

**М. В. Ващиленко
С. І. Сербін**

**ТЕОРІЯ І РОЗРАХУНКИ
ЗМІННИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ
СУДНОВИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ
ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ**



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

М. В. Ващиленко, С. І. Сербін

**ТЕОРІЯ І РОЗРАХУНКИ
ЗМІННИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ
СУДНОВИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ
ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ**

Навчальний посібник

Рекомендовано Вченою радою НУК

Миколаїв
«Іліон»
2024

УДК 621.431.74:681.3:51

В 23

АВТОРИ:

В. М. ВАЩИЛЕНКО, кандидат технічних наук, доцент;

С. І. СЕРБІН, доктор технічних наук, професор

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Є. В. БІЛОУСОВ, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок Херсонської державної морської академії;

М. Р. ТКАЧ, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова;

О. К. ЧЕРЕДНІЧЕНКО, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Рекомендовано Вченою радою НУК

як навчальний посібник

(протокол № 4 від 26 квітня 2024 р.)

Ващиленко М. В.

В 23 Теорія і розрахунки змінних режимів роботи суднових та енергетичних газотурбінних агрегатів : навчальний посібник / М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. — Миколаїв : Іліон, 2024. — 115 с.

ISBN 978-617-534-725-6

У навчальному посібнику розглянуто теоретичні основи та практичні розрахунки характеристик змінних режимів роботи суднових та енергетичних газотурбінних агрегатів. Описано методики розрахунку характеристик турбін, що входять до складу ГТД, в умовах їх роботи за різними законами навантаження для таких користувачів енергії як гребний гвинт, електрогенератор, нагнітач природного газу. Розглянуто метод розрахунку характеристик режимів часткового навантаження ГТД різного призначення з використанням однолінійних характеристик турбін.

Посібник призначено для студентів, які навчаються за спеціальностями 142 «Енергетичне машинобудування» та 144 «Теплоенергетика». Навчальний посібник може бути корисним для інженерно-технічних працівників, які займаються проектуванням та створенням газотурбінної техніки.

УДК 621.431.74:681.3:51

© Ващиленко М. В., Сербін С. І., 2024

ISBN 978-617-534-725-6

© НУК імені адмірала Макарова, 2024

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

C – абсолютна швидкість потоку, м/с;

c_p – питома ізобарна теплоємність робочого тіла, Дж/(кг·К);

D – діаметр, м;

G – масова витрата, кг/с;

H – наявний теплоперепад в турбіні; нижча наявна теплотворна здатність палива, Дж/кг;

h – ентальпія робочого тіла, Дж/(кг·К);

K – параметр роботи турбіни;

k – показник адіабати процесу;

M – крутний момент, кг·м;

N – потужність, Вт;

n – частота обертання ротору турбіни, об/хв;

P – тиск, Па;

s – ентропія, Дж/(кг·К);

T – температура, К;

U – колова швидкість потоку, м/с;

W – відносна швидкість потоку, м/с;

α – кут виходу потоку в абсолютному русі;

β – коефіцієнт витрати, кут виходу потоку в відносному русі;

η – коефіцієнт корисної дії;

λ – відносна швидкість;

ν – коефіцієнт відновлення повного тиску;

π – міра підвищення/зниження тиску;

ρ – міра реактивності, густина;

τ – відносна температура;

ІНДЕКСИ

1 – параметри повітря перед компресором;
2 – параметри повітря на виході з компресора;
3 – параметри газу на вході в турбіну;
4 – параметри газу на виході з турбіни;
а – атмосфера;
Б – барометричний;
г – гази;
е – еталонний, ефективний;
к – компресор;
м – механічний;
н – номінальний режим;
ох – охолоджуюче повітря;
п – повітря, політропічний;
пит – питомий;
ср – середній;
т – турбіна;

СКОРОЧЕННЯ

ЕУ – енергетична установка;
ГТА – газотурбінний агрегат;
ГТД – газотурбінний двигун;
ГТУ – газотурбінна установка;
КЗ – камера згоряння;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
РЛ – робоча лопатка;
СЛ – соплова лопатка;
СР – соплова решітка лопаток;
ТГ – турбіна приводу гребного гвинта

ВСТУП

Режим роботи ГТД – це стан працюючого двигуна, який характеризується сукупністю певних значень параметрів при прийнятому законі регулювання. Він визначає процеси, що відбуваються в ГТД, а також теплову і динамічну напруженість його елементів. Газові турбіни можуть працювати на різних режимах регулювання, причому ці режими будуть залежати від навантаження та вимог енергосистеми. Основні з цих режимів такі.

1. Режим регулювання швидкістю: на цьому режимі газова турбіна працює зі змінною швидкістю, а вихідна її потужність регулюється шляхом контролю витрати палива. Цей режим підходить для застосування в випадках, де вихідна потужність постійна, а турбіна використовується для забезпечення базового навантаження.

2. Режим регулювання навантаженням. На цьому режимі газова турбіна працює із постійною швидкістю, а вихідна потужність змінюється за рахунок зміни навантаження. Цей режим застосовується в випадках, де вихідну потужність необхідно змінювати залежно від навантаження.

3. Режим регулювання частотою. На цьому режимі газова турбіна працює із постійною швидкістю, а вихідна потужність контролюється для підтримки частоти енергосистеми у заданому діапазоні. Система регулює вихідну потужність газової турбіни для підтримки частоти енергосистеми на бажаному рівні. Цей режим застосовується в випадках, у яких газова турбіна використовується як резервне джерело живлення або для забезпечення пікової потужності.

Режими регулювання ГТД визначають необхідні змінні режими роботи двигуна. Розрахункам змінних режимів суднових і енергетичних газотурбінних агрегатів в умовах їх роботи за різними законами навантаження присвячено даний посібник.

1. ВВЕДЕННЯ У ТЕОРІЮ ЗМІННИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ СУДНОВИХ, ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА ПРИВОДНИХ ГТА

1.1. Основні визначення й терміни теорії змінних режимів роботи ГТД різного призначення

Сьогодні ГТД використовуються дуже широко в складі ГТА різного призначення. Так, в електроенергетиці енергетичні ГТД потужністю 100...300 МВт використовуються на електростанціях для несення базового навантаження, а ГТД потужністю 10...25 МВт - для компенсації пікових навантажень. На цивільних судах та бойових кораблях встановлюються головні ГТД потужністю 6...30 МВт, які працюють в широкому інтервалі експлуатаційних режимів. На компресорних станціях магістральних газопроводів також використовуються ГТД потужністю 10...25 МВт, які забезпечують помпування природного газу.

ГТД, що входять до складу суднових, енергетичних та приводних ГТА проєктуються на певну необхідну потужність, яку іменують **номінальним режимом** роботи. Але в процесі експлуатації ці двигуни використовуються в широкій області робочих режимів ГТА. Під режимом роботи ГТД слід розуміти тривалий, стійкий та стаціонарний робочий процес двигуна, при якому у всіх його елементах і перерізах параметри потоку робочого тіла не міняються в часі. Також незмінними в часі варто вважати й зовнішні характеристики ГТД, що представляють собою залежності потужності, крутного моменту на його валу, питомої витрати палива від частоти обертання ротора турбіни або компресора, тощо.

Найважливішим експлуатаційним режимом роботи ГТД є його номінальний режим, який, наприклад, для суднового ГТА, звичайно відповідає режиму повного ходу судна. Цей режим також називають основним **розрахунковим режимом**. На цьому режимі всі основні

параметри такого ГТД відповідають розрахунковим проектним параметрам на *режимі повної потужності* ГТА.

Всю сукупність стаціонарних режимів роботи ГТД, крім номінального, іменують *змінними режимами*. Ці режими підрозділяються, у свою чергу, на *режими часткових навантажень* і *перевантажувальні режими*. На режимах часткових навантажень ефективна потужність ГТД завжди менше номінальної, а на перевантажувальних режимах - більше номінальної.

Перехід турбоагрегату з одного стаціонарного режиму на інший стаціонарний режим називають *перехідним процесом*. Число перехідних процесів, як і число стаціонарних режимів, нескінченно велике. На відміну від стаціонарного режиму всякий перехідний процес є процес динамічний, тобто такий, у ході якого всі (або майже всі) параметри ГТД змінюються у функції часу.

Набір і тривалість експлуатаційних режимів ГТА залежить від його призначення та специфіки роботи технічної системи, до якої він відноситься. Якщо, наприклад, для цивільного транспортного судна типовим є перевага в графіку завантаження головної ЕУ режимів ГТД близьких до номінального, то для корабельного ГТА це далеко не так.

Наприклад, за американським даними графік навантаження головного ГТА фрегата ВМС США може бути представлений табл. 1.

Таблиця 1. Навантаження головного корабельного ГТА

$\bar{N}_i$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\bar{\tau}_i, \%$	10	36	18	12	4	4	4	4	4	4

Тут і надалі $\bar{\tau}_i = \tau_i/T$ – відношення сумарного часу наробітки агрегату на кожному режимі до його повного ресурсу; $\bar{N}_i = N_i/N_n$ –

відносна потужність ГТА на режимі, під якою варто розуміти відношення потужності на даному режимі до номінальної потужності ГТА.

Таким чином, аналізуючи представлений графік навантаження типового корабельного ГТА, можна зробити висновок, що для виконання певних проєктних розрахунків суднової ЕУ, наприклад, необхідних запасів палива для забезпечення заданої автономності плавання судна, необхідно мати достовірні залежності питомої витрати палива ГТД на змінних режимах його роботи. Також у проєктній практиці, для виконання розрахунків міцності і ресурсу ГТД необхідні залежності: зміни температури та тиску газу перед та за турбінами, зміни частот обертання компресорів та турбін, а також ряду інших параметрів ГТД, що проєктуються, за режимами. Всю цю необхідну проєктну інформацію якраз і одержують, виконуючи розрахунки параметрів ГТД на змінних режимах. Розрахункові методики яких базуються на теорії змінних режимів роботи ГТД.

1.2. Використання теорії подібності при математичному моделюванні робочих процесів ГТД на змінних режимах

Слід мати на увазі, що в процесі експлуатації умови роботи ГТА можуть дуже сильно змінюватися. Відбувається збільшення або зменшення його потужності, змінюються атмосферні умови роботи, а якщо це суднова ГТУ, то можливі зміни експлуатаційних показників самого судна, тощо. Також у процесі створення й доведення нового ГТД виконується багато експериментальних досліджень власно двигуна, а також його елементів: компресорів, камер згоряння, турбін. Ці дослідницькі роботи проводяться на лабораторних стендах, в умовах, що значно відрізняються від експлуатаційних, а тому практика

експериментальних і розрахункових досліджень ГТА висуває два наступних основних завдання, які вимагають теоретичного розв'язання.

1. Перше завдання стосується умов подібності робочих процесів одних і тих же турбін, компресорів, ГТД при їх роботі в різних умовах.

2. Друге завдання – це формулювання умов подібності робочих процесів у різних турбомашинах (наприклад, у модельному й натурному компресорах).

Дослідження показують, що в більшості завдань моделювання стаціонарних процесів у лопаткових машинах: турбінах, компресорах, а також в інших елементах ГТД, що мають форму каналів, **визначальними вимогами подібності газових потоків** є наступні.

1. Вимоги геометричної подібності зазначених об'єктів.

2. Вимоги кінематичної подібності, які містять рівність характеристики U/C_1 для турбінного ступеня.

3. Вимоги рівності чисел Рейнольдса, які характеризують в'язкі властивості газових потоків і представляють собою відношення сил інерції й сил в'язкості в потоці.

Для визначення величини числа Рейнольдса звичайно використовують наступну формулу

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot l}{\mu},$$

де ρ – густина газу в потоці, кг/м^3 ; c – швидкість руху потоку газу, м/с ; l – характерний геометричний розмір газового каналу (висота лопатки в турбіні, внутрішній діаметр труби), м ; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості газу, $\text{Па}\cdot\text{с}$.

4. Рівність чисел Маха потоків газу, що характеризують стисливість газу, і являють собою відношення швидкості потоку газу до швидкості звуку в потоці, тобто

$$M_C = \frac{c}{a}, \text{ або } M_W = \frac{w}{a},$$

де a – швидкість звуку в газовому потоці, м/с.

5. Рівність чисел Нуссельта, що характеризують вплив теплообміну на течію газу

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda},$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

6. Рівність чисел Струхаля, що характеризують вплив нестационарності на течію газових потоків

$$Sh = \frac{l}{c \cdot \tau},$$

де τ – час, що описує нестационарність течії, наприклад, період коливань, с.

7. Рівність чисел Прандля й показників адіабати k , які характеризують теплофізичні властивості газів, при цьому

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda},$$

де c_p – питома ізобарна теплоємність газу, Дж/(кг·К).

На практиці, як виявляється, не представляється можливим одночасно зовсім точно виконати всі перераховані вище умови подібності, а тому, як правило, задовольняються частковою подібністю газових потоків. Також, розглядаючи будь-яке конкретне прикладне завдання, можна істотно скоротити число умов подібності, зневажаючи несуттєвими критеріями, а також тими, які слабо впливають на хід процесу.

Зокрема, у лопаткових машинах і ГТД в цілому вимоги рівності чисел Рейнольдса можна замінити умовою проведення експерименту в автотомельній (за числом Рейнольдса) області, тобто при $Re \geq (3 \dots 5) \cdot 10^5$. У реальних конструкціях ГТД ця вимога, як правило, виконується автоматично, з огляду на досить високі швидкості течії повітря й газу за

трактом двигуна. Тому впливом в'язкості газу на характер течії газових потоків у ГТД звичайно нехтують.

Також, у зв'язку з тим, що вплив гравітаційних сил на течію газових потоків в елементах ГТД дуже малий, а зовнішній теплообмін незначний, при відсутності нестационарних збурювань потоку газу змінами чисел Sh , Nu і Pr можна також зневажати.

