за секунду,

$$q_{\text{КЗ}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha L_0}\right) \cdot c_{p_r} \big|_{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{p_n} \big|_{293}^{T_2} \cdot (T_2 - 293)}{\eta_{\text{КЗ}}} =$$

$$= \frac{\left(1 + \frac{1}{3,5 \cdot 14,7}\right) \cdot 1145 \cdot (1480 - 293) - 1019 \cdot (565 - 293)}{0,99} = 1119,4 \text{ кДж.}$$

Відносна витрата палива, яке подається в камеру згоряння,

$$g_{\text{пал}} = \frac{q_{\text{КЗ}}}{H_u} = \frac{1119,4}{42900} = 0,0261.$$

Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння

$$\alpha = \frac{1}{g_{\text{пал}} L_0} = \frac{1}{0,0261 \cdot 14,78} = 2,593.$$

6.6. Для ГТД простої схеми визначити температуру газу за неохолоджуваною турбіною низького тиску (ТНТ), яка має внутрішній адіабатичний ККД $\eta_{\text{ТНТ}} = 0,896$, при таких умовах: міра зниження тиску в турбіні $\pi_{\text{ТНТ}} = 2,35$; температура газу перед ТНТ $T_{3_{\text{ТНТ}}} = 1056 \text{ К}$.

Взяти значення середньої масової ізобарної теплоємності для процесу в ТНТ $c_{p_r} = 1164 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, а газової сталой для продуктів згоряння $R_r = 292 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Відповідь. Показник ізоентропи для процесу розширення газу в турбіні низького тиску

$$k_r = \frac{c_{p_r}}{c_{p_r} - R_r} = \frac{1164}{1164 - 292} = 1,3349.$$

Дійсний температурний перепад у турбіні

$$\Delta T_{\text{ТНТ}} = T_{3_{\text{ТНТ}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\Gamma}-1}{\frac{k_{\Gamma}}{\pi_{\text{ТНТ}}}}} \right) \cdot \eta_{\text{ТНТ}} =$$

$$= 1056 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{1,3349-1}{2,35 \cdot 1,3349}} \right) \cdot 0,896 = 183,2 \text{ К.}$$

Температура газу за неоохолоджуваною ТНТ

$$T_{4_{\text{ТНТ}}} = T_{3_{\text{ТНТ}}} - \Delta T_{\text{ТНТ}} = 1056 - 183,2 = 872,8 \text{ К.}$$

6.7. Для двокаскадного ГТД простої схеми визначити величину дійсного температурного перепаду турбіни високого тиску (ТВТ), якщо параметри компресора високого тиску (КВТ), який приводиться в обертання цією турбіною, такі: витрата повітря на вході $G_{\text{КВТ}} = 78,0 \text{ кг/с}$; температура повітря на вході $T_{1_{\text{КВТ}}} = 405 \text{ К}$; міра підвищення тиску $\pi_{\text{КВТ}} = 4,85$; середня масова ізобарна теплоємність повітря для процесу $c_{p_{\pi}} = 1031 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; газова стала повітря $R_{\pi} = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; адіабатичний ККД $\eta_{\text{КВТ}} = 0,8758$.

Витрата газу через ТВТ $G_{\text{ТВТ}} = 72,54 \text{ кг/с}$; середня масова ізобарна теплоємність газу для процесу в ТВТ $c_{p_i} = 1212 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; механічний ККД турбіни $\eta_{\text{м}} = 0,995$.

Відповідь. Показник ізоентропи для процесу сухого повітря в КВТ

$$k_{\pi} = \frac{c_{p_{\pi}}}{c_{p_{\pi}} - R_{\pi}} = \frac{1031}{1031 - 287} = 1,3858.$$

Величина дійсного підігріву повітря в КВТ

$$\Delta T_{\text{КВТ}} = \frac{T_{\text{КВТ}} \cdot \left(\frac{\frac{k_{\text{п}} - 1}{k_{\text{п}}} \pi_{\text{КВТ}} - 1 \right)}{\eta_{\text{КВТ}}} = \frac{405,0 \cdot \left(\frac{1,3858 - 1}{1,3858} \pi_{\text{КВТ}} - 1 \right)}{0,8758} = 255,3 \text{ К.}$$

Дійсний температурний перепад у турбіні

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{ТВТ}} &= \frac{c_{p_{\text{п}}} G_{\text{КВТ}}}{G_{\text{ТВТ}} c_{p_{\text{т}}} \eta_{\text{м}}} \cdot \Delta T_{\text{КВТ}} = \\ &= \frac{1031 \cdot 78,0}{72,54 \cdot 1212 \cdot 0,995} \cdot 255,3 = 234,7 \text{ К.} \end{aligned}$$

6.8. Визначити потужність турбіни низького тиску двокаскадного з вільною силовою турбіною газотурбінного двигуна простої схеми потужністю $N_{\text{ГТД}} = 18600 \text{ кВт}$, якщо відомо, що його питома потужність $N_{\text{ГТДПИТ}} = 265 \text{ кВт/(кг/с)}$, а коефіцієнт витрати ТНТ $\beta_{\text{ТНТ}} = 0,985$.

Інші параметри для турбіни низького тиску: температура газу на вході $T_{3_{\text{ТНТ}}} = 1025 \text{ К}$; міра зниження тиску $\pi_{\text{ТНТ}} = 2,255$; показник ізоентропи для процесу розширення газу $k_{\text{ГТНТ}} = 1,323$; внутрішній ККД $\eta_{\text{ТНТ}} = 0,896$; механічний ККД $\eta_{\text{м}} = 0,995$.

Взяти значення середньої масової ізобарної теплоємності для процесу в силовій турбіні $c_{p_{\text{т}}} = 1153 \text{ Дж/(кг·К)}$, а коефіцієнта відновлення повного тиску у вхідному пристрої $v_{\text{вх}} = 0,98$.

Відповідь. Витрата повітря через компресор низького тиску

$$G_{\text{КНТ}} = \frac{N_{\text{ГТД}}}{N_{\text{ГТДПИТ}}} \cdot v_{\text{вх}} = \frac{18600}{265,0} \cdot 0,98 = 68,79 \text{ кг/с.}$$

Дійсний температурний перепад у ТНТ

$$\Delta T_{\text{ТНТ}} = T_{3_{\text{ТНТ}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\Gamma_{\text{ТНТ}}}}{\pi_{\text{ТНТ}}}} \right) \cdot \eta_{\text{ТНТ}} =$$

$$= 1025 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{1,323-1}{2,255}} \right) \cdot 0,896 = 165,4 \text{ К.}$$

Потужність турбіни низького тиску

$$N_{\text{ТНТ}} = G_{\text{КНТ}} \beta_{\text{ТНТ}} c_p \Delta T_{\text{ТНТ}} \eta_{\text{м}} =$$

$$= 68,79 \cdot 0,985 \cdot 1153 \cdot 165,4 \cdot 0,995 = 12854 \text{ кВт.}$$

6.9. Для двокаскадного ГТД простої схеми з вільною силовою турбіною визначити потужність турбіни високого тиску, якщо відомі: витрата повітря на вході в КНТ $G_{\text{КНТ}} = 82 \text{ кг/с}$; загальна міра підвищення тиску в циклі $\pi_{\kappa_{\Sigma}} = 22,45$; температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288 \text{ К}$.

Прийняти, що компресори низького і високого тисків мають однакові міри підвищення тиску й однакові адіабатичні ККД, тобто $\eta_{\text{КНТ}} = \eta_{\text{КВТ}} = 0,8732$. Значення показників ізоентропи процесу підвищення тиску для КНТ і КВТ: $k_{\text{п}_{\text{КНТ}}} = 1,398$ та $k_{\text{п}_{\text{КВТ}}} = 1,396$; середня масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в КВТ $c_{p_{\text{КВТ}}} = 1,015 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\kappa_2} = 0,98$.

Відповідь. Міри підвищення тиску в компресорах низького та високого тисків

$$\pi_{\text{КНТ}} = \pi_{\text{КВТ}} = \sqrt{\pi_{\kappa_{\Sigma}}} = \sqrt{22,45} = 4,738.$$

Величина дійсного підігріву повітря в КНТ

$$\Delta T_{\text{КНТ}} = \frac{T_{\text{зоб}} \cdot \left(\frac{\frac{k_{\text{пКНТ}}^{-1}}{k_{\text{пКНТ}}} - 1}{\pi_{\text{КНТ}}} \right)}{\eta_{\text{КНТ}}} = \frac{288 \cdot \left(\frac{1,398-1}{4,738^{1,398}} - 1 \right)}{0,8732} = 183,8 \text{ К.}$$

Температура повітря на вході до КВТ

$$T_{1,2} = T_{\text{зоб}} + \Delta T_{\text{КНТ}} = 288 + 183,8 = 471,8 \text{ К.}$$

Величина дійсного підігріву повітря в КВТ

$$\Delta T_{\text{КВТ}} = \frac{T_{1,2} \cdot \left(\frac{\frac{k_{\text{пКВТ}}^{-1}}{k_{\text{пКВТ}}} - 1}{\pi_{\text{КВТ}}} \right)}{\eta_{\text{КВТ}}} = \frac{471,8 \cdot \left(\frac{1,386-1}{4,738^{1,386}} - 1 \right)}{0,8732} = 293,0 \text{ К.}$$

Витрата повітря через КВТ

$$G_{\text{КВТ}} = G_{\text{КНТ}} \alpha_{\kappa_2} = 82,0 \cdot 0,98 = 80,36 \text{ кг/с.}$$

Потужність турбіни високого тиску

$$N_{\text{ТВТ}} = c_{p_{\text{КВТ}}} \cdot \Delta T_{\text{КВТ}} \cdot G_{\text{КВТ}} = 1,015 \cdot 293,0 \cdot 80,36 = 23896 \text{ кВт.}$$

6.10. Для ГТД простої схеми потужністю $N_{\text{ГТД}} = 15600 \text{ кВт}$ визначити питому витрату палива та ККД циклу, якщо відомо, що відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}} = 0,0205$; питома потужність циклу ГТД $N_{\text{ГТДпит}} = 276 \text{ кВт/(кг/с)}$; коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{\kappa_3} = 0,905$; коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої $v_{\text{вх}} = 0,985$; нижча теплотворна здатність палива $H_u = 42900 \text{ кДж/кг}$.