Дві турбінні решітки, два турбінних ступеня, а також дві турбіни будуть геометрично подібними, якщо можуть бути отримані одна з іншої (один з іншого) пропорційною зміною всіх геометричних розмірів, включаючи зазори в проточній частині й шорсткість поверхонь турбінних лопаток. В одній й тій же турбіні ГТД, що не має регульованих елементів у проточній частині, геометрична подібність на різних режимах роботи виконується автоматично. Для ГТД із поворотними напрямними апаратами на перших ступенях компресора або з поворотними сопловими решітками в турбінах геометрична подібність досягається при однаковому положенні зазначених елементів.

Кінематична подібність досягається, якщо в будь-яких схожих точках лопаткових каналів обох порівнюваних турбін вектори швидкості потоку виявляються пропорційними, а напрямок їх залишається однаковим. Таким чином, для двох ступенів або для двох турбін повинні бути подібними трикутники швидкостей, а, отже, повинні бути рівні й характеристики U/C_1 .

У ГТД, крім розглянутих нами каналів і проточних частин турбін та компресорів, є камери згоряння. Складні фізико-хімічні процеси, що протікають у КЗ при роботі ГТД, також визначаються значною кількістю критеріїв подібності. Однак на практиці виявилось, що при рівності чисел Маха на вході в КЗ і однаковому теплопідведенні до неї, усереднені параметри на виході з КЗ будуть змінюватися подібним чином, а це забезпечує приблизну рівність чисел Маха на вході у першу турбіну ГТД.

1.3. Умови подібності режимів роботи ГТД

Виходячи з вищевикладеного, для виконання умови подібності течії газових потоків для всіх елементів того ж самого ГТД на подібних режимах виявляється необхідним і достатнім забезпечити для вхідного перерізу двигуна сталість числа Маха за коловою швидкістю

$$M_U = \frac{U}{\sqrt{k_n \cdot R_n \cdot T_a}} = \text{idem}, \quad (1.1)$$

а також числа Маха за осьовою швидкістю

$$M_{C_0} = \frac{C_0}{\sqrt{k_n \cdot R_n \cdot T_a}} = \text{idem}. \quad (1.2)$$

У формулах (1.1) та (1.2) U – колова швидкість на периферії лопаток компресора, м/с; C_0 – осьова швидкість потоку повітря на вході в ГТД, м/с; k_n – показник адіабати для повітря; R_n – газова стала для повітря, Дж/(кг·К); T_a – статична температура атмосферного повітря на вході ГТД, К.

У розрахунках змінних режимів роботи ГТД широко використовується газодинамічна функція λ , що знаходиться через повну температуру газового потоку T^* , на відміну від числа Маха. Звичайно використовується наступна формула

$$\lambda = \frac{c}{a_{кр}} = \frac{c}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T^*}}. \quad (1.3)$$

Відзначимо, що газодинамічна функція λ представляє собою відношення швидкості потоку до критичної швидкості. У свою чергу, критичною швидкістю йменується швидкість потоку із числом Маха рівним одиниці, якій відповідає цілком певне значення так званої критичної температури потоку

$$T_{кр} = \frac{2}{k+1} T^*. \quad (1.4)$$

Покажемо, що між числом Маха й газодинамічною функцією λ існує цілком певна відповідність, яку ми будемо широко використовувати в подальших виводах і доказах.

Дійсно, для критичного режиму течії газу в каналі можна записати

$$M = \frac{C_{кр}}{\sqrt{kRT_{кр}}} = 1. \quad (1.5)$$

Підставимо (1.4) в (1.5) і одержимо

$$M = \frac{C_{кр}}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT^*}} = \lambda. \quad (1.6)$$

Формула (1.6) підтверджує відоме положення газової динаміки, що в умовах критичної течії газу $C_{кр} = a$; $\lambda = M = 1$.

Зазначимо, що якості критеріїв подібності режимів роботи ГТД можуть бути використані також будь-які інші співвідношення параметрів, сталість яких впливає з рівності чисел Маха M_{C_0} та M_U або значень газодинамічних функцій λ_{C_0} та λ_U .

Тепер одержимо новий критерій подібності, якщо представимо колову швидкість на периферії робочих лопаток компресора низького тиску (КНТ) у вхідному перерізі ГТД через частоту обертання ротора компресора (параметр, що завжди досить точно вимірюється при випробуваннях ГТД)

$$U_3 = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_k}{60}, \quad (1.7)$$

де D_3 – зовнішній діаметр компресора, заміряний по периферії робочих лопаток, м/с; n_k – частота обертання ротора компресора, об/хв.

Підставимо (1.7) у формулу для обчислення газодинамічної функції λ_U та одержимо

$$\lambda_U = \frac{U_3}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R_n T_a^*}} = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_k}{60 \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R_n \cdot \sqrt{T_a}}} = \text{const} \frac{n_k}{\sqrt{T_a}}.$$

Таким чином, нами отримано новий критерій подібності режимів роботи ГТД

$$\frac{n_k}{\sqrt{T_a^*}} = \text{idem}. \quad (1.8)$$

Це так званий параметр частоти обертання ротора компресора, сталість якого впливає зі сталості значень λ_U .

Виходячи з основних положень теорії подібності, а також спираючись на сформульоване раніше положення про сталість чисел Маха M_{Co} і M_U , можна показати, що в цьому випадку ряд безрозмірних параметрів газу, взятих у подібних перерізах по газоповітряному тракту ГТД, повинен залишатися постійним на подібних режимах роботи ГТД. Для статичних параметрів потоку маємо

$$\frac{P_i}{P_a} = \text{idem}; \frac{T_i}{T_a} = \text{idem}; \frac{C_i}{\sqrt{T_a}} = \text{idem}; \eta_j = \text{idem},$$

де i – i -й переріз проточної частини ГТД, що розглядається; j – агрегат ГТД (компресор, турбіна).

Аналогічним чином записуються співвідношення для загальмованих параметрів потоку газу в подібних перерізах по газоповітряному тракту ГТД, одержаних з урахуванням сталості значень газодинамічних функцій λ_{Co} та λ_U . Маємо

$$\frac{P_i^*}{P_a^*} = \text{idem}; \frac{T_i^*}{T_a^*} = \text{idem}; \frac{C_i}{\sqrt{T_a^*}} = \text{idem}; \eta_j^* = \text{idem}.$$

Виходячи з вищевикладеного, сформулюємо *наступні допущення*, покладені в основу теорії подібності режимів роботи ГТД.

1. Допущення про геометричну подібність елементів проточної частини газоповітряного тракту ГТД.

2. Зневага впливом чисел Рейнольдса на подібність режимів роботи турбін, компресорів, перехідників і інших елементів ГТД, що мають форму каналів, маючи на увазі автомодельний характер течії газових потоків у цих елементах.

3. Зневага впливом чисел Струхалія й Нуссельта у зв'язку з тим, що вплив гравітаційних сил на течію газових потоків в елементах ГТД дуже малий, зовнішній теплообмін незначний і відсутні нестационарні збурювання потоку газу.

4. Допущення про незалежність теплофізичних властивостей повітря, продуктів згоряння від зміни температури й состава робочого тіла в ГТД на подібних режимах.

5. Приблизна подібність фізико-хімічних і теплових процесів у камері згоряння ГТД, які виконуються за умови сталості чисел Маха M_{Co} на вході в КЗ.

6. Допущення про подібність на різних режимах роботи ГТД полів тиску, температури й осьової швидкості на вході в ГТД.

Як показує практика, перераховані допущення не призводять до значних похибок при здійсненні розрахунків термодинамічних параметрів ГТД на змінних режимах роботи, а також при обробці результатів експериментальних випробувань двигунів.

1.4. Постановка задачі приведення параметрів ГТД до розрахункових (нормальних) атмосферних умов

Проектувальний розрахунок ГТД на режимі повної потужності здійснюється при цілком певних атмосферних умовах: розрахунковій температурі зовнішнього повітря T_a^* і розрахунковому атмосферному тиску P_a^* . Ці розрахункові умови, як правило, обумовлено технічним завданням на розробку двигуна або можуть бути прийняті рівними нормальним атмосферним умовам відповідно до міжнародних і вітчизняних стандартів, які встановлені у такий спосіб.

1. Повний тиск атмосферного повітря на вході в ГТД $P_a^* = 760$ мм рт. ст. $= 1,013 \cdot 10^5$ Па.

2. Повна температура атмосферного повітря на вході в ГТД $T_a^* = 288$ К.

3. Відносна вологість атмосферного повітря 60 %.

Кожний ГТД, що вироблений підприємством, проходить заводські випробування на випробувальній станції з метою підтвердження відповідності його основних параметрів величинам, встановленим технічним завданням на цей двигун. При випробуваннях, які проводяться цілий рік у міру надходження готових ГТД на випробувальну станцію підприємства, температура й тиски атмосферного повітря, як правило, значно відрізняються від розрахункових (нормальних) атмосферних умов, тобто

$$T_{ap}^* \neq T_a^* \text{ та } P_{ap}^* \neq P_a^* .$$

Слід пояснити, що задача приведення результатів випробування ГТД до розрахункових (нормальних) атмосферних умов полягає в наступному. Необхідно за даними результатів вимірювань, отриманих при випробуваннях ГТД у будь-яких атмосферних умовах, визначити які вихідні характеристики мав би даний двигун при роботі в розрахункових (нормальних) атмосферних умовах.

Із цією метою при існуючих у момент випробувань атмосферних умовах встановлюється режим роботи ГТД подібний до необхідного режиму при розрахункових (нормальних) атмосферних умовах. На подібних режимах роботи ГТД абсолютні значення величин: потужності турбін, витрати повітря й газу через турбомашини, витрати палива через ГТД у загальному випадку є різними. Однак всі ці величини можна представити за допомогою так званих узагальнених параметрів, які одержуються на основі теорії подібності і які є, по суті, критеріями подібності. Зазначимо, що при роботі ГТД на подібних режимах ці узагальнені параметри залишаються незмінними й залежать тільки від двох вищезгаданих критеріїв подібності: чисел Маху M_{C_0} і M_U .

Одержимо необхідні узагальнені параметри турбін та компресорів, що є комплексами первинних параметрів, які використовуються для

математичного опису процесів у ГТД і які входять у відомі рівняння, що описують ці процеси. Структура цих комплексів параметрів визначається структурою початкових рівнянь, а отже фізичною природою процесів, що розглядаються. Використання таких комплексів параметрів зменшує число змінних величин, вплив яких на процеси в ГТД тепер можна вивчати не поодиноці, а в певних сполученнях. Кожному значенню критерію подібності відповідає безліч комбінацій параметрів, що входять у нього, а тому результати, що представляються в критеріальному вигляді, набувають характер узагальнення.

Зазначимо, що один такий узагальнений параметр був вже отриманий раніше - *параметр частоти обертання ротора компресора*.

Узагальнений параметр витрати робочого тіла для компресора ГТД одержимо, опираючись на наступне положення теорії подібності турбомашин, яке у записі для величини об'ємної витрати повітря через компресор має такий вигляд

$$\frac{V_a}{\sqrt{T^*}} = \text{idem}, \quad (1.9)$$

де V_a – об'ємна витрата робочого тіла через вхідний переріз компресора, м³/с; T^* – температура робочого тіла, К.

Також формулу для знаходження об'ємної витрати робочого тіла через вхідний переріз компресора можна записати й у наступному вигляді

$$V_a = F_a \cdot C_a, \quad (1.10)$$

де F_a – кільцева площа вхідного перерізу компресора, м²; C_a – осьова швидкість потоку у вхідному перерізі компресора, м/с.

Масова витрата повітря у вхідному перерізі компресора, виходячи з рівняння суцільності, знаходиться так

$$G_a = F_a \cdot C_a \cdot \rho_n, \quad (1.11)$$

де густина повітря

$$\rho_n = \frac{P^*}{R_n \cdot T^*}. \quad (1.12)$$

З урахуванням формул (1.10)...(1.12) зв'язок між об'ємними й масовими витратами для вхідного перерізу компресора після підстановки (1.10) і (1.12) в (1.11) виглядає так

$$G_a = \frac{V_a \cdot P^*}{R_n \cdot T^*}, \quad (1.13)$$

отже

$$V_a = \frac{G_a \cdot R_n \cdot T^*}{P^*}. \quad (1.14)$$

Підставимо (1.14) в (1.9) і маємо

$$\frac{G_a \cdot R_n \cdot T^*}{P^*} = \text{const} \frac{G_a \sqrt{T^*}}{P^*}. \quad (1.15)$$

У результаті ми одержали *узагальнений параметр масової витрати робочого тіла для вхідного перерізу компресора ГТД*

$$\frac{G_a \sqrt{T^*}}{P^*} = \text{idem}. \quad (1.16)$$

Відзначимо, що розмірковуючи аналогічно, ми можемо одержати *узагальнений параметр масової витрати робочого тіла турбіни* в наступному вигляді

$$\frac{G_m \cdot \sqrt{T_3^*}}{P_3 \cdot m_m \cdot F_3} = \text{idem}, \quad (1.17)$$

де G_m – масова витрата газу на вході в турбіну, кг/с; T_3^* – повна температура газу перед турбіною, К; P_3^* – повний тиск газу перед турбіною, Па.

Комплекс параметрів, що враховує теплофізичні властивості робочого тіла

$$m_m = \sqrt{\frac{k_c}{R_c} \left(\frac{2}{k_c + 1} \right)^{\frac{k_c + 1}{k_c - 1}}} \quad (1.18)$$

на подібних режимах приймається незмінним, тобто $m_m = \text{idem}$.

У формулу (1.17) також входить величина сумарної кільцевої площі вихідного перерізу соплового апарату першого ступеня турбіни, яка обчислюється в такий спосіб

$$F_3 = \pi \cdot D_{3c} \cdot l_{c1} \cdot \sin \alpha_{1.1}, \quad (1.19)$$

де l_{c1} – висота соплової решітки першого ступеня турбіни у вихідному перерізі, м; D_{3c} – середній діаметр на вході в турбіну, м; $\alpha_{1.1}$ – кут виходу потоку газу із сопловий решітки першого ступеня турбіни, град.

1.5. Розв'язання задачі приведення параметрів ГТД до розрахункових умов. Формули приведення

При випробуваннях ГТД на стенді підприємства звичайно створюються умови при яких $M_{c0} = 0$, тому що повітря, як правило, забирається безпосередньо з приміщення випробувального боксу. У цьому випадку дотримання подібного режиму для, наприклад, двокаскадного двигуна зводиться до підтримки постійним значення узагальненого параметра частоти обертання ротора його компресора низького тиску

$$\frac{n_{\text{кнт}}}{\sqrt{T_a^*}} = \text{idem},$$

що, як вже було раніше доведено, виходить з умови $M_U = \text{idem}$.

Для встановленого таким чином режиму роботи ГТД відповідно до умов теорії подібності відношення тисків, температур, чисел Маха у відповідних перерізах проточної частини двигуна, ККД його компресорів і турбін, а також міри підвищення тиску повітря в його компресорах будуть зберігатися такими ж, як і при роботі в розрахункових (нормальних) атмосферних умовах. Провівши вимірювання за допомогою приладів випробувального стенду абсолютних значень частот обертання роторів компресорних блоків, а також силової турбіни, потужності на вихідному валу ГТД, витрати повітря на вході ГТД, тисків і температур у необхідних

перерізах, можна здійснити перерахування цих величин на розрахункові (нормальні) атмосферні умови. Формули, за якими виконуються ці обчислення, іменуються **формулами приведення** даних випробувань ГТД до розрахункових (нормальних) атмосферних умов. Отримані в результаті цього перерахування параметри ГТД будемо іменувати приведеними параметрами й позначати індексами "пр" на відміну від тих параметрів, що були заміряні, які будемо позначати індексами "зам".

Одержимо **формулу приведення частоти обертання ротора компресора ГТД** до розрахункових (нормальних) атмосферних умов, використовуючи виведену раніше залежність узагальненого параметра частоти обертання ротора компресора з урахуванням його сталості на подібних режимах. У такому випадку, для вхідного перерізу ГТД маємо

$$\frac{n_{\text{пр}}}{\sqrt{T_{ap}^*}} = \frac{n_{\text{зам}}}{\sqrt{T_a^*}} = \text{idem}.$$

Таким чином, режим, подібний заміряному, при роботі ГТД у розрахункових умовах повинен здійснюватися при частоті обертання компресора

$$n_{\text{пр}} = n_{\text{зам}} \sqrt{\frac{T_{ap}^*}{T_a^*}}. \quad (1.20)$$

Це і є так звана формула приведення частоти обертання компресора ГТД до розрахункових атмосферних умов.

Якщо у формулу (1.20) підставити нормальну температуру зовнішнього повітря, то одержимо

$$n_{\text{ISO}} = n_{\text{зам}} \sqrt{\frac{288}{T_a^*}}.$$

Це формула приведення частоти обертання компресора ГТД до нормальних атмосферних умов (умови ISO).

Тут доречно сказати, що умови ISO (International Organization for Standardization) – діючі умови міжнародної організації по стандартизації, що регламентують використання при випробуваннях ГТД нормальних

атмосферних умов, а також відсутність втрат повного тиску на вході та виході ГТД.

Формулу приведення витрати повітря через компресор ГТД до розрахункових (нормальних) атмосферних умов виведемо, ґрунтуючись на отриманій раніше формулі (1.16) для узагальненого параметра масової витрати робочого тіла на вході до компресора ГТД. Напишемо для вхідного перерізу компресора на подібних режимах роботи двигуна умову

$$\frac{G_{\kappa np} \sqrt{T_{ap}^*}}{P_{ap}^*} = \frac{G_{\kappa зам} \sqrt{T_a^*}}{P_a^*} = \text{idem.}$$

У цьому випадку приведена витрата повітря через компресор на подібному режимі роботи ГТД знаходить за формулою

$$G_{\kappa np} = G_{\kappa зам} \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_a^*}{T_{ap}^*}}. \quad (1.21)$$

Якщо у формулу (1.21) підставити нормальні атмосферні умови, то одержимо формулу перерахування витрати повітря через компресор на нормальні атмосферні умови (умови ISO) у вигляді

$$G_{\kappa ISO} = G_{\kappa зам} \frac{760}{P_{aB}^*} \sqrt{\frac{T_a^*}{288}},$$

де P_{aB}^* – барометричний тиск зовнішнього повітря, мм. рт. ст.

Формулу приведення потужності ГТД до розрахункових (нормальних) атмосферних умов виведемо, використовуючи залежність для обчислення потужності суднового ГТД в детальному тепловому розрахунку його схеми у такому вигляді

$$N_{змд} = G_{\kappa_1} \cdot \beta_{m_3} \cdot c_{p_2} \cdot \Delta T_{m_2} \cdot \eta_m.$$

У такому випадку приведена до розрахункових умов на вході в ГТД його потужність може бути представлена так

$$N_{змд np} = G_{\kappa_1 np} \cdot \beta_{m_3} \cdot c_{p_2} \cdot \Delta T_{m_2 np} \cdot \eta_m. \quad (1.22)$$

Виходячи з умови подібності газових потоків у ГТД для подібних перерізів за турбінним трактом на подібних режимах роботи можна записати:

- для перерізу перед ТГ $\frac{T_{3.3np}^*}{T_{ap}^*} = \frac{T_{3.3зам}^*}{T_a^*} = idem;$
- для перерізу за ТГ $\frac{T_{4np}^*}{T_{ap}^*} = \frac{T_{4зам}^*}{T_a^*} = idem.$

Перетворюючи ці співвідношення, одержимо

$$\frac{T_{3.3np}^* - T_{4np}^*}{T_{ap}^*} = \frac{T_{3.3зам}^* - T_{4зам}^*}{T_a^*},$$

а отже маємо

$$\frac{\Delta T_{mзnp}^*}{T_{ap}^*} = \frac{\Delta T_{mззам}^*}{T_a^*}$$

і остаточно

$$\Delta T_{mзnp}^* = \Delta T_{mззам}^* \frac{T_{ap}^*}{T_a^*}. \quad (1.23)$$

Підставимо у формулу (1.22) співвідношення (1.21) і (1.23), одержимо

$$N_{змдnp} = G_{\kappa_{1зам}} \cdot \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_a^*}{T_{ap}^*}} \beta_{mз} \cdot c_{p_2} \cdot \Delta T_{mззам}^* \frac{T_{ap}^*}{T_a^*} \cdot \eta_m,$$

а потім представимо в наступному вигляді

$$N_{змдnp} = G_{\kappa_{1зам}} \cdot \beta_{mз} \cdot c_{p_2} \cdot \Delta T_{mззам}^* \cdot \eta_m \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_{ap}^*}{T_a^*}}.$$

Остаточно формула приведення потужності ГТД до розрахункових атмосферних умов на вході у двигун прийме вигляд

$$N_{змдnp} = N_{змдзам} \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_{ap}^*}{T_a^*}}. \quad (1.24)$$

Розрахункова формула приведення потужності ГТД до умов ISO (нормальні атмосферні умови)

$$N_{змдISO} = N_{змдзам} \frac{760}{P_{aB}^*} \sqrt{\frac{288}{T_a^*}}.$$

Виведемо *формулу приведення годинної витрати палива через ГТД* до розрахункових (нормальних) атмосферних умов, використовуючи відому формулу для визначення відносної витрати палива через КЗ ГТД у наступному вигляді

$$g_{\text{пал}} = \frac{q_{\text{кз}}}{H_u}, \quad (1.25)$$

де H_u – нижча наявна теплотворна здатність палива, Дж/кг.

Виразимо тепlopідвід у КЗ - чисельник формули (1.25) - через величину підігріву газу в ній, та одержимо

$$g_{\text{пал}} = \frac{c_{p_g} \cdot \Delta T_{\text{кз}}}{H_u \cdot \eta_{\text{кз}}},$$

де c_{p_g} – середня питома теплоємність газу для процесу в КЗ, Дж/(кг·К); $\Delta T_{\text{кз}}$ – підігрів газу в КЗ, град; $\eta_{\text{кз}}$ – коефіцієнт повноти згоряння в КЗ.

Перейдемо до абсолютних масових витрат робочих тіл і запишемо формулу для визначення годинної витрати палива через ГТД у вигляді

$$G_{\text{пал}_{\text{год}}} = \frac{c_{p_g} \cdot \Delta T_{\text{кз}}}{H_u \cdot \eta_{\text{кз}}} G_{\text{п.кз}} \cdot 3600 \left[\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right],$$

де $G_{\text{п.кз}}$ – витрата повітря через КЗ, кг/с.

У такому випадку формула для приведеної годинної витрати палива через ГТД може бути записана у вигляді

$$G_{\text{пал}_{\text{год}_{\text{пр}}}} = \frac{c_{p_g} \cdot \Delta T_{\text{кз}_{\text{пр}}}}{H_u \cdot \eta_{\text{кз}}} G_{\text{п.кз}_{\text{пр}}} \cdot 3600. \quad (1.26)$$

Величина витрати повітря на вході в КЗ може бути представлена через витрату повітря на вході КНТ ГТД у вигляді

$$G_{\text{п.кз}} = \alpha_{\text{кз}} \cdot G_{\kappa_1}. \quad (1.27)$$

Використовуючи логіку отримання формули приведенного температурного перепаду на ТГ, можна показати, що

$$\Delta T_{\text{кз}_{\text{пр}}}^* = \Delta T_{\text{кз}_{\text{зам}}}^* \frac{T_{aP}^*}{T_a^*}. \quad (1.28)$$

Підставимо формули (1.27), (1.28) і (1.21) у формулу (1.26) та одержимо послідовно

$$G_{нал_{зод_{нр}}} = \frac{c_{p_2} \cdot \Delta T_{кз_{нр}}}{H_u \cdot \eta_{кз}} G_{к1_{нр}} \cdot \alpha_{кз} \cdot 3600 ,$$

а потім

$$G_{нал_{зод_{нр}}} = \frac{c_{p_2} \cdot \Delta T_{кз_{зам}}}{H_u \cdot \eta_{кз}} \frac{T_{ap}^*}{T_a^*} G_{к1_{зам}} \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_a^*}{T_{ap}^*}} \cdot \alpha_{кз} \cdot 3600.$$

Після виконання необхідних перетворень, одержимо

$$G_{нал_{зод_{нр}}} = \frac{c_{p_2} \cdot \Delta T_{кз_{зам}}}{H_u \cdot \eta_{кз}} \cdot G_{к1_{зам}} \cdot \alpha_{кз} \cdot 3600 \cdot \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_a^*}{T_{ap}^*}}.$$

Остаточно формула приведення годинної витрати палива через ГТД до розрахункових умов на вході у двигун буде виглядати так

$$G_{нал_{зод_{нр}}} = G_{нал_{зод_{зам}}} \cdot \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_a^*}{T_{ap}^*}}. \quad (1.29)$$

Розрахункова формула приведення до умов ISO запишеться у вигляді

$$G_{нал_{зод_{нр}}} = G_{нал_{зод_{зам}}} \cdot \frac{760}{P_{aB}^*} \sqrt{\frac{288}{T_a^*}}.$$

Доведемо, що приведені до розрахункових (нормальних) атмосферних умов **питома витрата палива та ККД ГТД** на подібних режимах роботи будуть дорівнювати заміряним.

Як відомо, питома витрата палива через ГТД визначається за формулою

$$C_N = \frac{G_{нал_{зод}}}{N_{змд}}.$$

У такому випадку приведена питома витрата палива через ГТД з використанням отриманих раніше формул (1.24) і (1.29) запишеться так

$$C_{N_{нр}} = \frac{G_{нал_{зод_{нр}}}}{N_{змд_{нр}}} = \frac{G_{нал_{зод_{зам}}} \cdot \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_a^*}{T_{ap}^*}}}{N_{змд_{зам}} \frac{P_{ap}^*}{P_a^*} \sqrt{\frac{T_a^*}{T_{ap}^*}}} = \frac{G_{нал_{зод_{зам}}}}{N_{змд_{зам}}} = C_{N_{зам}}.$$

Таким чином, доведено, що приведена питома витрата палива через ГТД дорівнює заміряній. Із цього можна зробити висновок, що на подібних режимах роботи ГТД ККД двигуна також буде залишатися незмінним.

2. ВИКОРИСТАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕСОРІВ І ТУРБІН ГТД В РОЗРАХУНКАХ ЇХ ЗМІННИХ РЕЖИМІВ

2.1. Характеристики компресорів ГТД

В процесі експлуатації ГТД досить часто відбувається зміна режимів його роботи. Як наслідок, це приводить до зміни усіх газодинамічних параметрів компресорів та турбін, а також витрат повітря на вході в ГТД й газу на його виході. Змінюються також і витрати робочих тіл через агрегати ГТД, частоти обертання роторів турбін та компресорів, витрата палива через КЗ. Ці параметри при спільній роботі компресорів і турбін у системі ГТД однозначно пов'язані газодинамічними й кінематичними зв'язками. У процесі розрахунку ГТД на змінних режимах знаходять сукупності параметрів спільної роботи компресорів і турбін, що визначають кожний розрахунковий робочий режим двигуна. Отримані точки спільної роботи наносять, як правило, на характеристики КНТ і компресора високого тиску (КВТ). З'єднуючи між собою отримані розрахункові точки спільної роботи одержують так звані **лінії спільної роботи компресорів і турбін**, що дозволяють аналізувати зміну параметрів компресорів, їх частоти обертання, а також запаси по помпажу у всьому діапазоні робочих режимів ГТД.