Відповідь. Витрата повітря через компресор низького тиску

$$G_{\text{КНТ}} = \frac{N_{\text{ГТД}}}{N_{\text{ГТД}_{\text{пит}}}} \cdot v_{\text{вх}} = \frac{15600}{276} \cdot 0,985 = 55,67 \text{ кг/с.}$$

Годинна витрата палива на ГТД

$$\begin{aligned} G_{\text{пал.год}} &= 3600 g_{\text{пал}} G_{\text{КНТ}} \alpha_{\text{КЗ}} = \\ &= 3600 \cdot 0,0205 \cdot 55,67 \cdot 0,905 = 3718 \text{ кг/год.} \end{aligned}$$

Питома витрата палива на ГТД

$$C_N = \frac{G_{\text{пал.год}}}{N_{\text{ГТД}}} = \frac{3718}{15600} = 0,238 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год).}$$

Ефективний ККД циклу

$$\eta_{\text{ГТД}} = \frac{3600}{H_u C_N} = \frac{3600}{42900 \cdot 0,238} = 0,353.$$

7. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ТЕРМОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТИВ СКЛАДНИХ ТЕПЛОВИХ СХЕМ

7.1. Визначити температуру повітря за компресором високого тиску та адіабатичний ККД цього компресора для ГТА з проміжним охолодженням повітря, яке здійснюється в проміжному повітроохолоджувачі, встановленому між КНТ і КВТ двигуна.

Початкові дані (процес сухого повітря): міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\text{КВТ}} = 5,18$; температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288 \text{ К}$; величина недоохолодження повітря до зовнішньої температури $\Delta_0 = 6 \text{ К}$; адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{a_k} = 0,905$; середня масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в КВТ $c_{p_n} = 1014 \text{ Дж/(кг·К)}$; газова стала повітря $R_n = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$.

Відповідь. Показник ізентропи для процесу сухого повітря в КВТ

$$k_n = \frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n} = \frac{1014}{1014 - 287} = 1,3948.$$

Адіабатичний ККД компресора високого тиску

$$\eta_{\text{КВТ}} = \left(\pi_{\text{КВТ}}^{\frac{k_n-1}{k_n}} - 1 \right) / \left(\pi_{\text{КВТ}}^{\frac{k_n-1}{k_n \cdot \eta_{a_k}}} - 1 \right) =$$

$$= \left(5,18^{\frac{1,3948-1}{1,3948}} - 1 \right) / \left(5,18^{\frac{1,3948-1}{1,3948-0,905}} - 1 \right) =$$

$$= 0,8814.$$

Величина дійсного підігріву повітря в КВТ

$$\Delta T_{\text{КВТ}} = \frac{(T_{\text{зов}} + \Delta_o) \cdot \left(\pi_{\text{КВТ}}^{\frac{k_{\text{п}}-1}{k_{\text{п}}}} - 1 \right)}{\eta_{\text{КВТ}}} = \frac{(288 + 6) \cdot \left(5,18^{\frac{1,3948-1}{1,3948}} - 1 \right)}{0,8814} = 197,8 \text{ К.}$$

Температура повітря за КВТ

$$T_2 = T_{\text{зов}} + \Delta_o + \Delta T_{\text{КВТ}} = 288 + 6 + 197,8 = 491,8 \text{ К.}$$

7.2. Для ГТА з проміжним охолодженням повітря в процесі підвищення тиску визначити потужність турбіни низького тиску, що приводить компресор низького тиску, який складається з двох груп ступенів: перед та після проміжного повітроохолоджувача (ППО).

Загальна міра підвищення тиску КНТ $\pi_{\text{КНТ}} = 6,482$. Проміжний повітроохолоджувач установлено після третього ступеня КНТ; тиск повітря у його вихідному перерізі $p_{2.1.1} = 2,563 \cdot 10^5$ Па. Адіабатичний ККД першої частини КНТ $\eta_{\text{к}_1} = 0,8855$.

Слід використати припущення "процесу сухого повітря". Відомо, що температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288$ К; атмосферний тиск $p_{\text{зов}} = 1,012 \cdot 10^5$ Па; величина недоохолодження повітря до зовнішньої температури $\Delta_o = 6$ К; витрата повітря на вході до КНТ $G_{\text{КНТ}} = 64$ кг/с; адіабатичний ККД другої частини КНТ $\eta_{\text{к}_2} = 0,8788$.

Взяти значення середніх масових ізобарних теплоємностей для процесів: у першій частині КНТ – $c_{p_{\text{к}_1}} = 1007$ Дж/(кг·К); у другій частині КНТ – $c_{p_{\text{к}_2}} = 1015$ Дж/(кг·К); газової сталої повітря – $R_{\text{п}} = 287$ Дж/(кг·К). Втрати повного тиску у вхідному пристрої відсутні, тобто $v_{\text{вх}} = 1,0$.

Відповідь. Показник ізоентропи для процесу сухого повітря в першій частині КНТ

$$k_{\pi_1} = \frac{c_{p_{\pi_1}}}{c_{p_{\pi_1}} - R_{\pi}} = \frac{1007}{1007 - 287} = 1,3986.$$

Показник ізоентропи для процесу сухого повітря у другій частині КНТ

$$k_{\pi_2} = \frac{c_{p_{\pi_2}}}{c_{p_{\pi_2}} - R_{\pi}} = \frac{1015}{1015 - 287} = 1,3942.$$

Міра підвищення тиску в першій частині КНТ (до ППО)

$$\pi_{\kappa_1} = \frac{p_{2.1.1}}{p_{30B} \cdot v_{BX}} = \frac{2,563 \cdot 10^5}{1,012 \cdot 10^5 \cdot 1,0} = 2,5326.$$

Величина дійсного підігріву повітря в першій частині КНТ

$$\Delta T_{\kappa_1} = \frac{T_{30B} \cdot \left(\frac{\frac{k_{\pi_1} - 1}{k_{\pi_1}}}{\pi_{\kappa_1} - 1} \right)}{\eta_{\kappa_1}} = \frac{288 \cdot \left(\frac{\frac{1,3986 - 1}{1,3986}}{2,5326 - 1} \right)}{0,8855} = 98,62 \text{ К.}$$

Міра підвищення тиску в другій частині КНТ (після ППО)

$$\pi_{\kappa_2} = \frac{\pi_{\text{КНТ}}}{\pi_{\kappa_1}} = \frac{6,482}{2,5326} = 2,5594.$$

Величина дійсного підігріву повітря у другій частині КНТ

$$\Delta T_{\kappa_2} = \frac{(T_{30B} + \Delta_0) \cdot \left(\frac{\frac{k_{\pi_2} - 1}{k_{\pi_2}}}{\pi_{\kappa_2} - 1} \right)}{\eta_{\kappa_2}} = \frac{(288 + 6) \cdot \left(\frac{\frac{1,3942 - 1}{1,3942}}{2,5594 - 1} \right)}{0,8788} = 101,8 \text{ К.}$$

Потужність ТНТ дорівнює потужності КНТ:

$$\begin{aligned} N_{\text{ТНТ}} &= N_{\text{КНТ}} = G_{\text{КНТ}} \cdot (c_{p_{\text{п1}}} \cdot \Delta T_{\text{к1}} + c_{p_{\text{п2}}} \cdot \Delta T_{\text{к2}}) = \\ &= 64,0 \cdot (1007 \cdot 98,62 + 1015 \cdot 101,8) = 12971 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

7.3. Визначити величину коефіцієнта надлишку повітря в камері згоряння газотурбінного двигуна з регенерацією теплоти відхідних газів при мірі регенерації $r = 0,80$, користуючись для цього формулами укрупненого розрахунку циклу.

Відомо, що максимальна температура в циклі $T_3 = 1390 \text{ К}$; температура повітря за компресором $T_2 = 564 \text{ К}$; температура газу за ГТД $T_4 = 878 \text{ К}$; температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288 \text{ К}$; нижча теплотворна здатність палива $H_u = 42900 \text{ кДж/кг}$; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,78$; коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_{\text{КЗ}} = 0,99$.

Взяти значення середніх масових ізобарних теплоємностей для процесу в камері згоряння: по газу – $c_{p_r} \Big|_{293}^{T_3} = 1139 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; по повітрю – $c_{p_n} \Big|_{293}^{T_{2p}} = 1022 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$. Розв'язувати в одне наближення, взявши початкове значення коефіцієнта надлишку повітря рівним 4,0.