Характеристики компресорів ГТД виконуються у вигляді графічних залежностей параметрів його робочого процесу, а також адіабатичного ККД від незалежних режимних параметрів. Як правило аналізуються залежності міри підвищення тиску π_k і адіабатичного ККД η_k від витрати робочого тіла на вході G_k і частоти обертання ротору компресора n_k .

Відповідно до способу одержання характеристики підрозділяються на експериментальні, розрахункові й статистичні.

Експериментальні характеристики отримують у результаті випробувань вже створеного компресора на лабораторному стенді.

Розрахункові характеристики будують за результатами термогазодинамічного розрахунку компресора, що проєктується, з відомою геометрією проточної частини.

Статистичні характеристики одержують за результатами статистичної обробки значної кількості експериментальних і розрахункових характеристик вже створених компресорів.

Залежно від виду режимних параметрів, що використовуються при побудові характеристики компресора, розрізняють характеристики нормальні й універсальні.

Нормальними характеристиками йменуються характеристики, що отримані при незмінних розрахункових умовах T_{1p}^* , P_{1p}^* на вході (рис. 1).

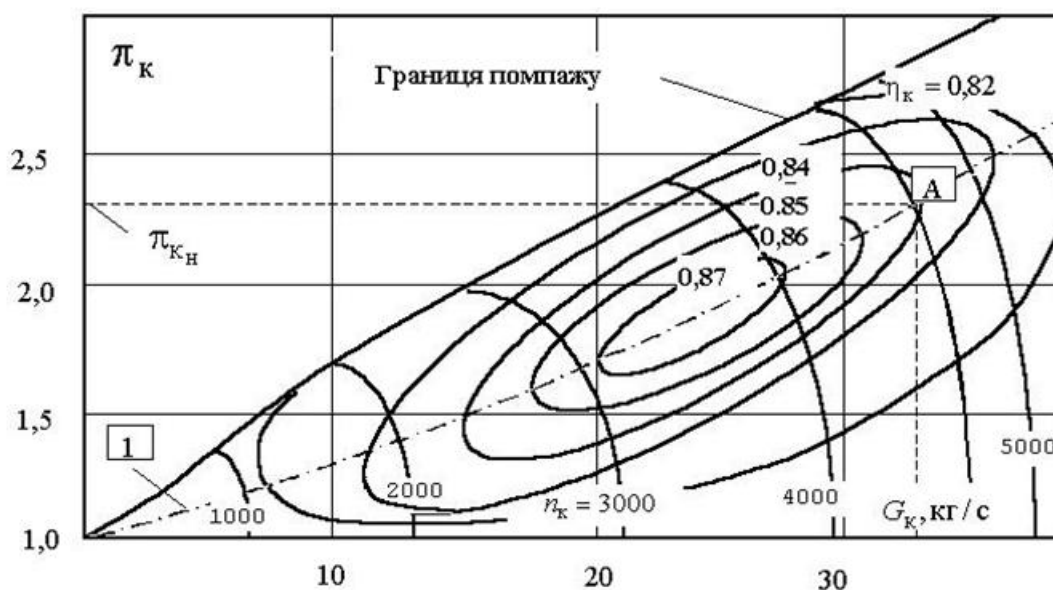


Рис. 1. Нормальна характеристика осьового компресора ГТД [1]

На нормальній характеристиці компресора наносяться ізодрами $n_{\kappa i} = \text{idem}$ - лінії постійних частот обертання ротора компресора, що представляють собою його напірні характеристики

$$\pi_k = f(G_k; n_k).$$

Кожна напірна характеристика обривається в лівій частині поля характеристик при цілком певному сполученні параметрів $\pi_{k_{pi}}$ і $G_{k_{pi}}$, що характеризують початок розвитку явища помпажу в компресорі при вказаній частоті обертання ротора n_{k_i} . Лінія, що проведена через такі точки на всіх ізодромах, іменується **границею помпажу** компресора. Також на нормальну характеристику компресора наносяться лінії постійного адіабатичного ККД компресора $\eta_k = \text{idem}$, які дозволяють визначати його ККД при будь-якому сполученні режимних параметрів

$$\eta_k = f(G_k, n_k).$$

Якщо розглянути будь-яку напірну характеристику, що відповідає певній ізодромі $n_{k_i} = \text{idem}$, то виявляється, що зі зростанням витрати повітря й зниженням міри підвищення тиску повітря при русі від границі помпажу вниз по ізодромі, адіабатичний ККД компресора спочатку росте, досягає максимуму, а потім знову зменшується. Якщо з'єднати між собою лінією всі точки на ізодромах, для яких адіабатичний ККД сягає максимуму, то одержимо еліпсоподібну лінію максимальних адіабатичних ККД компресора. З огляду на те, що при проєктуванні компресора прагнуть одержати максимальне значення адіабатичного ККД на розрахунковому номінальному режимі роботи, то точка А, що відповідає номінальному режиму, як правило буде перебувати на вищезгаданій лінії максимальних адіабатичних ККД. Отже на рис. 1 параметри в точці А: $\pi_{k_n}, G_{k_n}, n_{k_n}, \eta_{k_n}$ – відповідають режиму номінальної потужності ГТД N_{e_n} .

Універсальними характеристиками компресора йменуються характеристики, що мають напірні характеристики вигляду

$$\pi_k = f(G_{k_{np}}; n_{k_{np}}).$$

Також лінії постійного адіабатичного ККД компресора представляються у вигляді

$$\eta_k = f(G_{kpr}; n_{kpr}).$$

Тут G_{kpr} – приведена витрата повітря через компресор, що обчислюється за формулою

$$G_{kpr} = G_k \cdot \frac{P_{ap}^*}{P_1^*} \cdot \sqrt{\frac{T_1^*}{T_{ap}^*}},$$

де T_1^* і P_1^* – повні параметри у вхідному перерізі компресора.

Крім того приводяться також до умов на вході в ГТД і ізодроми

$$n_{kpr} = n_k \cdot \sqrt{\frac{T_{ap}^*}{T_1^*}}.$$

На рис. 2 показана універсальна характеристика осьового компресора, на якій крім напірних характеристик показано залежності зміни його адиабатичного ККД для кожної ізодроми.

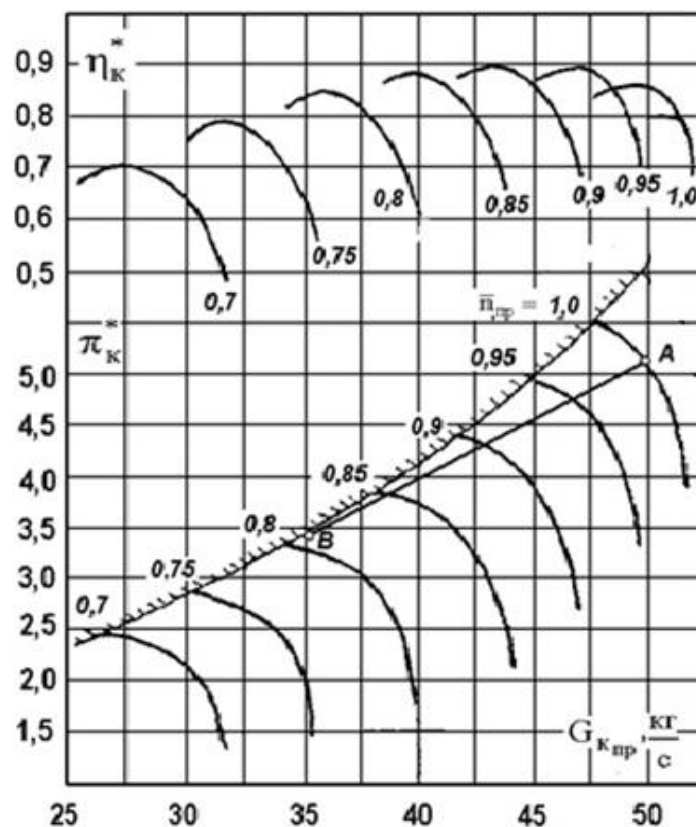


Рис. 2. Універсальна характеристика осьового компресора

$$\pi_k^* = f(G_{kpr}; \bar{n}_{kpr})$$

Ізодроми на цій характеристиці показано в відносному вигляді

$$\bar{n}_{\kappa_i} = \frac{n_{\kappa_i}}{n_{\kappa_H}} = \text{idem.}$$

Також на цю характеристику нанесено лінію спільної роботи турбіни й компресора (лінія АВ).

Частіше за все зовнішній вигляд універсальних характеристик аналогічний зображенню нормальних характеристик, з яких їх і одержують після перерахування за формулами приведення. У розрахунках змінних режимів роботи суднових ГТД використовуються саме універсальні характеристики КНТ і КВТ.

Слід зазначити, що на ранніх стадіях проєктування ГТД при проведенні оціночних розрахунків їх змінних режимів роботи, зручно використовувати **узагальнені характеристики компресора**. Приклад такої характеристики наведено на рис. 3.

Узагальнена характеристика компресора (рис. 3) є статистичною, вона побудована у відносних параметрах робочого процесу в зручному для використання вигляді

$$\left. \begin{aligned} \bar{\pi}_{\kappa} &= \frac{\pi_{\kappa}-1}{\pi_{\kappa_H}-1} \\ \bar{G}_{\kappa_{\text{пр}}} &= \frac{G_{\kappa_{\text{пр}}}}{G_{\kappa_{\text{пр}_H}}} \\ \bar{n}_{\kappa_{\text{пр}}} &= \frac{n_{\kappa_{\text{пр}}}}{n_{\kappa_{\text{пр}_H}}} \\ \bar{n}_{\kappa_{\text{пр}}} &= \frac{n_{\kappa_{\text{пр}}}}{n_{\kappa_{\text{пр}_H}}} \end{aligned} \right\}. \quad (2.1)$$

Перед проведенням розрахунків змінних режимів роботи конкретного ГТД виконується побудова універсальної характеристики його КНТ і КВТ перерахуванням точок, знятих з узагальненої характеристики за залежностями, що одержують з формул (2.1).

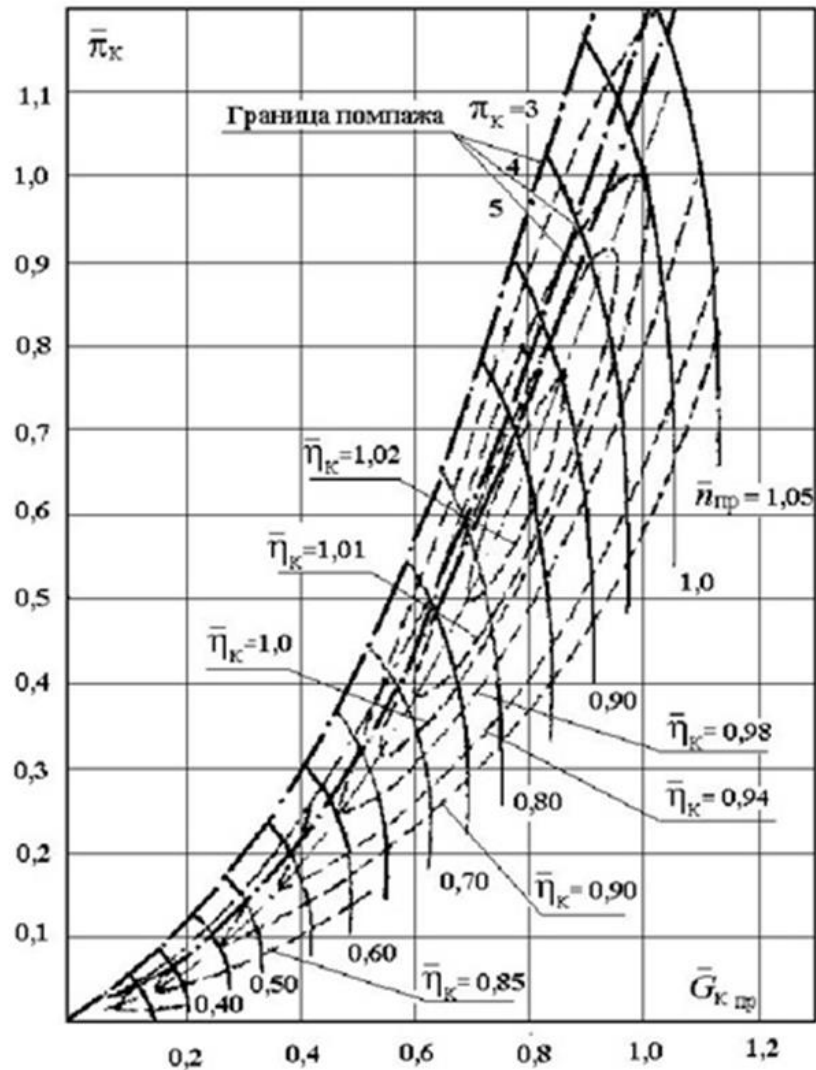


Рис. 3. Узагальнена універсальна характеристика осьового компресора
ГТД [1]

2.2. Способи керування характеристиками компресорів при роботі ГТД на режимах часткових навантажень

Розглядаючи характеристику компресора на рис. 3, слід звернути увагу, що лінія спільної роботи турбокомпресорного блоку АВ вже на приведених частотах обертання ротора компресора $\bar{n}_{K\text{пр}} \approx 0,85$ неприпустимо близько наближається до границі помпажу, а отже виникає

небезпека розвитку зриву течії потоку повітря в компресорі, що може призвести до аварійних наслідків для компресора, а також ГТД в цілому.

Існує два основних способи керування характеристикою компресора при роботі ГТД на режимах часткових навантажень із метою недопущення влучення компресора у зону помпажу.

Перший спосіб - використання поворотного вхідного напрямного апарата (ВНА), а також поворотних напрямних апаратів (НА) на декількох перших ступенях осьового компресора.