Відповідь. Температура повітря на виході з регенератора ГТА

$$T_{2p} = T_2 + r \cdot (T_4 - T_2) = 564,0 + 0,8 \cdot (878 - 564) = 815,2 \text{ К}.$$

Величина кількості теплоти, що підводиться в камеру згоряння на 1 кг повітря за секунду,

$$\begin{aligned} q_{\text{КЗ}} &= \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha L_0}\right) \cdot c_{p_r} \Big|_{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{p_n} \Big|_{293}^{T_{2p}} \cdot (T_{2p} - 293)}{\eta_{\text{КЗ}}} = \\ &= \frac{\left(1 + \frac{1}{4,0 \cdot 14,78}\right) \cdot 1139 \cdot (1390 - 293) - 1022 \cdot (815,2 - 293)}{0,99} = 744,4 \text{ кДж}. \end{aligned}$$

Відносна витрата палива, яке подається в камеру згоряння,

$$g_{\text{пал}} = \frac{q_{\text{КЗ}}}{H_u} = \frac{744,4}{42900} = 0,0174.$$

Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння

$$\alpha = \frac{1}{g_{\text{пал}} L_0} = \frac{1}{0,0174 \cdot 14,78} = 3,899.$$

7.4. Для газотурбінного агрегату з регенерацією теплоти відхідних газів визначити температуру повітря на вході в камеру згоряння, а також температуру газу на виході з регенератора при мірі регенерації $r = 0,82$, користуючись для цього формулами укрупненого розрахунку циклу.

Відомо, що максимальна температура в циклі $T_3 = 1455$ К; температура повітря за компресором ГТД $T_2 = 574$ К; загальна міра зниження тиску в турбінній частині ГТД $\pi_{T_2} = 7,42$; показник ізоентропи для процесу розширення газу в турбінній частині ГТД $k_T = 1,330$; внутрішній адіабатичний ККД турбінної частини ГТД $\eta_T = 0,908$.

Взяти значення середніх масових ізобарних теплоємностей у процесі в регенераторі: для повітря — $c_{p_n} = 1020$ Дж/(кг·К); для газу — $c_{p_r} = 1138$ Дж/(кг·К). Стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,78$; коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння $\alpha = 3,16$.

Відповідь. Дійсний температурний перепад у турбінах ГТД

$$\Delta T_T = T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_T - 1}{\pi_{T_2} k_T}} \right) \cdot \eta_T = 1455 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{1,33 - 1}{7,42 \cdot 1,33}} \right) \cdot 0,908 = 517,6 \text{ К.}$$

Температура газу за ГТД

$$T_4 = T_3 - \Delta T_T = 1455 - 517,6 = 937,4 \text{ К.}$$

Температура повітря на виході з регенератора

$$T_{2_p} = T_2 + r \cdot (T_4 - T_2) = 574 + 0,82 \cdot (937,4 - 574) = 872,0 \text{ К.}$$

Температура газу на виході з регенератора

$$T_5 = T_4 - \frac{c_{p_n} \cdot (T_{2_p} - T_2)}{\left(1 + \frac{1}{\alpha L_0}\right) \cdot c_{p_r}} = 937,4 - \frac{1020 \cdot (872 - 574)}{\left(1 + \frac{1}{3,16 \cdot 14,78}\right) \cdot 1138} = 675,9 \text{ К.}$$

7.5. Для контактного газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром (ТУК) та енергетичним упорскуванням пари в камеру згоряння визначити потужність вільної силової турбіни, яка має внутрішній ККД $\eta_T = 0,918$, при таких умовах: витрата газопарової суміші через турбіну $G_T = 86 \text{ кг/с}$; температура газопарової суміші на вході до турбіни $T_{3_T} = 936 \text{ К}$; міра розширення в турбіні $\pi_T = 3,385$; механічний ККД турбіни $\eta_m = 0,995$; відносний паровміст суміші $d_{\text{пар}} = 0,135$.

Взяти значення середніх масових ізобарних теплоємностей в процесі: для продуктів згоряння – $c_{p_r} = 1132 \text{ Дж/(кг·К)}$, водяної пари – $c_{p_{\text{пар}}} = 2151 \text{ Дж/(кг·К)}$; значення газових сталих: для продуктів згоряння – $R_r = 287,5 \text{ Дж/(кг·К)}$, для водяної пари – $R_{\text{пар}} = 461 \text{ Дж/(кг·К)}$.

Відповідь. Відносна кількість продуктів згоряння в газопаровій суміші

$$d_r = 1 - d_{\text{пар}} = 1 - 0,135 = 0,865.$$

Газова стала газопарової суміші

$$R_{\text{гп}} = R_r d_r + R_{\text{пар}} d_{\text{пар}} = 287,5 \cdot 0,865 + 461 \cdot 0,135 = 310,9 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Середня масова ізобарна теплоємність газопарової суміші для процесу в турбіні

$$c_{p_{\text{гп}}} = c_{p_r} d_r + c_{p_{\text{пар}}} d_{\text{пар}} = 1132 \cdot 0,865 + 2151 \cdot 0,135 = 1270 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Показник ізоентропи для процесу розширення газопарової суміші в силовій турбіні

$$k_{\text{гп}} = \frac{c_{p_{\text{гп}}}}{c_{p_{\text{гп}}} - R_{\text{гп}}} = \frac{1270}{1270 - 310,9} = 1,3243.$$

Дійсний температурний перепад у силовій турбіні

$$\Delta T_{\text{т}} = T_{3_{\text{т}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\text{гп}} - 1}{k_{\text{гп}}}} \right) \cdot \eta_{\text{т}} = 936 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{1,3243 - 1}{3,385}} \right) \cdot 0,918 = 221,9 \text{ К}.$$

Потужність вільної силовій турбіні ГТА

$$N_{\text{т}} = c_{p_{\text{гп}}} \Delta T_{\text{т}} G_{\text{т}} \eta_{\text{м}} = 1270 \cdot 221,9 \cdot 86 \cdot 0,995 = 24098 \text{ кВт}.$$

7.6. Для газотурбінного агрегату з проміжним охолодженням повітря визначити необхідну потужність турбіни для приводу КНТ, що має міру підвищення тиску $\pi_{\text{КНТ}} = 5,564$. Проміжний повітроохолоджувач установлений після першої частини ступенів КНТ, у якій міра підвищення тиску $\pi_{\text{к}_1} = 2,358$, а адіабатичний ККД $\eta_{\text{к}_1} = 0,8745$.

Відомо, що температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288 \text{ К}$; величина недоохолодження повітря до зовнішньої температури $\Delta_0 = 9 \text{ К}$; витрата повітря на вході до КНТ $G_{\text{КНТ}} = 92,8 \text{ кг/с}$; адіабатичний ККД другої частини КНТ $\eta_{\text{к}_2} = 0,8856$. Використати припущення про "процес сухого повітря". Взяти значення середніх масових ізобарних теплоємностей для процесів: у першій частині КНТ – $c_{p_{\text{п}_1}} = 1008 \text{ Дж/(кг·К)}$; у другій частині КНТ – $c_{p_{\text{п}_2}} = 1014 \text{ Дж/(кг·К)}$. Газова стала повітря $R_{\text{п}} = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$.

Відповідь. Показник ізоентропи для процесу сухого повітря в першій частині КНТ

$$k_{\text{п}_1} = \frac{c_{p_{\text{п}_1}}}{c_{p_{\text{п}_1}} - R_{\text{п}}} = \frac{1008}{1008 - 287} = 1,3981.$$

Показник ізентропи для процесу сухого повітря у другій частині КНТ

$$k_{п_2} = \frac{c_{p_{п_2}}}{c_{p_{п_2}} - R_{п}} = \frac{1014}{1014 - 287} = 1,3948.$$

Величина дійсного підігріву повітря в першій частині КНТ

$$\Delta T_{к_1} = \frac{T_{зоб} \cdot \left(\frac{k_{п_1} - 1}{\pi_{к_1}^{k_{п_1}}} - 1 \right)}{\eta_{к_1}} = \frac{288 \cdot \left(\frac{1,3981 - 1}{2,358^{1,3981}} - 1 \right)}{0,8745} = 91,1 \text{ К.}$$

Міра підвищення тиску у другій частині КНТ

$$\pi_{к_2} = \frac{\pi_{КНТ}}{\pi_{к_1}} = \frac{5,564}{2,358} = 2,3596.$$

Величина дійсного підігріву повітря у другій частині КНТ

$$\Delta T_{к_2} = \frac{(T_{зоб} + \Delta_o) \cdot \left(\frac{k_{п_2} - 1}{\pi_{к_2}^{k_{п_2}}} - 1 \right)}{\eta_{к_2}} = \frac{(288 + 9) \cdot \left(\frac{1,3948 - 1}{2,3596^{1,3948}} - 1 \right)}{0,8856} = 92,2 \text{ К.}$$

Потужність турбіни для приводу КНТ

$$\begin{aligned} N_{ТНТ} &= G_{КНТ} \cdot (c_{p_{п_1}} \cdot \Delta T_{к_1} + c_{p_{п_2}} \cdot \Delta T_{к_2}) = \\ &= 92,8 \cdot (1008 \cdot 91,1 + 1014 \cdot 92,2) = 17203 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

7.7. Для газотурбінного агрегату з проміжним підігрівом газу в процесі розширення визначити величину тепловідведення в камері згоряння проміжного підігріву (КЗПП) на 1 кг за секунду газу на вході.

Прийняти, що КЗПП розташована між ТНТ і вільною силовою турбіною. Початкові дані для розрахунку: максимальна температура в циклі $T_3 = 1360$ К; недогрів газу в КЗПП до температури за камерою згоряння $\Delta_d = 150$ К; температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{\text{ТВТ}} = 175$ К; міра зниження тиску в ТНТ $\pi_{\text{ТНТ}} = 1,978$; адіабатичний ККД турбіни низького тиску $\eta_{\text{ТНТ}} = 0,895$; показник ізоентропи для процесу розширення газу в ТНТ $k_{\text{ТНТ}} = 1,322$; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,78$; коефіцієнт повноти згоряння для КЗПП $\eta_{\text{КЗПП}} = 0,99$. Взяти значення середніх масових ізобарних теплоємностей для процесу в КЗПП: $c_{p_r} \big|_{293}^{T_{3_d}} = 1110$ Дж/(кг·К); $c_{p_r} \big|_{293}^{T_{4,2}} = 1096$ Дж/(кг·К). Розв'язувати в одне наближення, взявши початкове значення коефіцієнта надлишку повітря в КЗПП $\alpha_d = 3,2$.

Відповідь. Температура газу на виході з КЗПП

$$T_{3_d} = T_3 - \Delta_d = 1360 - 150 = 1210 \text{ К.}$$

Дійсний температурний перепад у ТНТ

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{ТНТ}} &= (T_{3_d} - \Delta T_{\text{ТВТ}}) \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\text{ТНТ}}}{\pi_{\text{ТНТ}} - 1}} \right) \cdot \eta_{\text{ТНТ}} = \\ &= (1210 - 175) \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{1,322-1}{1,978 \cdot 1,322}} \right) \cdot 0,895 = 162,3 \text{ К.} \end{aligned}$$

Температура газу на вході до КЗПП

$$T_{4,2} = T_3 - \Delta T_{\text{ТВТ}} - \Delta T_{\text{ТНТ}} = 1360 - 175 - 162,3 = 1022,7 \text{ К.}$$

Тепловідведення в КЗПП у розрахунку на 1 кг за секунду газу на вході

$$q_{\text{КЗПП}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha_d L_0}\right) \cdot c_{p_r} \Big|_{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{p_r} \Big|_{293}^{T_{4.2}} \cdot (T_{4.2} - 293)}{\eta_{\text{КЗПП}}} =$$

$$= \frac{\left(1 + \frac{1}{3,2 \cdot 14,78}\right) \cdot 1110 \cdot (1360 - 293) - 1096 \cdot (1022,7 - 293)}{0,99} = 242,1 \text{ кДж.}$$

7.8. Визначити потужність, ефективний ККД і питому витрату палива суднового комбінованого ГТА з ТУК, до складу якого входить газотурбінний двигун простої схеми потужністю $N_{\text{ГТД}} = 19250 \text{ кВт}$ і годинною витратою палива $G_{\text{пал}_r} = 4128 \text{ кг/год.}$

Відомо, що параметри парової турбіни, яка входить до складу ТУК, такі: витрата пари на вході $G_{\text{пар}} = 7,225 \text{ кг/с}$; ізоентропійний теплоперепад на турбіні $\Delta H_{\text{ад}} = 853,8 \text{ кДж/кг}$; внутрішній ККД турбіни $\eta_{\text{п.т}} = 0,75$; її механічний ККД $\eta_{\text{м}} = 0,985$. У ГТА використовується дизельне паливо з $H_u = 42900 \text{ кДж/кг}$; механічний ККД редуктора $\eta_p = 0,98$.

Відповідь. Потужність парової турбіни у складі ГТА

$$N_{\text{п.т}} = G_{\text{пар}} \Delta H_{\text{ад}} \eta_{\text{п.т}} \eta_{\text{м}} = 7,225 \cdot 853,8 \cdot 0,75 \cdot 0,985 = 4557 \text{ кВт.}$$

Потужність комбінованого ГТА з ТУК

$$N_{\text{ГТА}} = (N_{\text{ГТД}} + N_{\text{п.т}}) \cdot \eta_p = (19250 + 4557) \cdot 0,98 = 23331 \text{ кВт.}$$

Питома витрата палива комбінованого ГТА з ТУК

$$C_N = \frac{G_{\text{пал}_r}}{N_{\text{ГТА}}} = \frac{4128}{23331} = 0,1769 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год).}$$

Ефективний ККД комбінованого ГТА з ТУК

$$\eta_{\text{ГТА}} = \frac{3600}{H_u C_N} = \frac{3600}{42900 \cdot 0,1769} = 0,4743.$$

7.9. Визначити потужність, ефективний ККД і питому витрату палива суднового комбінованого ГТА з ТУК, до складу якого входять парова турбіна з питомою потужністю $N_{\text{п.т.тур}} = 69,21$ кВт/(кг/с) і газотурбінний двигун простої схеми з витратою повітря через КНТ $G_{\text{КНТ}} = 86,24$ кг/с та годинною витратою палива $G_{\text{пал.г}} = 5768$ кг/год.

Параметри вільної турбіни гвинта ГТД такі: коефіцієнт витрати $\beta_{\text{т.г}} = 0,9905$; середня масова ізобарна теплоємність для процесу $c_{p_r} = 1154$ Дж/(кг·К); дійсний температурний перепад $\Delta T_{\text{т.г}} = 249,5$ К; механічний ККД $\eta_m = 0,995$. У ГТА використовується дизельне паливо з нижчою теплотворною здатністю $H_u = 42900$ кДж/кг; механічний ККД редуктора ГТА $\eta_p = 0,98$.

Відповідь. Потужність парової турбіни у складі комбінованого ГТА з ТУК

$$N_{\text{п.т}} = G_{\text{КНТ}} N_{\text{п.т.тур}} = 86,24 \cdot 69,21 = 5969 \text{ кВт.}$$

Потужність ГТД у складі комбінованого ГТА з ТУК

$$\begin{aligned} N_{\text{ГТД}} &= G_{\text{КНТ}} \beta_{\text{т.г}} c_{p_r} \Delta T_{\text{т.г}} \eta_m = \\ &= 86,24 \cdot 0,9905 \cdot 1154 \cdot 249,5 \cdot 0,995 = 24472 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Потужність комбінованого ГТА з ТУК

$$N_{\text{ГТА}} = (N_{\text{ГТД}} + N_{\text{п.т}}) \cdot \eta_p = (24472 + 5969) \cdot 0,98 = 29832 \text{ кВт.}$$

Питома витрата палива комбінованого ГТА з ТУК

$$C_N = \frac{G_{\text{пал.г}}}{N_{\text{ГТА}}} = \frac{5768}{29832} = 0,1934 \text{ кг/(кВт·год).}$$

Ефективний ККД комбінованого ГТА з ТУК

$$\eta_{\text{ГТА}} = \frac{3600}{H_u C_N} = \frac{3600}{42900 \cdot 0,1934} = 0,4340.$$

7.10. Для комбінованого суднового газотурбінного агрегату з ТУК оцінити відносно (у відсотках) збільшення ККД при включенні в роботу парової турбіни, а також його ефективну потужність.

Відомо, що при роботі з відключеною паровою турбіною, яка має потужність $N_{\text{п.т}} = 3225$ кВт, з вихідного фланця редуктора ГТА знімається потужність $N'_{\text{ГТА}} = 14980$ кВт, а годинна витрата палива в агрегаті $G_{\text{пал}_Г} = 3441$ кг/год. Використовується дизельне паливо з нижчою теплотворною здатністю $H_u = 42900$ кДж/кг; механічний ККД редуктора ГТА $\eta_p = 0,98$.

Відповідь. Потужність газотурбінного двигуна, що входить до складу ГТА з ТУК,

$$N_{\text{ГТД}} = \frac{N'_{\text{ГТА}}}{\eta_p} = \frac{14980}{0,98} = 15286 \text{ кВт.}$$

Питома витрата палива комбінованого ГТА з ТУК при роботі тільки газотурбінного двигуна

$$C'_{N_{\text{ГТА}}} = \frac{G_{\text{пал}_Г}}{N'_{\text{ГТА}}} = \frac{3441}{14980} = 0,2297.$$

Ефективний ККД комбінованого ГТА з ТУК при роботі тільки газотурбінного двигуна

$$\eta'_{\text{ГТА}} = \frac{3600}{H_u C'_{N_{\text{ГТА}}}} = \frac{3600}{42900 \cdot 0,2297} = 0,3653.$$

Повна потужність комбінованого ГТА з ТУК

$$N_{\text{ГТА}} = (N_{\text{ГТД}} + N_{\text{п.т}}) \cdot \eta_p = (15286 + 3225) \cdot 0,98 = 18141 \text{ кВт.}$$

Питома витрата палива комбінованого ГТА з ТУК

$$C_{N_{\text{ГТА}}} = \frac{G_{\text{пал}_r}}{N_{\text{ГТА}}} = \frac{3441}{18141} = 0,1897.$$

Ефективний ККД комбінованого ГТА з ТУК

$$\eta_{\text{ГТА}} = \frac{3600}{H_u C_{N_{\text{ГТА}}}} = \frac{3600}{42900 \cdot 0,1897} = 0,4424.$$

Збільшення ККД комбінованого суднового ГТА з ТУК при включенні в роботу парової турбіни

$$\delta\eta = \frac{(\eta_{\text{ГТА}} - \eta'_{\text{ГТА}})}{\eta'_{\text{ГТА}}} \cdot 100 = \frac{(0,4424 - 0,3653)}{0,3653} \cdot 100 = 21,10 \, \%.$$

=====

8. ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ТА КОМПОНУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

8.1. Визначити висоту лопатки першого ступеня компресора високого тиску двокаскадного ГТД простої схеми потужністю $N_e = 18400$ кВт, якщо втулкове відношення компресора на вході $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,785$, а питома потужність ГТД $N_{\text{ГТДпит}} = 246$ кВт/(кг/с).

Значення параметрів КВТ для його вхідного перерізу: газодинамічна функція $q(\lambda_{C_{a1}}) = 0,505$; показник адіабати у вхідному перерізі $k_{\text{п1}} = 1,391$; газова стала повітря $R_{\text{п}} = 287$ Дж/(кг·К); коефіцієнт витрати $\alpha_{k_2} = 0,985$; коефіцієнт відновлення повного тиску в перехіднику компресора $v_k = 0,995$.

Значення інших параметрів взяти такими: температуру зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288$ К; атмосферний тиск $p_{\text{зов}} = 1,012 \cdot 10^5$ Па; міру підвищення тиску в КНТ $\pi_{\text{КНТ}} = 4,56$; коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої $v_{\text{вх}} = 0,985$; адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\text{КНТ}} = 0,8765$; показник ізоентропи для процесу "сухого повітря" в КНТ $k_{\text{КНТ}} = 1,3965$.