Другий спосіб - перепуск частини повітря після групи перших ступенів осьового компресора в атмосферу за допомогою спеціальних клапанів перепуску, або стрічки перепуску повітря.

Будемо розглядати перший спосіб керування характеристикою компресора.

Зобразимо вхідний трикутник швидкостей для робочого колеса першого ступеня осьового компресора (рис. 4).

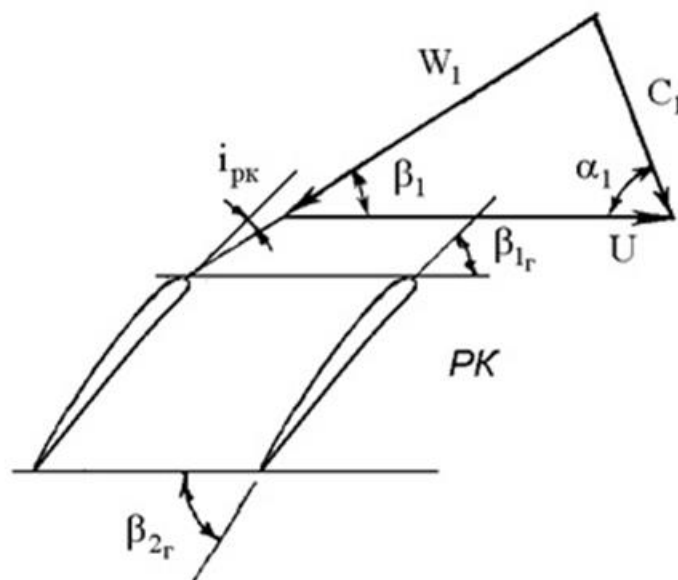


Рис. 4. Робоче колесо осьового компресора й вхідний трикутник швидкостей першого ступеня

Функція приведеної густини потоку маси для вхідного перерізу робочого колеса (РК) компресора може бути записана у вигляді

$$q(\lambda_{c_1}) = \frac{K_G \cdot G_K \cdot \sqrt{T_1^*}}{F_1 \cdot P_1^* \cdot \sin \alpha_1 \sqrt{\left(\frac{k_1}{R} \left(\frac{2}{k_1+1}\right)^{\frac{k_1+1}{k_1-1}}\right)}},$$

де F_1 – кільцева площа на вході в компресор, м²; K_G – коефіцієнт запасу витрати, приймається рівним (1,02...1,03); α_1 – кут входу потоку на РК в абсолютному русі, забезпечуваний установкою ВНА, град.

Стає очевидним, що на сталому режимі роботи компресора, обумовленим значенням $\lambda_{c_1} = \text{const}$, знизити витрату повітря через компресор можна зменшивши кут входу потоку α_1 .

При регулюванні компресора поворотом лопаток ВНА й декількох НА перших ступенів задається програма зміни кута α_1 залежно від частоти обертання ротора компресора, наприклад, рівнянням виду

$$\Delta \alpha_1 = \Delta \alpha \left(\frac{1 - \bar{n}_{\text{кпр}}}{1 - \bar{n}_{\text{кпр} \Delta \alpha}} \right)^{m_\alpha},$$

де m_α – показник ступеня закону регулювання; $\bar{n}_{\text{кпр} \Delta \alpha}$ – значення приведеної частоти обертання компресора, що відповідає граничному куту повороту лопаток НА $\Delta \alpha_{1\text{max}}$.

Схема керування поворотом ВНА для першого ступеня осьового компресора показана на рис. 5 [2]. Також наведено можливі закони керування поворотними лопатками компресора.

У самому загальному випадку у зміні кутів установки лопаток ВНА та НА на змінних режимах роботи мають потребу насамперед перші та останні ступені компресора, оскільки між ними виникає найбільша неузгодженість параметрів.

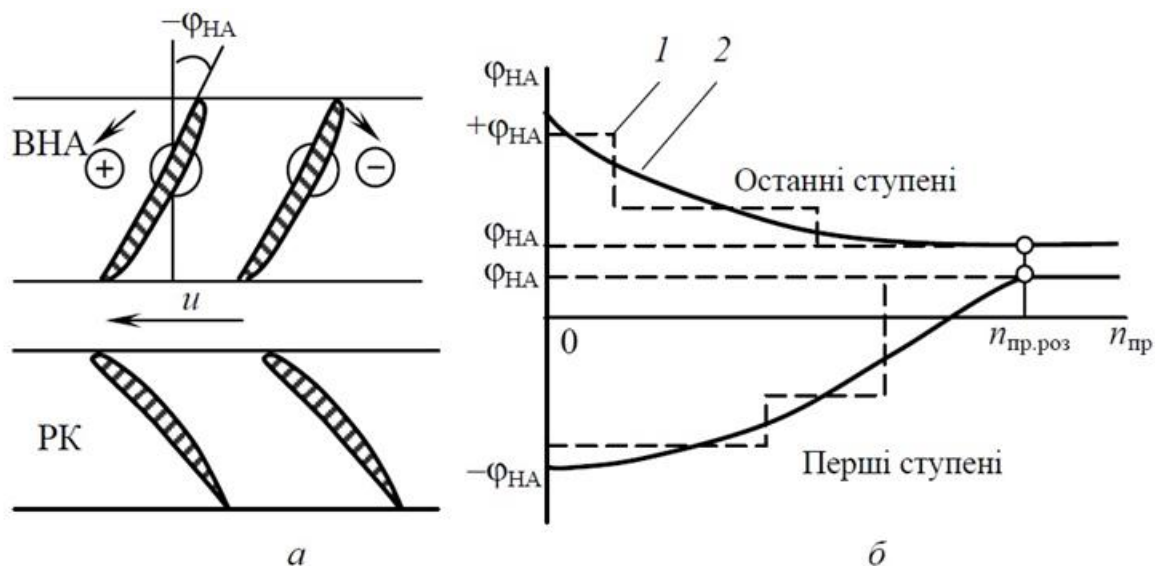


Рис. 5. Схема поворотного ВНА першого ступеня осьового компресора та закони керування: 1 – ступінчастий закон; 2 – безперервний закон [2]

Автоматична система керування двигуна (відповідно з прийнятим законом керування) при зміні режиму його роботи повертає лопатки ВНА та НА інших ступенів на від'ємні кути $-\varphi_{НА}$ або на додатні кути $+\varphi_{НА}$, а це аналогічним чином впливає на величину кута α_1 . Для загального випадку, коли механізація охоплює НА всіх ступенів компресора, при зменшенні режиму ГТД і, відповідно, зменшенні приведеної частоти обертання ротора компресора $n_{пр}$ лопатки ВНА та НА групи перших ступенів повертаються на від'ємні кути $-\varphi_{НА}$ (рис. 5, б), а НА останніх ступенів – на додатні кути $+\varphi_{НА}$. Зазначимо, що при цьому потрібні кути повороту зростають від середніх ступенів компресора до крайніх.

Відмітимо, що безперервна зміна кутів повороту НА групи перших ступенів компресора доцільна лише в області знижених значень $n_{пр}$, де запас газодинамічної стійкості компресора визначають його перші ступені. Найбільший позитивний ефект досягається одночасним поворотом лопаток ВНА та НА кількох перших і кількох останніх ступенів. При цьому досягається збільшення напірності ступенів, витрати повітря і ККД компресора.

Зазначимо, що частіше за все в сучасних морських, енергетичних та приводних ГТД виконуються поворотні ВНА та НА декількох перших ступенів. Наприклад, найбільш поширений у світі морський ГТА LM2500 фірми GE має 16-ступінчастий осьовий компресор, ВНА та перші шість регульованих ступенів. Кутове положення лопаток ВНА та НА його ступенів визначається залежно від температури зовнішнього повітря і частоти обертання його ротора [3].

На рис. 6 показана частина універсальної характеристики осьового багатоступінчастого компресора, який має систему регулювання з поворотом лопаток ВНА й декількох НА перших ступенів.

Якщо компресор спочатку розглядати як нерегульований, з певними значеннями кутів установки ВНА та НА перших ступенях, що відповідають номінальному режиму роботи ГТД, то розрахунок режимів часткових навантажень дасть лінію спільної роботи компресора й турбіни близьку до ABCDE.

Стає очевидним, що вже на приведеній частоті обертання компресора $\bar{n}_{кр}$, близькій до 0,8, запас по помпажу практично відсутній і робота ГТД на менших режимах стає неможливою.

Домогтися працездатності ГТД у всьому необхідному діапазоні експлуатаційних режимів вдається застосуванням повороту лопаток ВНА, а також лопаток НА декількох перших ступенів.

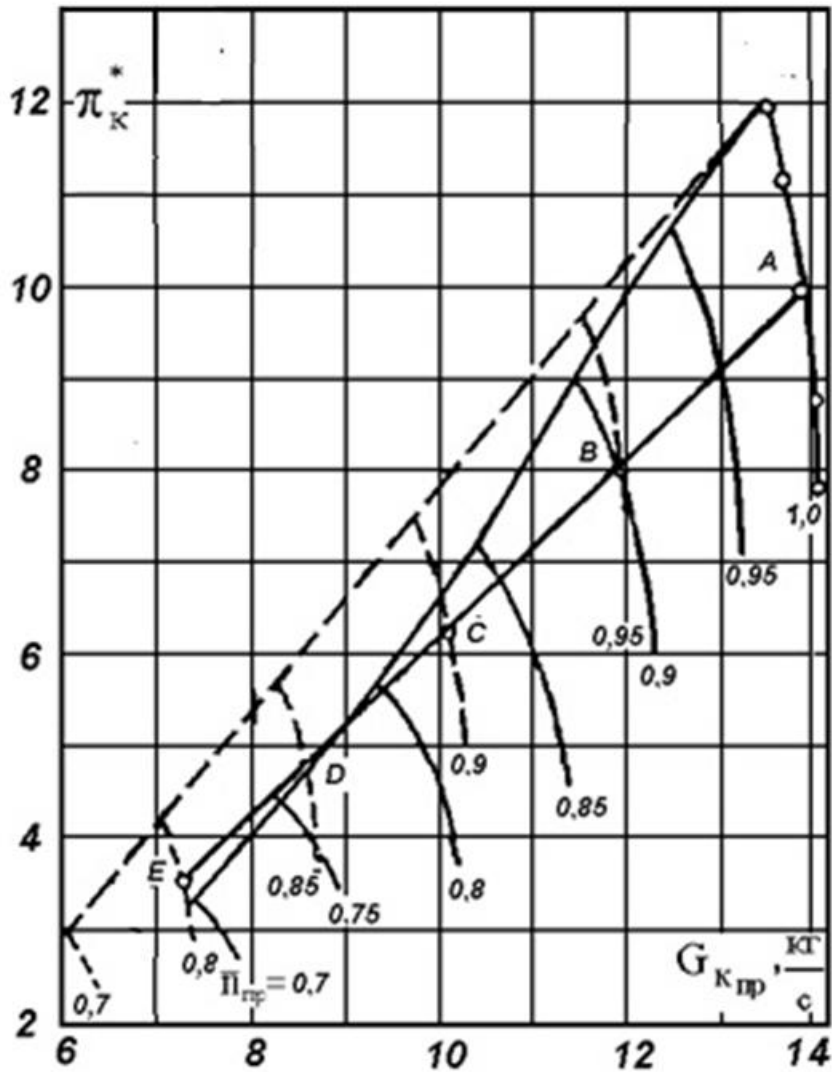


Рис. 6. Частина універсальної характеристики осьового багатоступінчастого компресора з регулюванням ВНА й НА перших ступенів

Характеристика компресора при працюючій системі регулювання повороту ВНА й НА перших ступенів показана штрих-пунктирними лініями. Виявляється, що при цьому відбувається зсув гілок характеристики убік менших значень π_K^* і $G_{K гр}$. Що дуже важливо, убік більших запасів стійкості зміщується й границя помпажу компресора. Також таке регулювання компресора дозволяє за рахунок кращого узгодження параметрів окремих ступенів досягти більш високих значень

адіабатичного ККД компресора при зменшенні частоти обертання на режимах часткових навантажень.

Відзначимо, що для оцінки запасу стійкості компресора по помпажу звичайно використовується поняття коефіцієнта стійкості

$$K_y = \frac{(\pi_k^*/G_{knp})_{cp}}{(\pi_k^*/G_{knp})_p},$$

де індекс "гр" відповідає параметрам компресора на границі помпажу, а індекс "р" – параметрам на лінії робочих режимів, які знаходяться на одній й тій же ізодромі.

Використовується також поняття запасу стійкості по помпажу

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100 \text{ \%}.$$

Менш складним способом збільшення запасу по помпажу компресора в області знижених значень частот обертання є перепуск невеликої кількості повітря в атмосферу з його проточної частини, що робиться частіше за все на режимах запуску ГТД. На рис. 7 зображена частина універсальної характеристики осьового компресора, який має обладнання для перепуску частини повітря в атмосферу.

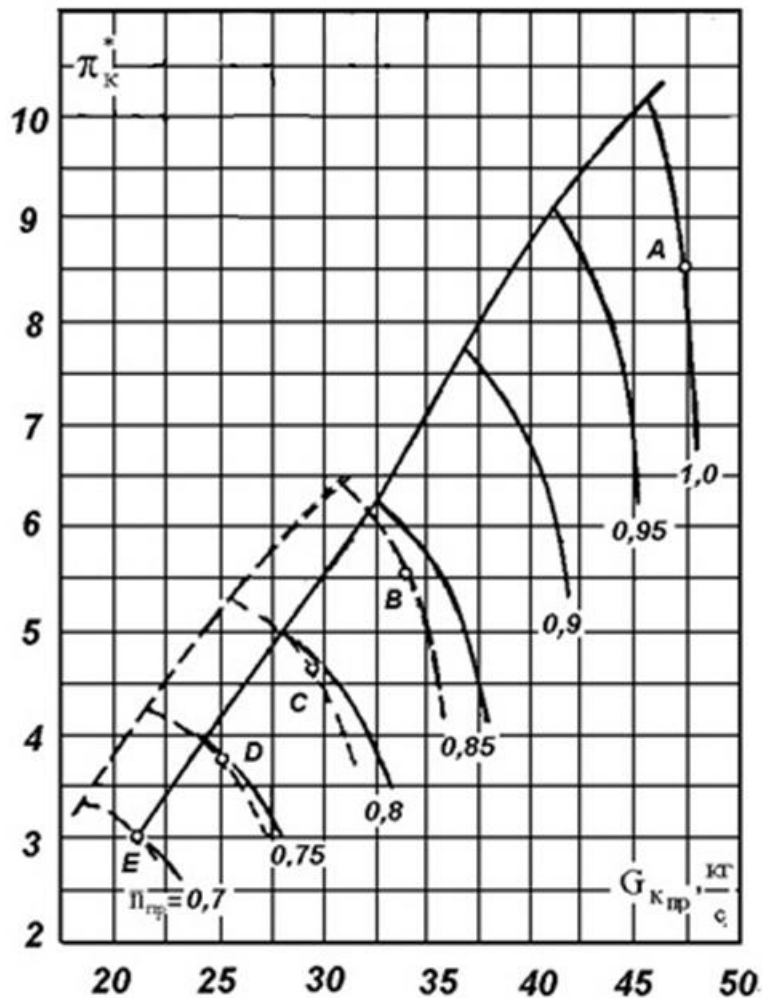


Рис. 7. Частина універсальної характеристики осьового багатоступінчастого компресора з перепуском повітря в атмосферу

У цьому компресорі передбачена можливість перепуску повітря за п'ятим та сьомим ступенем з відносними площами прохідних перерізів пристроїв перепуску $\bar{F}_{\text{пер}_1} = \bar{F}_{\text{пер}_2} = 0,05$. При закритих пристроях перепуску повітря лінія робочих режимів, що проходить через точки ABCDE на характеристиці, вже при частоті обертання $\bar{n}_{\text{кр}} \approx 0,85$ досить близько підходить до границі помпажу, а отже запас стійкості компресора небезпечно зменшується.

На цій же характеристиці штрих-пунктирними лініями показано ізодрами й границю помпажу компресора при відкритому першому

пристрої перепуску повітря за 5-м ступенем при $\bar{n}_{\text{кр}} < 0,86$, другий пристрій перепуску при цьому закритий. Як бачимо, введення перепуску повітря зрушує ізодроми убік менших значень приведеної витрати й змінює її крутість. Границя помпажу при цьому помітно зрушується убік збільшення запасів стійкості компресора. Зазначимо, що перепуск з компресору частини повітря, до якого вже була підведена механічна енергія, призводить до помітного зниження ККД компресора.

2.3. Характеристики осьових турбін ГТД

Потужність турбіни, крутний момент на її валу й термодинамічні параметри газу в проточній частині залежать, у першу чергу, від величин тиску й температури газу на вході в турбіну P_3^* і T_3^* та витрати робочого тіла на вході. При постійному значенні витрати газу на вході в турбіну G_T , а також параметрів P_3^* і T_3^* (з урахуванням незмінності геометрії проточної частини) на роботу турбіни можна впливати тільки зміною навантаження на її валу N_T , або зміною величини тиску за турбіною P_4^* . При цьому буде відбуватися зміна частоти обертання ротора турбіни n_m .

Таким чином, у газової турбіни з незмінною геометрією проточної частини в якості незалежних параметрів приймаються:

T_3^* – повна температура газу на вході в турбіну;

P_3^* – повний тиск газу на вході в турбіну;

G_m – витрата газу на вході в турбіну;

P_4^* – повний тиск газу на виході з турбіни;

n_m – частота обертання ротора турбіни.

Характеристиками турбіни є залежності її різних експлуатаційних показників і параметрів робочого процесу від перерахованих вище незалежних параметрів. Характеристики турбін бувають нормальними й універсальними.

Нормальні характеристики турбіни будуються в абсолютних координатах показників роботи турбіни й незалежних параметрів. Як приклад можна навести так звану зовнішню характеристику турбіни, що представляє залежність її потужності, або крутного моменту на валу від частоти обертання ротора при постійних значеннях витрати газу й наявного теплоперепаду H_a (рис. 8).

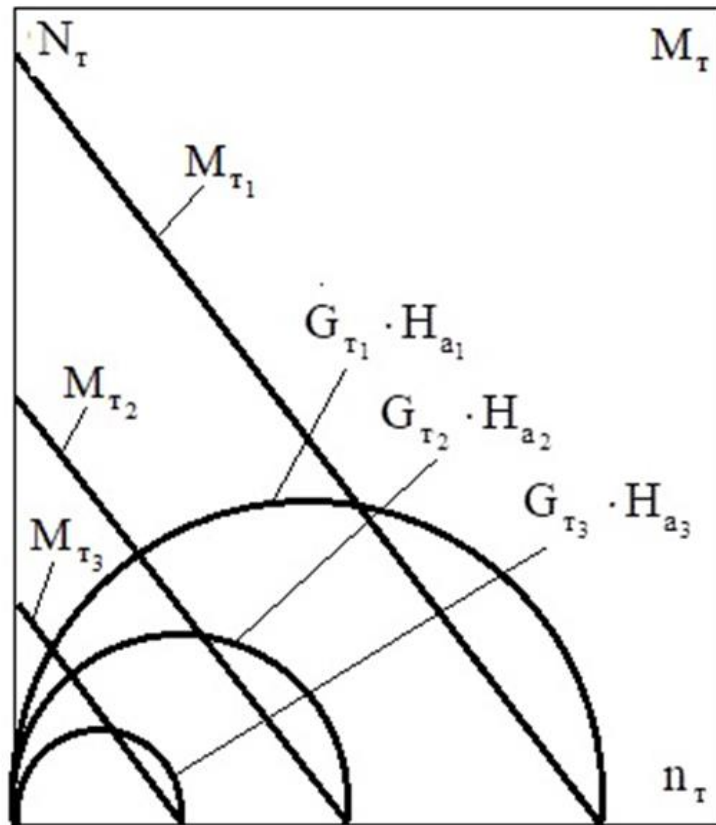


Рис. 8. Нормальна зовнішня характеристика турбіни ГТД [1]

Зовнішні характеристики будуються, як правило, для силової турбіни ГТД. Комбінації витрат газу $G_{T1}, G_{T2} \dots G_{Tz}$ і наявних теплоперепадів $H_{a1}, H_{a2} \dots H_{az}$ не випадкові, а визначаються прийнятим законом регулювання ГТД. Параболічний характер залежності потужності турбіни від частоти обертання її ротора визначається характером зміни колового ККД її ступенів від параметра U/C_1 . Відомо, що коловий ККД ступенів турбіни міняється також за параболічним законом.

У розрахунках змінних режимів роботи ГТД більш зручними є **універсальні характеристики турбін**, які будуються, як правило, у функції наступних параметрів:

$$\bar{G}_T = \frac{G_T \cdot \sqrt{T_3^*}}{P_3^* \cdot m_T \cdot F_3} - \text{безрозмірна витрата газу через турбіну};$$

$$\frac{\Delta T_T}{T_3^*} - \text{відносний температурний перепад на турбіну};$$

$$\frac{n_T}{\sqrt{T_3^*}} - \text{параметр частоти обертання ротора турбіни};$$

$$\pi_m^* = \frac{P_3^*}{P_4^*} - \text{міра зниження тиску турбіни};$$

η_T^* – внутрішній адіабатичний ККД турбіни за повними параметрами.

Відзначимо, що ці величини є параметрами подібності режимів роботи турбін. У загальному вигляді універсальна характеристика турбіни (рис. 9) представляє собою сукупність кривих, що визначають співвідношення між двома параметрами процесу при різних постійних значеннях третього.

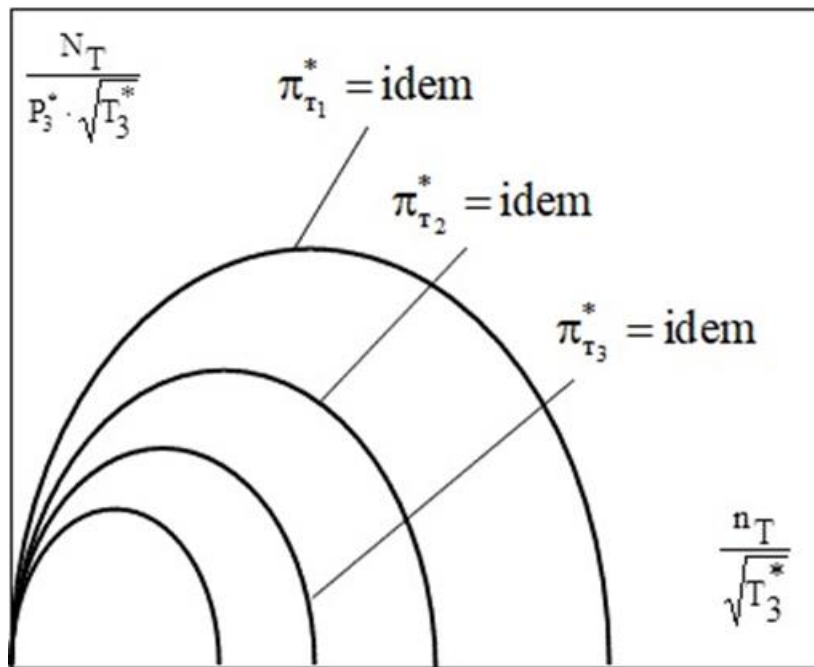


Рис. 9. Універсальна зовнішня характеристика турбіни ГТД [1]

Наприклад, один з розповсюджених видів подання зовнішньої характеристики турбіни показано на рис. 9, що представляє собою залежність комплексного параметра потужності турбіни від параметра частоти обертання її ротору при різних значеннях міри зниження тиску в турбіні.

2.4. Однолінійні характеристики осьових турбін суднових, енергетичних та приводних ГТД

Розглянемо універсальну характеристику турбіни при її роботі в системі ГТА, тобто в системах: турбіна - компресор, турбіна - гребний гвинт, турбіна - електрогенератор.

При незмінній геометрії проточної частини компресора, або при постійному куті установки лопатей гребного гвинта, характеристики навантаження турбіни не змінюються. У цьому випадку можна для одноступінчастої турбіни приблизно вважати, що параметр $n_T/\sqrt{T_3^*}$ однозначно пов'язаний з параметром $\Delta T_T/T_3^*$. При виконанні цієї умови із усього різноманіття кривих на характеристиці турбіни можна виділити одну криву, оскільки співвідношення параметрів турбіни тепер визначаються однозначно. Така характеристика турбіни йменується *однолінійною характеристикою* і є також універсальною.

Доведемо можливість існування однолінійної характеристики турбіни, розмірковуючи в такий спосіб. Як відомо, потужність, споживана, наприклад, гребним гвинтом змінюється приблизно пропорційно кубу частоти обертання ротора; аналогічно працює системи турбіна - компресор ГТД, або турбіна – нагнітач природного газу, а тому формулу зміни потужності, що розвиває турбіна в таких системах, можна записати в такий спосіб

$$N_T = a \cdot n_T^3 . \quad (2.2)$$

Також потужність, що розвиває турбіна, можна представити формулою з детального розрахунку теплової схеми ГТД га режимі повної потужності у вигляді

$$N_T = G_T \cdot c_{P_2} \cdot \Delta T_T \cdot \eta_m .$$

Якщо витрату газу через турбіну ГТД представити через витрату повітря на вході в ГТД, то можна записати

$$N_T = \beta_T \cdot G_K \cdot c_{P_2} \cdot \Delta T_T \cdot \eta_m . \quad (2.3)$$

Відомо, що витрата повітря через компресор у системі ГТД змінюється пропорційно зміні його частоти обертання, а отже можна записати для турбокомпресорного блоку

$$G_K = a \cdot n_K = c \cdot n_T .$$

У цьому випадку рівняння (2.3) можна представити у вигляді

$$N_T = \beta_T \cdot c \cdot n_T \cdot c_{P_2} \cdot \Delta T_T \cdot \eta_m = b \cdot n_T \cdot \Delta T_T . \quad (2.4)$$

Дорівнюємо праві частини рівнянь (2.1) і (2.4) та одержимо

$$a \cdot n_T^3 = b \cdot n_T \cdot \Delta T_T . \quad (2.5)$$

Перепишемо рівняння (2.5) в такий спосіб

$$\frac{n_T^2}{\Delta T_T} = \frac{b}{a} = \text{const}$$

і остаточно маємо

$$\frac{n_m}{\sqrt{\Delta T_m}} = \text{const} . \quad (2.6)$$

Помножимо обидві частини рівняння (2.6) на співвідношення $\sqrt{\frac{\Delta T_m}{T_3^*}}$ та одержимо

$$\frac{n_m}{\sqrt{T_3^*}} = \text{const} \sqrt{\frac{\Delta T_m}{T_3^*}} .$$

Отже доказано, що в системі ГТД параметри подібності $n_T/\sqrt{T_3^*}$ і $\Delta T_T/T_3^*$ пов'язані однозначно і їх залежності на універсальній характеристиці турбіни можна відображати однією лінією.

Практика розрахунків змінних режимів роботи ГТД показала, що у такій системі відхилення узагальнених параметрів турбін від однолінійної залежності в області експлуатаційних режимів не перевищують $\sim 3 \dots 5 \%$. Отримані ж з використанням цих характеристик розрахункові параметри ГТД на режимах часткових навантажень дають гарний збіг з їх експериментальними значеннями в діапазоні навантажень від $\sim 10 \%$ до $\sim 110 \%$ номінальної потужності ГТД.