Відповідь. Витрата повітря через компресор високого тиску

$$G_{\text{КВТ}} = \frac{N_{\text{ГТД}}}{N_{\text{ГТДпит}}} \cdot v_{\text{вх}} \alpha_{k_2} = \frac{18400}{246} \cdot 0,985 \cdot 0,985 = 72,57 \text{ кг/с.}$$

Тиск повітря на вході до КВТ

$$p_{1.2} = p_{\text{зов}} v_{\text{вх}} \pi_{\text{КНТ}} v_k = 1,012 \cdot 10^5 \cdot 0,985 \cdot 4,56 \cdot 0,995 = 4,5228 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Величина дійсного підігріву повітря в КНТ

$$\Delta T_{\text{КНТ}} = \frac{T_{\text{зоб}} \cdot \left(\frac{k_{\text{КНТ}}^{-1}}{\pi_{\text{КНТ}}^{k_{\text{КНТ}}} - 1} \right)}{\eta_{\text{КНТ}}} = \frac{288 \cdot \left(\frac{1,3965-1}{4,56^{1,3965} - 1} \right)}{0,8765} = 176,9 \text{ К.}$$

Температура повітря на вході до КВТ

$$T_{1.2} = T_{\text{зоб}} + \Delta T_{\text{КНТ}} = 288 + 176,9 = 464,9 \text{ К.}$$

Кільцева площа на вході до КВТ

$$F_1 = \frac{G_{\text{КВТ}} \cdot \sqrt{T_{1.2}}}{\sqrt{k_{\pi_1} \cdot \left(\frac{2}{k_{\pi_1} + 1} \right)^{\frac{k_{\pi_1} + 1}{k_{\pi_1} - 1}} \cdot p_{1.2} \cdot q(\lambda_{C_{a1}})}} =$$

$$= \frac{72,57 \cdot \sqrt{464,9}}{\sqrt{\frac{1,391}{287} \cdot \left(\frac{2}{1,391 + 1} \right)^{\frac{1,391 + 1}{1,391 - 1}} \cdot 4,5228 \cdot 10^5 \cdot 0,505}} = 0,1699 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр на вході до КВТ

$$D_{3_1} = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi \cdot (1 - \bar{d}_{\text{ВТ}}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1699}{3,1416 \cdot (1 - 0,785^2)}} = 0,7507 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр на вході до КВТ

$$D_{\text{В}_1} = D_{3_1} \bar{d}_{\text{ВТ}} = 0,7507 \cdot 0,785 = 0,5893 \text{ м.}$$

Висота лопатки першого ступеня КВТ

$$l_{к_1} = \frac{D_{з_1} - D_{в_1}}{2} = \frac{0,7507 - 0,5893}{2} = 0,0807 \text{ м.}$$

8.2. Для двокаскадного ГТД простої схеми визначити висоту робочої лопатки першого ступеня КНТ, що має частоту обертання ротора $n_{\text{КНТ}} = 4960$ об/хв і витрату повітря на вході $G_{\text{КНТ}} = 93,8$ кг/с. Відомо, що колова швидкість на зовнішньому діаметрі його першого ступеня $u_{з_1} = 296$ м/с.

Взяти значення інших параметрів такими: газодинамічну функцію $q(\lambda_{C_{a1}}) = 0,615$; показник адиабати у вхідному перерізі КВТ $k_{п_1} = 1,40$; газову сталу повітря $R_{п} = 287$ Дж/(кг·К); температуру зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288$ К; атмосферний тиск на вході до ГТА $p_{\text{зов}} = 1,012 \cdot 10^5$ Па; коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої $v_{\text{вх}} = 0,98$.

Відповідь. Зовнішній діаметр на вході до КНТ

$$D_{з_1} = \frac{60u_{з_1}}{\pi n_{\text{КНТ}}} = \frac{60 \cdot 296}{3,1416 \cdot 4960} = 1,1398 \text{ м.}$$

Тиск повітря на вході до КНТ

$$p_1 = p_{\text{зов}} v_{\text{вх}} = 1,012 \cdot 10^5 \cdot 0,98 = 0,9918 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Кільцева площа на вході до КНТ

$$F_1 = \frac{G_{\text{КНТ}} \cdot \sqrt{T_{\text{зов}}}}{\sqrt{\frac{k_{п_1}}{R_{п}} \cdot \left(\frac{2}{k_{п_1} + 1} \right)^{\frac{k_{п_1}}{k_{п_1} - 1}} \cdot p_1 \cdot q(\lambda_{C_{a1}})}} =$$

$$= \frac{93,80 \cdot \sqrt{288}}{\sqrt{\frac{1,40}{287} \cdot \left(\frac{2}{1,40 + 1} \right)^{\frac{1,40 + 1}{1,40 - 1}} \cdot 0,9918 \cdot 10^5 \cdot 0,615}} = 0,6457 \text{ м}^2.$$

Внутрішній діаметр на вході до КНТ

$$D_{B_1} = \sqrt{D_{3_1}^2 - \frac{4F_1}{\pi}} = \sqrt{1,1398^2 - \frac{4 \cdot 0,6457}{3,1416}} = 0,6906 \text{ м.}$$

Висота лопатки першого ступеня КНТ

$$l_{K_1} = \frac{D_{3_1} - D_{B_1}}{2} = \frac{1,1398 - 0,6906}{2} = 0,2246 \text{ м.}$$

8.3. Для однокаскадного енергетичного ГТД з витратою повітря на вході $G_K = 65,88$ кг/с визначити висоту робочої лопатки останнього ступеня компресора, який має постійний зовнішній діаметр проточної частини.

Відомо, що втулкове відношення компресора на вході $\bar{d}_{BT} = 0,45$, а висота лопатки першого ступеня $l_{K_1} = 0,234$ м. Параметри вихідного перерізу компресора такі: температура повітря $T_2 = 606$ К; тиск повітря $p_2 = 10,56 \cdot 10^5$ Па; газодинамічна функція $q(\lambda_{C_{a2}}) = 0,378$; показник адиабати повітря $k_{п_2} = 1,376$; газова стала повітря $R_{п} = 287$ Дж/(кг·К).

Відповідь. Знайдемо величину зовнішнього діаметра на вході до компресора, враховуючи, що

$$D_{3_1} = D_{B_1} + 2l_{K_1}, \quad (8.1)$$

а також його співвідношення з внутрішнім діаметром D_{B_1} за формулою

$$\bar{d}_{BT} = \frac{D_{B_1}}{D_{3_1}}. \quad (8.2)$$

Після підстановки (8.1) у (8.2) одержимо величину внутрішнього діаметра на вході до компресора за формулою

$$D_{B_1} = (2\bar{d}_{BT}l_{K_1}) / (1 - \bar{d}_{BT}) = (2 \cdot 0,45 \cdot 0,234) / (1 - 0,45) = 0,3829 \text{ м,}$$

а також величину зовнішнього діаметра на вході до компресора

$$D_{3_1} = D_{B_1} + 2l_{K_1} = 0,3829 + 2 \cdot 0,234 = 0,8509 \text{ м.}$$

Кільцева площа на виході з компресора

$$F_2 = \frac{G_k \cdot \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{n_2}}{R_n} \cdot \left(\frac{2}{k_{n_2} + 1}\right)^{\frac{k_{n_2} + 1}{k_{n_2} - 1}} \cdot p_2 \cdot q(\lambda_{C_{a_2}})}} =$$

$$= \frac{65,88 \cdot \sqrt{606}}{\sqrt{\frac{1,376}{287} \cdot \left(\frac{2}{1,376 + 1}\right)^{\frac{1,376 + 1}{1,376 - 1}} \cdot 10,56 \cdot 10^5 \cdot 0,378}} = 0,1011 \text{ м}^2.$$

Внутрішній діаметр на виході з компресора для проточної частини з постійним зовнішнім діаметром

$$D_{B_2} = \sqrt{D_{3_2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}} = \sqrt{0,85^2 - \frac{4 \cdot 0,1012}{3,1416}} = 0,7716 \text{ м}.$$

Висота лопатки останнього ступеня компресора

$$l_{k_2} = \frac{D_{3_2} - D_{B_2}}{2} = \frac{0,85 - 0,7705}{2} = 0,0397 \text{ м}.$$

8.4. Для однокаскадного ГТД потужністю $N_e = 14000$ кВт з питомою витратою палива $C_N = 0,229$ кг/(кВт·год) та мірою підвищення тиску в компресорі $\pi_{k_\Sigma} = 15,5$ визначити діаметр жарової труби його трубчасто-кільцевої камери згоряння.

Відомо, що кількість жарових труб повинна бути $n_{ж.т} = 16$; об'ємна теплонапруженість жарової труби $Q_V = 950$ кДж/(м³·год·Па); коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_{кз} = 0,99$; паливо дизельне з нижчою теплотворною здатністю $H_u = 42900$ кДж/кг.

Взяти: коефіцієнт нециліндричності форми жарової труби $a = 0,7$; відносну довжину жарової труби $\bar{l} = 3,65$; атмосферний тиск на вході до ГТА $p_{зоб} = 1,012 \cdot 10^5$ Па; коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої $v_{вх} = 0,98$.

Відповідь. Годинна витрата палива на ГТД

$$G_{\text{пал, год}} = C_N N_{\text{ГТА}} = 0,229 \cdot 14000 = 3206 \text{ кг/год.}$$

Тиск повітря на вході до камери згоряння

$$p_2 = p_{\text{зов}} v_{\text{вх}} \pi_{\kappa_{\Sigma}} = 1,012 \cdot 10^5 \cdot 0,98 \cdot 15,5 = 15,372 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Сумарний об'єм усіх жарових труб камери згоряння

$$V_{\text{ж.т}} = \frac{H_u G_{\text{пал, год}} \eta_{\text{КЗ}}}{Q_V p_{1_{\text{КЗ}}}} = \frac{42900 \cdot 3206 \cdot 0,99}{950000 \cdot 15,372 \cdot 10^5} = 0,09324 \text{ м}^3.$$

Об'єм однієї жарової труби

$$v_{\text{ж.т}} = \frac{V_{\text{ж.т}}}{n_{\text{ж.т}}} = \frac{0,09324}{16} = 0,005827 \text{ м}^3.$$

Діаметр жарової труби

$$d_{\text{ж.т}} = \sqrt[3]{\frac{4v_{\text{ж.т}}}{a\pi\bar{l}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,005827}{0,7 \cdot 3,1416 \cdot 3,65}} = 0,1430 \text{ м.}$$

8.5. Для однокаскадного енергетичного ГТД з мірою підвищення тиску в компресорі $\pi_{\kappa_{\Sigma}} = 15,4$, витратою повітря на вході $G_{\kappa_1} = 142,4 \text{ кг/с}$, питомою потужністю $N_{\text{ГТД, пнт}} = 312 \text{ кВт/(кг/с)}$ і ККД $\eta_e = 0,362$ визначити середній діаметр розміщення жарових труб в його трубчастокільцевій камері згоряння.

Відомо, що кількість жарових труб у камері згоряння повинна бути $n_{\text{ж.т}} = 20$; об'ємна теплонапруженість жарової труби $Q_V = 940 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{год} \cdot \text{Па)}$; коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_{\text{КЗ}} = 0,99$; паливо – природний газ з нижчою теплотворною здатністю $H_u = 50032 \text{ кДж/кг}$.

Взяти: коефіцієнт нециліндричності форми жарової труби $a = 0,7$; відносну довжину жарової труби $\bar{l} = 3,0$; конструктивний зазор між жаровими трубами на середньому діаметрі камери згоряння $e = 28 \text{ мм}$; атмосферний тиск $p_{\text{зов}} = 1,012 \cdot 10^5 \text{ Па}$; коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої $v_{\text{вх}} = 0,985$.

Відповідь. Потужність ГТД

$$N_e = G_{\text{к}_{\text{пр}}} N_{\text{ГТД}_{\text{пит}}} = \frac{G_{\text{к}_1} N_{\text{ГТД}_{\text{пит}}}}{v_{\text{вх}}} = \frac{142 \cdot 312}{0,985} = 45105 \text{ кВт.}$$

Питома витрата палива ГТД

$$C_N = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{50032 \cdot 0,362} = 0,1988 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Годинна витрата палива на ГТД

$$G_{\text{пал}_{\text{год}}} = C_N N_e = 0,1988 \cdot 50032 = 8966 \text{ кг/год.}$$

Тиск повітря на вході до камери згоряння

$$p_2 = p_{\text{зов}} v_{\text{вх}} \pi_{\text{к}_\Sigma} = 1,012 \cdot 10^5 \cdot 0,985 \cdot 15,4 = 15,35 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Сумарний об'єм усіх жарових труб камери згоряння

$$V_{\text{ж.т}} = \frac{H_u G_{\text{пал}_{\text{год}}} \eta_{\text{кз}}}{Q_V p_{1_{\text{кз}}}} = \frac{50032 \cdot 8966 \cdot 0,99}{940000 \cdot 15,35 \cdot 10^5} = 0,3078 \text{ м}^3.$$

Об'єм однієї жарової труби

$$v_{\text{ж.т}} = \frac{V_{\text{ж.т}}}{n_{\text{ж.т}}} = \frac{0,3078}{20} = 0,015387 \text{ м}^3.$$

Діаметр жарової труби

$$d_{\text{ж.т}} = \sqrt[3]{\frac{4v_{\text{ж.т}}}{\pi l}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,015387}{0,7 \cdot 3,1416 \cdot 3,0}} = 0,2105 \text{ м.}$$

Середній діаметр розміщення жарових труб у камері згоряння

$$D_{\text{с}_{\text{кз}}} = (d_{\text{ж.т}} + e) / \sin \frac{180^\circ}{n_{\text{ж.т}}} = (0,2105 + 0,028) / \sin \frac{180^\circ}{20} = 1,525 \text{ м.}$$

8.6. Для двокаскадного ГТД простої схеми визначити висоту робочої лопатки одноступінчастої турбіни високого тиску, яка має витрату газу у вихідному перерізі $G_{\text{ТВТ}} = 74$ кг/с та частоту обертання ротора $n_{\text{ТВТ}} = 9860$ об/хв.

Відомо, що колова швидкість на середньому діаметрі ступеня $u_2 = 325$ м/с. Взяти значення інших параметрів вихідного перерізу ТВТ такими: газодинамічну функцію $q(\lambda_{C_{a4}}) = 0,476$; показник адіабати у вихідному перерізі $k_{\Gamma_{4.1}} = 1,323$; газову сталу продуктів згоряння $R_{\Gamma} = 288$ Дж/(кг·К); температуру газу за турбіною $T_{4.1} = 1092$ К; тиск газу за турбіною $p_{4.1} = 7,595 \cdot 10^5$ Па. Прийняти для ТВТ тип проточної частини з постійним середнім діаметром.

Відповідь. Середній діаметр на виході з ТВТ

$$D_{c_4} = \frac{60u_2}{\pi n_{\text{ТВТ}}} = \frac{60 \cdot 325}{3,1416 \cdot 9860} = 0,6295 \text{ м.}$$

Кільцева площа вихідного перерізу ТВТ

$$F_4 = \frac{G_{\text{ТВТ}} \cdot \sqrt{T_{4.1}}}{\sqrt{\frac{k_{\Gamma_{4.1}}}{R_{\Pi}} \cdot \left(\frac{2}{k_{\Gamma_{4.1}} + 1} \right)^{\frac{k_{\Gamma_{4.1}}}{k_{\Gamma_{4.1}} - 1}} \cdot p_{4.1} \cdot q(\lambda_{C_{a4}})}} =$$

$$= \frac{74,0 \cdot \sqrt{1092}}{\sqrt{\frac{1,323}{288} \cdot \left(\frac{2}{1,323 + 1} \right)^{\frac{1,323}{1,323 - 1}} \cdot 7,595 \cdot 10^5 \cdot 0,475}} = 0,1713 \text{ м}^2.$$

Висота робочої лопатки ТВТ

$$l_{p_4} = \frac{F_4}{\pi D_{c_4}} = \frac{0,1713}{3,1416 \cdot 0,6295} = 0,0866 \text{ м.}$$

8.7. Для двокаскадного ГТД простої схеми визначити висоту робочої лопатки одноступінчатої неохолоджуваної турбіни низького тиску, яка має міру зниження тиску $\pi_{\text{ТНТ}} = 2,08$; температуру газу у вихідному перерізі $T_{4.2} = 942 \text{ К}$; середній діаметр на вході $D_{c_3} = 0,90 \text{ м}$.

Відомі також параметри для ТВТ: тиск газу на вході $p_3 = 20,83 \cdot 10^5 \text{ Па}$; міра зниження тиску $\pi_{\text{ТВТ}} = 2,781$; витрата газу на вході $G_{\text{ТВТ}} = 52,38 \text{ кг/с}$; витрата охолоджуючого повітря на турбіну $G_{\text{ох_ТВТ}} = 2,62 \text{ кг/с}$.

Взяти значення параметрів для вихідного перерізу ТНТ: газодинамічну функцію $q(\lambda_{C_{a4}}) = 0,448$; показник адіабати для газу $k_{\Gamma_4} = 1,33$; газову сталу продуктів згоряння $R_{\Gamma} = 288 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$. Знехтувати витоками газу перед ТНТ. Прийняти для ТНТ тип проточної частини з постійним середнім діаметром та вважати, що у ТВТ немає опорного вінця.

Відповідь. Витрата газу на вході до ТНТ

$$G_{\text{ТНТ}} = G_{\text{ТВТ}} + G_{\text{ох_ТВТ}} = 52,38 + 2,62 = 55,0 \text{ кг/с.}$$

Тиск газу у вихідному перерізі ТНТ

$$p_{4.2} = \frac{p_3}{\pi_{\text{ТВТ}} \cdot \pi_{\text{ТНТ}}} \cdot v_{\Gamma_1} = \frac{20,83 \cdot 10^5}{2,78 \cdot 2,08} \cdot 1,0 = 3,601 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Кільцева площа вихідного перерізу ТНТ

$$F_4 = \frac{G_{\text{ТНТ}} \cdot \sqrt{T_{4.2}}}{\sqrt{\frac{k_{\Gamma_4} + 1}{R_{\Pi}} \cdot \left(\frac{2}{k_{\Gamma_4} + 1} \right)^{\frac{k_{\Gamma_4}}{k_{\Gamma_4} + 1} - 1} \cdot p_{4.2} \cdot q(\lambda_{C_{a4}})}} =$$

$$= \frac{55,0 \cdot \sqrt{942}}{\sqrt{\frac{1,33}{288} \cdot \left(\frac{2}{1,33 + 1} \right)^{\frac{1,33 + 1}{1,33 - 1}} \cdot 3,601 \cdot 10^5 \cdot 0,448}} = 0,2640 \text{ м}^2.$$

Висота робочої лопатки ТНТ

$$l_{p_4} = \frac{F_4}{\pi D_{c_4}} = \frac{0,2640}{3,1416 \cdot 0,90} = 0,0934 \text{ м.}$$

8.8. Для двокаскадного газотурбінного двигуна простої схеми з вільною турбіною гвинта оцінити відносну висоту, а також запас міцності робочої лопатки останнього ступеня турбіни гвинта. Турбіна працює з частотою обертання вала $n_{т.г} = 4260$ об/хв і спроектована з постійним внутрішнім діаметром, який на вході $D_{B_3} = 0,864$ м.