2.5. Проектувальний термогазодинамічний розрахунок багатоступінчастої газової турбіни ГТД з використанням газодинамічних функцій

Проектувальний термогазодинамічний розрахунок газової турбіни виконується за результатами проектувального теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності, який визначає всі термодинамічні та витратні параметри турбін. Також він використовує результати габаритного розрахунку турбіни, які дозволяють знайти у першому наближенні розміри робочих та соплових лопаток за ступенями. В результаті проведеного розрахунку отримуємо всі дані для конструювання турбіни, а також уточнюємо її потужність та знаходимо дійсне значення адіабатичного ККД.

Початкові дані з детального теплового розрахунку теплової схеми ГТД наступні:

- повна температура газу перед турбіною T_3^* , К;
- повний тиск газу на вході в турбіну P_3^* , Па;
- витрата газу на вході в турбіну G_m , кг/с;
- витрата охолоджуючого повітря G_{oxm} , кг/с;
- повна температура газу на виході з турбіни T_4^* , К;
- повний тиск газу на виході з турбіни P_4^* , Па;

- температурний перепад в турбіні за повними параметрами ΔT_m^* , град;
- міра зниження тиску в турбіні π_m^* ;
- допустима з умов тривалої міцності температура металу лопаток турбіни T_θ , К;

- температура охолоджуючого повітря T_{ox} , К;
- середня питома теплоємність для процесу в турбіні c_{p_e} , Дж/(кг·К);
- показник ізоентропи процесу розширення газу в турбіні k_e ;
- газова стала робочого тіла в турбіні R_e .

Початкові дані, що необхідні з габаритного розрахунку турбіни ГТД (рис. 10):

- кількість ступенів турбіни z_m ;
- частота обертання ротора турбіни n_m , об/хв;
- швидкість газу на виході з турбіни C_{2_m} , м/с;
- середній діаметр на вході в турбіну D_{cp1} , м;
- розрахунковий тип проточної частини турбіни: $D_{cp} = \text{const}$, $D_g = \text{const}$, $D_{зов} = \text{const}$;

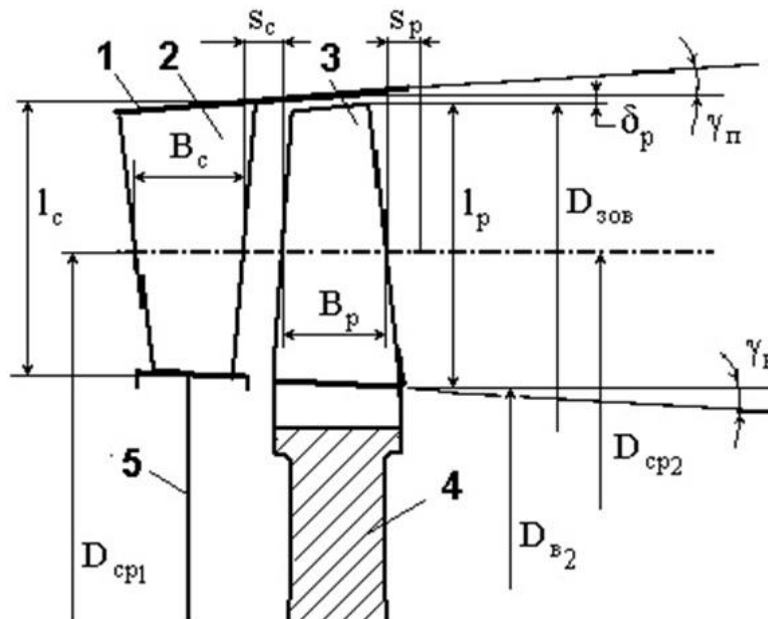


Рис. 10. Проточна частина ступеня газової турбіни: 1 – корпус турбіни; 2 – соплова лопатка; 3 – робоча лопатка; 4 – диск турбіни; 5 – діафрагма

- кут розкриття проточної частини турбіни $\gamma = \gamma_{\Pi} + \gamma_K$, що має кореневу γ_K та периферійну γ_{Π} складові (рис. 10);

- кут виходу потоку із сопловий решітки першого ступеня турбіни в абсолютному русі $\alpha_{1.1}$, град.

Розрахуємо потрібний у подальшому комплекс теплофізичних властивостей газу для процесу в турбіні

$$m_m = \sqrt{\frac{k_c}{R_c} \left(\frac{2}{k_c+1} \right)^{\frac{k_c+1}{k_c-1}}}.$$

Визначимо наявний адіабатичний температурний перепад на турбіну за повними параметрами на виході

$$\Delta T_{m_{a,m}}^* = T_3^* \left[1 - \left(\frac{P_4^*}{P_3^*} \right)^{\frac{k_c-1}{k_c}} \right].$$

Приведена швидкість потоку газу на виході з турбіни

$$\lambda_{C_{2m}} = \frac{C_{2m}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_c}{k_c+1} \cdot R_c \cdot T_4^*}}.$$

Знаходимо значення газодинамічної функції тиску для $\lambda_{C_{2m}}$ у вихідному перерізі турбіни

$$\pi(\lambda_{C_{2m}}) = \frac{P_4}{P_4^*} = \left[1 - \frac{k_c-1}{k_c+1} \cdot (\lambda_{C_{2m}})^2 \right]^{\frac{k_c}{k_c-1}}.$$

Статичний тиск газу на виході з турбіни

$$P_4 = \pi(\lambda_{C_{2m}}) \cdot P_4^*.$$

Визначаємо наявний адіабатичний температурний перепад на турбіну за статичними параметрами на виході

$$\Delta T_{m_a} = T_3^* \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3^*} \right)^{\frac{k_c-1}{k_c}} \right].$$

Розподіл наявного адіабатичного температурного перепаду за ступенями турбіни можна здійснювати за будь-яким законом, використовуючи коефіцієнти розподілу теплоперепаду s_i . Значення цього

коефіцієнту повинно бути у інтервалі $s_i = 0,9 \dots 1,0$. Тоді наявний адіабатичний температурний перепад на i -ту ступінь турбіни знаходимо так

$$\Delta T_{cm_i} = \frac{\Delta T_{ma}}{z_m} \cdot s_i.$$

Слід мати на увазі, що для турбіни повинно виконуватися співвідношення

$$s_1 + s_2 + \dots + s_z = z_m.$$

Для останнього ступеня турбіни слід використовувати формулу

$$\Delta T_{cm_z} = T_{3,z}^* \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{3,z}^*} \right)^{\frac{k_z-1}{k_z}} \right].$$

Розрахунок виконується послідовно за ступенями, тому що значна кількість даних для поточного ступеня одержується за результатами розрахунків попереднього. Бажано в процесі розрахунку турбіни виконувати у зручному масштабі креслення ескізу проточної частини послідовно для кожного ступеня, що дає можливість уникнути помилок, а також забезпечити плавний характер розкриття проточної частини.

Критична швидкість потоку газу в ступені турбіни

$$a_{kp_i} = \sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z+1} \cdot R_z \cdot T_{3,i}^*}, \quad (2.7)$$

де $T_{3,i}^*$ – повна температура газу на вході в i -й ступінь турбіни.

Теоретична швидкість течії потоку газу в ступені, яка еквівалентна його наявному теплоперепаду

$$C_{ad_i} = \sqrt{2 \cdot c_{p_z} \cdot \Delta T_{cm_i}}.$$

Приведена швидкість потоку газу для ступеня, яка еквівалентна його наявному теплоперепаду

$$\lambda_{c_{ad_i}} = \frac{C_{ad_i}}{a_{kp_i}}.$$

Приймаємо у першому наближенні величину віяльності ступеня (для першого ступеня треба орієнтуватись на результати габаритного

розрахунку). Після знаходження висоти робочої лопатки ступеня l_{p_i} цей параметр можна уточнити

$$\vartheta_i = \frac{D_{cp2.i}}{l_{p_i}},$$

де $D_{cp2.i}$ – середній діаметр на виході зі ступеня.

Знаходимо міру реактивності ступеня на середньому діаметрі

$$\rho_i = \rho_{\kappa_i} + \frac{2\vartheta_i - 1}{\vartheta_i^2},$$

де ρ_{κ_i} – міра реактивності ступеня в кореновому перерізі, яка приймається $\rho_{\kappa} = 0,05 \dots 0,15$ (для першого ступеня слід орієнтуватись на результати габаритного розрахунку турбіни).

Швидкісний коефіцієнт φ_i соплової решітки ступеня турбіни приймається $\varphi_i = 0,95 \dots 0,98$ [4] (для першого ступеня приймається за даними габаритного розрахунку турбіни).

Приведена абсолютна швидкість потоку газу C_{1_i} для i -го ступеня турбіни

$$\lambda_{c_{1.i}} = \varphi_i \cdot \lambda_{c_{ad_i}} \sqrt{1 - \rho_i}.$$

Значення абсолютної швидкості потоку газу C_{1_i} для i -го ступеня турбіни

$$C_{1_i} = \lambda_{c_{1.i}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2 + 1} \cdot R_2 \cdot T_{3.i}^*}.$$

Знаходимо значення функції приведеної густини потоку маси за приведеною абсолютною швидкістю $C_{1.i}$ на виході з соплового апарату i -го ступеня турбіни

$$q(\lambda_{c_{1.i}}) = \lambda_{c_{1.i}} \cdot \left[\frac{k_2 + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot \lambda_{c_{1.i}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2 - 1}}.$$

Газодинамічна функція тиску за дійсною приведеною абсолютною швидкістю $C_{1.i}$ для i -го ступеня турбіни

$$\pi(\lambda_{c_{1.i}}) = \left[1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot (\lambda_{c_{1.i}})^2 \right]^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}.$$

Газодинамічна функція тиску за теоретичною приведеною абсолютною швидкістю $C_{1,i}$ для i -го ступеня турбіни

$$\pi\left(\frac{\lambda_{C_{1,i}}}{\varphi_i}\right) = \left[1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \cdot \left(\frac{\lambda_{C_{1,i}}}{\varphi_i}\right)^2\right]^{\frac{k_2}{k_2-1}}.$$

Оцінюємо в першому наближенні основні геометричні параметри поточного ступеня, орієнтуючись на результати габаритного розрахунку, а також результати розрахунку попереднього ступеня.

Для першого ступеня висоти соплової $l_{c_1}^l$ та робочої $l_{p_1}^l$ лопаток, що замірюються по вихіднім кромкам профілів, приймаємо за результатами габаритного розрахунку турбіни. Осьову ширину соплових B_{c_1} та робочих B_{p_1} лопаток розраховуємо за формулами

$$B_{c_i} = l_{c_{1,i}}^l \cdot (0,06934 + 0,02633 \cdot \vartheta_i + 0,00186 \cdot \vartheta_i^2 - 0,00003 \cdot \vartheta_i^3); \quad (2.8)$$

$$B_{p_i} = l_{p_1}^l \cdot (0,08722 + 0,02096 \cdot \vartheta_i + 0,00077 \cdot \vartheta_i^2 - 0,00001 \cdot \vartheta_i^3). \quad (2.9)$$

Осьові зазори s_{c_1} та s_{p_1} приймаємо в такий спосіб

$$\left. \begin{aligned} s_{c_i} &= 0,010 \dots 0,025 \text{ м;} \\ s_{p_i} &= 0,005 \dots 0,020 \text{ м.} \end{aligned} \right\}. \quad (2.10)$$

Радіальний зазор робочої лопатки δ_{p_1} з урахуванням відносного радіального зазору у ступені $\bar{\delta}_{p_i}$ ($\bar{\delta}_{p_i} = 0,005 \dots 0,012$) розраховуємо за формулою

$$\delta_{p_i} = l_{p_i} \cdot \bar{\delta}_{p_i}. \quad (2.11)$$

Середній діаметр першого ступеня за сопловою решіткою лопаток в залежності від типу проточної частини (ПЧ) турбіни

$$D_{cp_{1.1}} = D_{cp_1} \quad (\text{для ПЧ типу } D_{cp} = \text{const});$$

$$D_{cp_{1.1}} = D_{cp_1} + 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot B_{c_1} \quad (\text{для ПЧ типу } D_g = \text{const});$$

$$D_{cp_{1.1}} = D_{cp_1} - 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot B_{c_1} = \quad (\text{для ПЧ типу } D_{zob} = \text{const}).$$

Середній діаметр першого ступеня за робочою решіткою лопаток в залежності від типу ПЧ турбіни:

$$D_{cp2.1} = D_{cp1.1} \quad (\text{для ПЧ типу } D_{cp} = \text{const});$$

$$D_{cp2.1} = D_{cp1.1} + 2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_1} + B_{p_1}) \quad (\text{для ПЧ типу } D_{\varepsilon} = \text{const});$$

$$D_{cp2.1} = D_{cp1.1} - 2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_1} + B_{p_1}) \quad (\text{для ПЧ типу } D_{\text{зов}} = \text{const}).$$

Для i -го ступеня турбіни розраховуємо його початкову геометричну модель, приймаючи у першому наближенні $B_{c_i} = B_{c_{(i-1)}}$ та $B_{p_i} = B_{p_{(i-1)}}$.

Знаходимо висоту соплової решітки i -го ступеня по вихідній кромці у першому наближенні

$$l_{c_i}^I = l_{p_{(i-1)}} + \delta_{p_{(i-1)}} + \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{p_{(i-1)}} + 1,08 \cdot B_{c_{(i-1)}}).$$

Осьові зазори s_{c_i} та s_{p_i} приймаємо у відповідності з формулою (2.10).