Відомо, що межа тривалої міцності використаного матеріалу лопаток $\sigma_{\tau}^T = 820$ МПа, а його густина $\rho_m = 8300$ кг/м³. Вважати, що лопатка має постійну площу перерізу профілю по висоті.

Взяти значення параметрів потоку газу для вихідного перерізу турбіни гвинта такими: витрату газу $G_{т.г} = 59,65$ кг/с; температуру газу на вході $T_4 = 734$ К; тиск газу на вході $p_4 = 1,033 \cdot 10^5$ Па; газодинамічну функцію $q(\lambda_{C_{a4}}) = 0,356$; показник адіабати для газу $k_{\Gamma_4} = 1,350$; газову сталу продуктів згоряння $R_{\Gamma} = 288$ Дж/(кг·К).

Відповідь. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни гвинта

$$F_4 = \frac{G_{т.г} \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{\Gamma_4} + 1}{R_{\Gamma}} \cdot \left(\frac{2}{k_{\Gamma_4} + 1} \right)^{\frac{k_{\Gamma_4}}{k_{\Gamma_4} - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{C_{a4}})}} =$$

$$= \frac{59,6 \cdot \sqrt{734}}{\sqrt{\frac{1,3502}{288} \cdot \left(\frac{2}{1,3502 + 1} \right)^{\frac{1,3502}{1,3502 - 1}} \cdot 1,033 \cdot 10^5 \cdot 0,356}} = 1,103 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр на виході з турбіни гвинта

$$D_{3_4} = \sqrt{D_{B_4}^2 + \frac{4F_4}{\pi}} = \sqrt{0,864^2 + \frac{4 \cdot 1,103}{3,1416}} = 1,467 \text{ м.}$$

Висота робочої лопатки на виході з турбіни гвинта

$$l_{p_4} = \frac{D_{3_4} - D_{B_4}}{2} = \frac{1,467 - 0,864}{2} = 0,3013 \text{ м.}$$

Середній діаметр на виході з турбіни гвинта

$$D_{c_4} = \frac{D_{3_4} + D_{B_4}}{2} = \frac{1,467 + 0,864}{2} = 1,165 \text{ м.}$$

Відносна висота робочої лопатки останнього ступеня турбіни

$$\vartheta_{p_4} = \frac{D_{c_4}}{l_{p_4}} = \frac{1,165}{0,3013} = 3,868.$$

Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня турбіни

$$k_{\text{міц}_4} = \frac{\sigma_{\tau}^T}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{м}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{т.г}}^2 \cdot F_4} = \frac{820 \cdot 10^6}{9,8 \cdot \left(\frac{8300}{7850} \right) \cdot 4260^2 \cdot 1,103} = 3,95.$$

8.9. Оцінити запас міцності робочої лопатки першого ступеня компресора однокаскадного блокованого енергетичного ГТД потужністю $N_e = 60000$ кВт, якщо відомо, що величина питомої потужності циклу $N_{\text{ГТДпит}} = 282$ кВт/(кг/с).

Вважати, що лопатка має постійну площу перерізу профілю по висоті. Взяти значення параметрів повітря для вхідного перерізу компресора такими: температуру зовнішнього повітря $T_{\text{зов}} = 288$ К; атмосферний тиск $p_{\text{зов}} = 1,012 \cdot 10^5$ Па; газодинамічну функцію $q(\lambda_{C_{a1}}) = 0,556$; показник адіабати для повітря $k_{\text{п}_1} = 1,40$; газову сталу повітря $R_{\text{п}} = 287$ Дж/(кг·К).

Взяти до уваги, що забір повітря в ГТД здійснюється безпосередньо з атмосфери. Матеріал лопаток – титановий сплав із допустимою межею міцності $\sigma_{\text{д}} = 980$ МПа і густиною $\rho_{\text{м}} = 4540$ кг/м³. Газотурбінний двигун безпосередньо приводить в обертання асинхронний генератор змінного струму частотою 50 Гц.

Відповідь. Витрата повітря на вході до компресора ГТД

$$G_k = \frac{N_{\text{ГТД}}}{N_{\text{ГТД}_{\text{пит}}}} \cdot v_{\text{вх}} = \frac{60000}{282} \cdot 1,0 = 212,8 \text{ кг/с.}$$

Кільцева площа вхідного перерізу компресора ГТД

$$F_1 = \frac{G_k \cdot \sqrt{T_{\text{зов}}}}{\sqrt{\frac{k_{\text{п}_1}}{R_{\text{п}}} \cdot \left(\frac{2}{k_{\text{п}_1} + 1}\right)^{\frac{k_{\text{п}_1}}{k_{\text{п}_1} + 1}} \cdot p_{\text{зов}} \cdot q(\lambda_{C_{a1}})}} =$$

$$= \frac{212,7 \cdot \sqrt{288}}{\sqrt{\frac{1,4}{288} \cdot \left(\frac{2}{1,4 + 1}\right)^{1,4 + 1} \cdot 1,012 \cdot 10^5 \cdot 0,556}} = 1,5877 \text{ м}^2.$$

Запас міцності робочої лопатки першого ступеня компресора

$$k_{\text{міц}_1} = \frac{\sigma_d}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_m}{7850}\right) \cdot n_k^2 \cdot F_1} = \frac{980 \cdot 10^6}{9,8 \cdot \left(\frac{4540}{7850}\right) \cdot 3000^2 \cdot 1,5877} = 12,10,$$

де $n_k = 3000$ об/хв – частота обертання ротора компресора.

8.10. Оцінити запас міцності робочої лопатки останнього ступеня турбіни однокаскадного блокованого енергетичного ГТД потужністю $N_e = 30000$ кВт, який приводить в обертання через редуктор з передаточним відношенням $i = 1,5$ асинхронний генератор змінного струму частотою 50 Гц при питомій потужності в циклі $N_{\text{ГТД}_{\text{пит}}} = 276$ кВт/(кг/с).

Відомо, що коефіцієнт витрати цієї турбіни $\beta_t = 0,945$, витрата повітря на охолодження лопаткових вінців турбіни $G_{\text{ох}} = 4,10$ кг/с, коефіцієнт відновлення повного тиску в газовідвідному пристрої $v_r = 0,97$.

Взяти величину атмосферного тиску $p_{30B} = 1,012 \cdot 10^5$ Па. Вважати, що лопатка має постійну площу перерізу профілю по висоті. Взяти до уваги, що забір повітря в ГТД здійснюється безпосередньо з атмосфери.

Параметри потоку газу у вихідному перерізі турбіни: температура газу $T_4 = 776$ К; газодинамічна функція по осьовій швидкості $q(\lambda_{C_{a4}}) = 0,454$; показник адиабати для продуктів згоряння $k_{\Gamma_4} = 1,35$; газова стала продуктів згоряння $R_{\Gamma} = 288$ Дж/(кг·К). Межа тривалої міцності використаного матеріалу лопаток $\sigma_{\Gamma}^T = 820$ МПа, а його густина $\rho_M = 8300$ кг/м³.

Відповідь. Витрата газу на вході до турбіни

$$G_T = \frac{N_{ГТД}}{N_{ГТД_{пит}}} \cdot v_{вх} \cdot \beta_T = \frac{30000}{276} \cdot 1,0 \cdot 0,945 = 102,7 \text{ кг/с.}$$

Тиск газу у вихідному перерізі турбіни

$$p_4 = \frac{p_{30B}}{v_{\Gamma}} = \frac{1,012 \cdot 10^5}{0,97} = 1,0433 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Кільцева площа вихідного перерізу турбіни ГТД

$$F_4 = \frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{\Gamma_4} + 1}{R_{\Gamma} \cdot \left(\frac{2}{k_{\Gamma_4} + 1} \right)^{\frac{k_{\Gamma_4} - 1}{k_{\Gamma_4}}}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{C_{a4}})}} =$$

$$= \frac{(102,7 + 4,1) \cdot \sqrt{776}}{\sqrt{\frac{1,35 + 1}{288 \cdot \left(\frac{2}{1,35 + 1} \right)^{\frac{1,35 - 1}{1,35}}}} \cdot 1,0433 \cdot 10^5 \cdot 0,4540} = 1,5768 \text{ м}^2.$$

Частота обертання ротора турбіни

$$n_T = 3000i = 3000 \cdot 1,5 = 4500 \text{ об/хв.}$$

Запас міцності лопатки останнього ступеня турбіни

$$k_{\text{міц}_4} = \frac{\sigma_{\tau}^T}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_M}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4} = \frac{820 \cdot 10^6}{9,8 \cdot \left(\frac{8300}{7850} \right) \cdot 4500^2 \cdot 1,5768} = 2,47.$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Ващиленко, Н. В.** Тепловые расчеты судовых газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ [Текст] : учеб. пособие / Н. В. Ващиленко. – Николаев : НКИ, 1987. – 46 с.
2. **Горбов, В. М.** Расчет осевых ступеней судовых турбин [Текст] : учеб. пособие / В. М. Горбов, А. Я. Ипатенко. – Николаев : НКИ, 1986. – 54 с.
3. **Зайцев, В. И.** Судовые паровые и газовые турбины [Текст] / В. И. Зайцев, Л. Л. Грицай, А. А. Моисеев. – М. : Транспорт, 1981. – 312 с.
4. **Зайцев, Ю. И.** Основы проектирования судовых паровых турбоагрегатов [Текст] / Ю. И. Зайцев. – Л. : Судостроение, 1974. – 440 с.
5. **Ипатенко, А. Я.** Предварительный расчет судовых паровых главных турбозубчатых агрегатов [Текст] : учеб. пособие / А. Я. Ипатенко. – Николаев : НКИ, 1972. – 62 с.
6. **Ипатенко, А. Я.** Проектирование паровых турбин судовых комбинированных энергетических установок [Текст] : учеб. пособие / А. Я. Ипатенко. – Николаев : НКИ, 1992. – 46 с.
7. **Ипатенко, О. Я.** Основи теорії робочого процесу в парових та газових турбінах [Текст] : навч. посіб. – Миколаїв : УДМТУ, 1999. – Ч. 1. – 54 с; Ч. 2. – 38 с.
8. **Казакевич, В. В.** Автоколебания (помпаж) в компрессорах [Текст] / В. В. Казакевич. – М. : Машиностроение, 1974. – 264 с.
9. **Кампти, Н.** Аэродинамика компрессоров [Текст] : [пер. с англ.] / Н. Кампти. – М. : Мир, 2000. – 688 с.
10. **Кириллов, И. И.** Теория турбомашин [Текст] : учеб. пособие / И. И. Кириллов, А. И. Кириллов. – Л. : Машиностроение, 1974. – 320 с.

11. **Курзон, А. Г.** Основы теории и проектирования судовых паровых установок [Текст] / А. Г. Курзон. – Л. : Судостроение, 1974. – 536 с.
12. **Курзон, А. Г.** Теория судовых паровых и газовых турбин [Текст] / А. Г. Курзон. – Л. : Судостроение, 1970. – 592 с.
13. **Левенберг, В. Д.** Судовые турбоприводы [Текст] : справочник / В. Д. Левенберг. – Л. : Судостроение, 1983. – 328 с.
14. **Лефевр, А.** Процессы в камерах сгорания ГТД [Текст] / А. Лефевр. – М. : Мир, 1986. – 566 с.
15. **Михайлов, А. К.** Компрессорные машины [Текст] : учебник / А. К. Михайлов, В. П. Ворошилов. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 288 с.
16. **Нарежный, Э. Г.** Камеры сгорания судовых газотурбинных установок [Текст] / Э. Г. Нарежный, А. В. Сударев. – Л. : Судостроение, 1973. – 232 с.
17. Паровые и газовые турбины [Текст] : сборник задач / под ред. Б. М. Трояновского, Г. С. Самойловича. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 240 с.
18. **Пчелкин, Ю. М.** Камеры сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / Ю. М. Пчелкин. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
19. **Романовский, Г. Ф.** Выбор параметров и расчет элементов камеры сгорания судового ГТД [Текст] : учеб. пособие / Г. Ф. Романовский, С. И. Сербин. – Николаев : НКИ, 1988. – 52 с.
20. **Романовский, Г. Ф.** Сжигание топлив в турбоагрегатах [Текст] : учеб. пособие / Г. Ф. Романовский, С. И. Сербин. – Николаев : НКИ, 1987. – 74 с.
21. **Романовський, Г. Ф.** Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів [Текст] : навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
22. **Романовский, Г. Ф.** Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів [Текст] : навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващенко, М. П. Седько. – Миколаїв : НУК, 2008. – 292 с.
23. **Романовський, Г. Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст] : навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващенко, С. І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – 304 с.
24. **Романовський, Г. Ф.** Теорія та розрахунок парових і газових турбін [Текст] : навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 292 с.

25. **Сорока, Я. Х.** Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей [Текст] : учеб. пособие / Я. Х. Сорока. – Л. : Судостроение, 1982. – 112 с.

26. **Топунов, А. М.** Теория судовых турбин [Текст] : учебник / А. М. Топунов. – Л. : Судостроение, 1985. – 472 с.

27. **Трояновский, Б. М.** Паровые и газовые турбины атомных электростанций [Текст] / Б. М. Трояновский, Г. А. Филиппов, А. Е. Булкин. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 256 с.

28. **Холщевников, К. В.** Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М. : Машиностроение, 1986. – 432 с.

Сборник задач и упражнений по теории и проектированию турбинных агрегатов : учебное пособие / Г. Ф. Романовский, С. И. Сербин, Н. В. Ващенко, Н. П. Седько, В. Н. Патлайчук, В. И. Харченко. – Николаев : НУК, 2012. – 248 с.

Рассмотрены задачи и упражнения по теории паровых и газовых турбин, компрессоров и камер сгорания газотурбинных агрегатов, принципы математического моделирования и термодинамические расчеты газотурбинных агрегатов простой и сложных тепловых схем, габаритные расчеты и компоновка газотурбинных двигателей. Приведены образцы теплового и аэродинамического расчета паротурбинных установок. Рассмотрены основы расчета и проектирования судовых паровых турбоагрегатов.

Предназначен для студентов технических вузов, которые обучаются по направлениям подготовки 6.050604 "Энергомашиностроение", 6.051201 "Судостроение и океанотехника" и 6.050601 "Теплоэнергетика". Учебное пособие может быть полезным для инженерно-технических работников, которые занимаются проектированием и созданием турбинных агрегатов.

The exercises on theory and design of the turbine units / G. Romanovsky, S. Serbin, M. Vaschilenko, M. Sedko, V. Patlaychuk, V. Kharchenko. – Myckolayiv : NUOS, 2012. – 248 p.

The tasks and exercises in the theory of steam and gas turbines, compressors and combustion chambers of gas turbine units, the principles of mathematical modeling and thermodynamic calculations of gas turbine units simple and complex thermal circuits, overall layout and calculation of gas turbine engines are submitted. The samples of thermal and aerodynamic calculation of steam turbines are given.

The textbook is intended for the students of technical high schools training on specialities "Power Machinery", "Shipbuilding and Ocean Technology" and "Thermal Energy". The book can be useful to the technical staff that is engaged in designing, manufacture and operation of gas turbine units.

Навчальне видання

РОМАНОВСЬКИЙ Георгій Федорович
СЕРБІН Сергій Іванович
ВАЩИЛЕНКО Микола Віталійович
СЕДЬКО Микола Петрович
ПАТЛАЙЧУК Володимир Миколайович
ХАРЧЕНКО Валерій Іванович

**ЗБІРНИК ЗАВДАНЬ ТА ВПРАВ
З ТЕОРІЇ І ПРОЕКТУВАННЯ
ТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ**

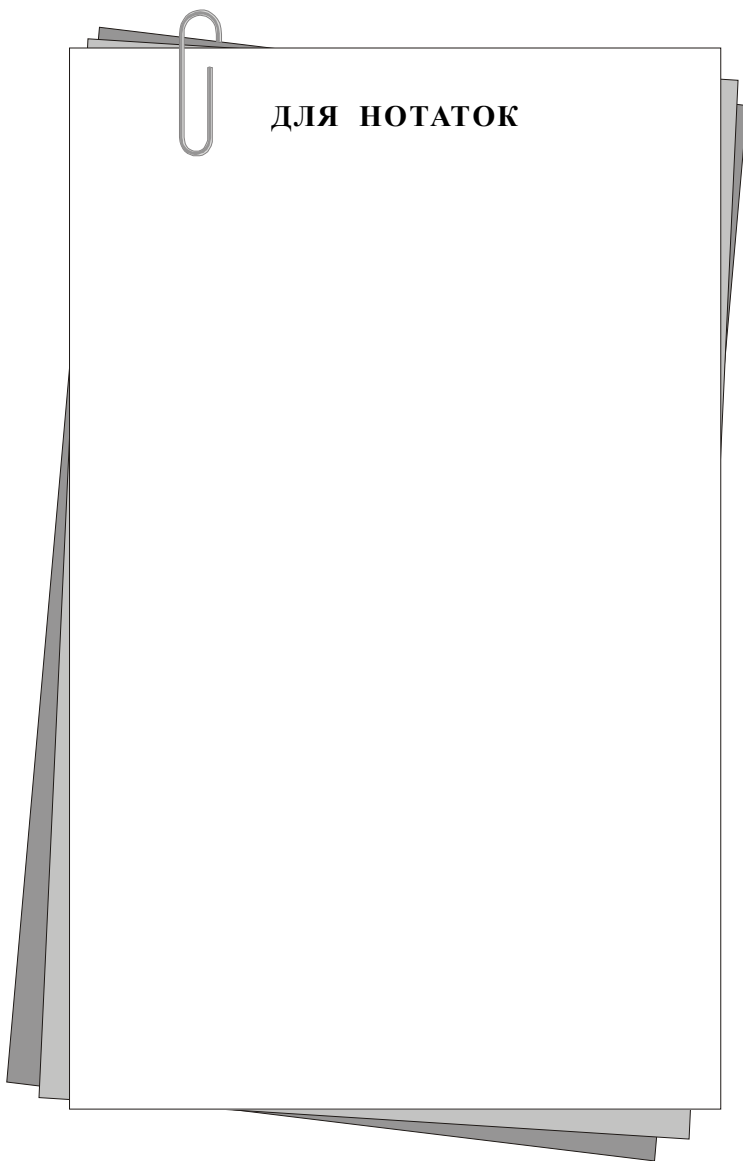
Навчальний посібник

Редактор *М.Д. Белікчі*
Комп'ютерне складання та верстання *Н.В. Ялова*
Коректор *М.О. Паненко*

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 14,4. Тираж 100 прим. Вид. № 31. Зам. № 323.

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова,
просп. Героїв Сталінграда, 9, м. Миколаїв, 54025
E-mail : publishing@nuos.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2506 від 25.05.2006 р.



для нотаток

A stack of papers is shown, with the top sheet being white and the others in shades of gray. A silver paperclip is attached to the top left corner of the white sheet. The text 'ДЛЯ НОТАТОК' is printed in the upper center of the white sheet.

ДЛЯ НОТАТОК