Середній діаметр i -го ступеня за сопловою решіткою лопаток в залежності від типу ПЧ турбіни

$$D_{cp1.i} = D_{cp2.(i-1)} \quad (\text{для ПЧ типу } D_{cp} = \text{const});$$

$$D_{cp1.i} = D_{cp2.(i-1)} + 2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot B_{c_i} \quad (\text{для ПЧ типу } D_{\varepsilon} = \text{const});$$

$$D_{cp1.i} = D_{cp2.(i-1)} - 2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot B_{c_i} = \quad (\text{для ПЧ типу } D_{\text{зов}} = \text{const}).$$

Знаходимо середній діаметр i -го ступеня за робочою решіткою лопаток в залежності від типу ПЧ турбіни

$$D_{cp2.i} = D_{cp1.i} \quad (\text{для ПЧ типу } D_{cp} = \text{const});$$

$$D_{cp2.i} = D_{cp1.i} + 2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_i} + B_{p_i}) \quad (\text{для ПЧ типу } D_{\varepsilon} = \text{const});$$

$$D_{cp2.i} = D_{cp1.i} - 2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_i} + B_{p_i}) \quad (\text{для ПЧ типу } D_{\text{зов}} = \text{const}).$$

Дійсну висоту соплової лопатки i -го ступеня після другого наближення знаходимо за формулою

$$l_{c1.i} = l_{p_{(i-1)}} + \delta_{p_{(i-1)}} + \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_i} + B_{c_i}).$$

Розраховуємо висоту робочої $l_{p_1}^I$ лопатки i -го ступеня у першому наближенні

$$l_{p_i}^I = l_{c1.i}^I + \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_i} + 1,08 \cdot B_{c_{(i-1)}})$$

та радіальний зазор робочої лопатки δ_{p_i} за формулою (2.11).

Зазначимо, що дійсна висота робочої лопатки в ступені після другого наближення знаходиться за формулою

$$l_{p_i} = l_{c_i} + \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_i} + B_{p_i}) - \delta_{p_i}.$$

Осьовий габарит i -го ступеня турбіни знаходимо таким чином

$$L_{cm_i} = B_{c_i} + s_{c_i} + B_{p_i} + s_{p_i}.$$

Кут виходу потоку робочого тіла з соплової решітки лопаток i -го ступеня в абсолютному русі

$$\alpha_{1.i} = \arcsin \frac{G_{cm_i} \cdot \sqrt{T_{3.i}^*}}{\pi \cdot m_m \cdot P_{3.i}^* \cdot D_{cp_i} \cdot l_{c_i} \cdot q(\lambda_{c_{1.i}}) \cdot \frac{\pi \left(\frac{\lambda_{c_{1.i}}}{\varphi_i} \right)}{\pi(\lambda_{c_{1.i}})}}, \quad (2.12)$$

де $\pi = 3,1416$.

Колова швидкість потоку робочого тіла на середньому діаметрі i -го ступеня за сопловою решіткою

$$U_{1.i} = \frac{\pi \cdot n_m \cdot D_{cp_{1.i}}}{60}.$$

Приведена колова швидкість потоку робочого тіла $U_{1.i}$ на середньому діаметрі i -го ступеня за сопловою решіткою

$$\lambda_{u_{1.i}} = \frac{U_{1.i}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot R_2 \cdot T_{3.i}^*}}.$$

Кут входу потоку робочого тіла на робочі лопатки i -го ступеня

$$\beta_{1.i} = \arctg \frac{\sin \alpha_{1.i}}{\cos \alpha_{1.i} - \frac{\lambda_{u_{1.i}}}{\lambda_{c_{1.i}}}}.$$

Для i -го ступеня турбіни знайдемо відношення температури гальмування в відносному русі на вході в робочу решітку лопаток до температури гальмування на вході в ступінь

$$\tau_{1.iW} = \frac{T_{3W_i}^*}{T_{3.i}^*} = 1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \lambda_{c_{1.1}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin^2 \alpha_{1.i}}{\sin^2 \beta_{1.i}} \right).$$

Температура гальмування в відносному русі на вході в робочу решітку лопаток для i -го ступеня турбіни

$$T_{3W_i}^* = \tau_{1.iW} \cdot T_{3.i}^*.$$

Приведена відносна швидкість потоку газу W_{1_i} для i -го ступеня турбіни

$$\lambda_{w_{1.i}} = \frac{\lambda_{c_{1.i}}}{\sqrt{\tau_{1.i} W}} \cdot \frac{\sin \alpha_{1.i}}{\sin \beta_{1.i}}.$$

Відносна швидкість потоку газу W_{1_i} для i -го ступеня турбіни

$$W_{1.i} = \lambda_{w_{1.i}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_c}{k_c + 1} \cdot R_c \cdot T_{3W_i}^*}.$$

Колова швидкість потоку робочого тіла на середньому діаметрі i -го ступеня за робочою решіткою

$$U_{2.i} = \frac{\pi \cdot n_m \cdot D_{cp_{2.i}}}{60}.$$

Швидкісний коефіцієнт ψ_i робочої решітки ступеня турбіни приймається $\psi_i = 0,94 \dots 0,97$ [4].

Знаходимо відносну швидкість потоку газу на виході з робочої решітки i -го ступеня турбіни

$$W_{2_i} = \psi_i \cdot \sqrt{2 \cdot \left(\rho_i \cdot c_{p_c} \cdot \Delta T_{cm_i} + \frac{W_{1.i}^2}{2} - \frac{U_{1.i}^2 - U_{2.i}^2}{2} \right)}.$$

Приведена відносна швидкість потоку газу на виході з робочої решітки W_{2_i} i -го ступеня турбіни

$$\lambda_{w_{2.i}} = \frac{W_{2_i}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_c}{k_c + 1} \cdot R_c \cdot T_{3W_i}^*}}.$$

Газодинамічна функція тиску за приведеною відносною швидкістю потоку газу W_{1_i} для i -го ступеня турбіни

$$\pi(\lambda_{w_{1.i}}) = \left[1 - \frac{k_c - 1}{k_c + 1} \cdot (\lambda_{w_{1.i}})^2 \right]^{\frac{k_c}{k_c - 1}}.$$

Газодинамічна функція тиску за приведеною відносною швидкістю потоку газу W_{2_i} на виході з робочої решітки лопаток i -го ступеня турбіни

$$\pi(\lambda_{w_{2.i}}) = \left[1 - \frac{k_c - 1}{k_c + 1} \cdot (\lambda_{w_{2.i}})^2 \right]^{\frac{k_c}{k_c - 1}}.$$

Газодинамічна функція тиску за теоретичною приведеною відносною швидкістю потоку газу W_{2_i} на виході з робочої решітки лопаток i -го ступеня турбіни

$$\pi\left(\frac{\lambda_{w_{2,i}}}{\psi_i}\right) = \left[1 - \frac{k_c-1}{k_c+1} \cdot \left(\frac{\lambda_{w_{2,i}}}{\psi_i}\right)^2\right]^{\frac{k_c}{k_c-1}}.$$

Знаходимо значення функції приведенної густини потоку маси заведеною відносною швидкістю потоку газу $W_{2,i}$ на виході з робочої решітки лопаток i -го ступеня турбіни

$$q(\lambda_{w_{2,i}}) = \lambda_{w_{2,i}} \cdot \left[\frac{k_c+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_c-1}{k_c+1} \cdot \lambda_{w_{2,i}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_c-1}}.$$

Слід розрахувати витрату повітря для охолодження соплової решітки лопаток i -го ступеня, якщо це необхідно. Маємо на увазі, що соплові лопатки i -го ступеня турбіни повинні охолоджуватися, якщо $T_{3,i}^* > T_d$. Приймаємо еталонне значення коефіцієнта витрати охолоджуючого повітря для соплової решітки $g_{e_{c,i}} = 0,020 \dots 0,024$, $a = 1,3 \dots 1,4$; $k_t = 1,05 \dots 1,10$ та знаходимо величину витрати охолоджуючого повітря

$$G_{ox_{c,i}} = G_m \cdot a \cdot k_t \cdot g_{e_{c,i}} \cdot \frac{(T_{3,i}^* - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3,i}^*}{T_{ox}}\right)^{0,25}.$$

Аналогічно знаходимо необхідну витрату повітря для охолодження решітки робочих лопаток i -го ступеня при умові, якщо $T_{3W_i}^* > T_d$. Значення коефіцієнта витрати охолоджуючого повітря для решітки робочих лопаток слід приймати $g_{e_{p,i}} = 0,019 \dots 0,022$, а значення коефіцієнтів k_t та a - такими ж, як і для соплової решітки

$$G_{ox_{p,i}} = G_m \cdot a \cdot k_t \cdot g_{e_{p,i}} \cdot \frac{(T_{3W_i}^* - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3W_i}^*}{T_{ox}}\right)^{0,25}.$$

Бажано, щоб сумарна витрата охолоджуючого повітря на всі ступені турбіни складала приблизно $\pm 5\%$ витрати охолоджуючого повітря G_{ox_m} , яка була одержана на етапі проєктувального розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності.

Витрата робочого тіла через i -ту ступінь турбіни з урахуванням скидання охолоджуючого повітря в проточну частину $(i-1)$ -го ступеня

$$G_{cm_i} = G_{cm_{(i-1)}} + G_{ox_{c,(i-1)}} + G_{ox_{p,(i-1)}}.$$

Якщо $(i-1)$ ступінь турбіни не охолоджується чи охолоджується частково, то слід приймати відповідно $G_{ox_{c,(i-1)}} = 0$ та $G_{ox_{p,(i-1)}} = 0$.

Тиск загальмованого потоку газу перед робочою решіткою лопаток i -го ступеня

$$P_{3W_i}^* = P_{3,i}^* \cdot \frac{\pi \left(\frac{\lambda_{c1,i}}{\varphi_i} \right)}{\pi (\lambda_{w1,i})}.$$

Кут виходу потоку робочого тіла з робочої решітки лопаток i -го ступеня в відносному русі

$$\beta_{2,i} = \arcsin \frac{[G_{cm_i} \cdot (1 - \delta_{p_i}) + G_{ox_{c,i}}] \cdot \sqrt{T_{3W_i}^*}}{\pi \cdot m_m \cdot P_{3W_i}^* \cdot D_{cp2,i} \cdot l_{p_i} \cdot q(\lambda_{w2,i}) \cdot \frac{\pi \left(\frac{\lambda_{w2,i}}{\psi_i} \right)}{\pi (\lambda_{w2,i})}}.$$

Колова швидкість потоку робочого тіла на середньому діаметрі i -го ступеня за робочою решіткою

$$U_{2,i} = \frac{\pi \cdot n_m \cdot D_{cp2,i}}{60}.$$

Приведена колова швидкість потоку робочого тіла $U_{2,i}$ на середньому діаметрі i -го ступеня за робочою решіткою

$$\lambda_{u2,i} = \frac{U_{2,i}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2+1} \cdot R_2 \cdot T_{3W_i}^*}}.$$

Кут виходу потоку робочого тіла з робочої решітки лопаток i -го ступеня в абсолютному русі

$$\alpha_{2,i} = \arctg \frac{\sin \beta_{2,i}}{\cos \beta_{2,i} - \frac{\lambda_{u2,i}}{\lambda_{w2,i}}}.$$

Для i -го ступеня турбіни знайдемо відношення температури гальмування потоку робочого тіла в абсолютному русі на виході з робочої решітки лопаток до температури гальмування в відносному русі перед робочою решіткою

$$\tau_{2.iW} = \frac{T_{4n.i}^*}{T_{3W_i}^*} = 1 - \frac{k_c - 1}{k_c + 1} \lambda_{W_{2.i}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin^2 \beta_{2.i}}{\sin^2 \alpha_{2.i}}\right).$$

Абсолютна швидкість потоку робочого тіла C_{2i} на виході з робочої решітки лопаток для i -го ступеня турбіни

$$C_{2.i} = W_{2.i} \cdot \frac{\sin \beta_{2.i}}{\sin \alpha_{2.i}}.$$

Після одержання повної інформації з кінематики потоку робочого тіла в ступені турбіни слід побудувати в необхідному масштабі трикутники швидкостей для цього ступеня (рис. 11).

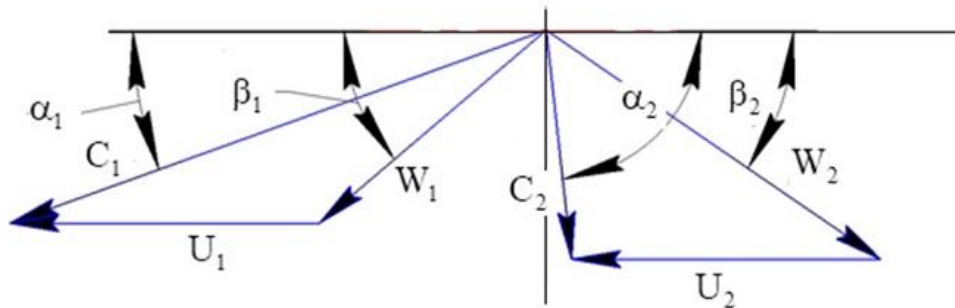


Рис. 11. Типові трикутники швидкостей ступеня турбіни

Далі необхідно знайти кут установки соплових лопаток у кожній решітці турбіни в залежності від кута повороту потоку (рис. 12)

$$\alpha_{yi} = f(\alpha_{0i} - \alpha_{1i}),$$

де для першого ступеня ТВТ приймаємо $\alpha_{01} = 90^\circ$, а для всіх подальших ступенів

$$\alpha_{yi} = f(\alpha_{2(i-1)} - \alpha_{1i}).$$

Приймаємо величину відносного кроку $\bar{t}_c = 0,75 \dots 0,90$ соплових лопаток у решітці за рекомендаціями [4], маючи на увазі що

$$\bar{t}_{c_i} = \frac{t_{c_i}}{b_{c_i}}.$$

Знаходимо число соплових лопаток у решітці

$$z_{c_i} = \text{ціле} \left(\frac{\pi \cdot D_{c1}}{\bar{t}_c \cdot b_c} \right).$$

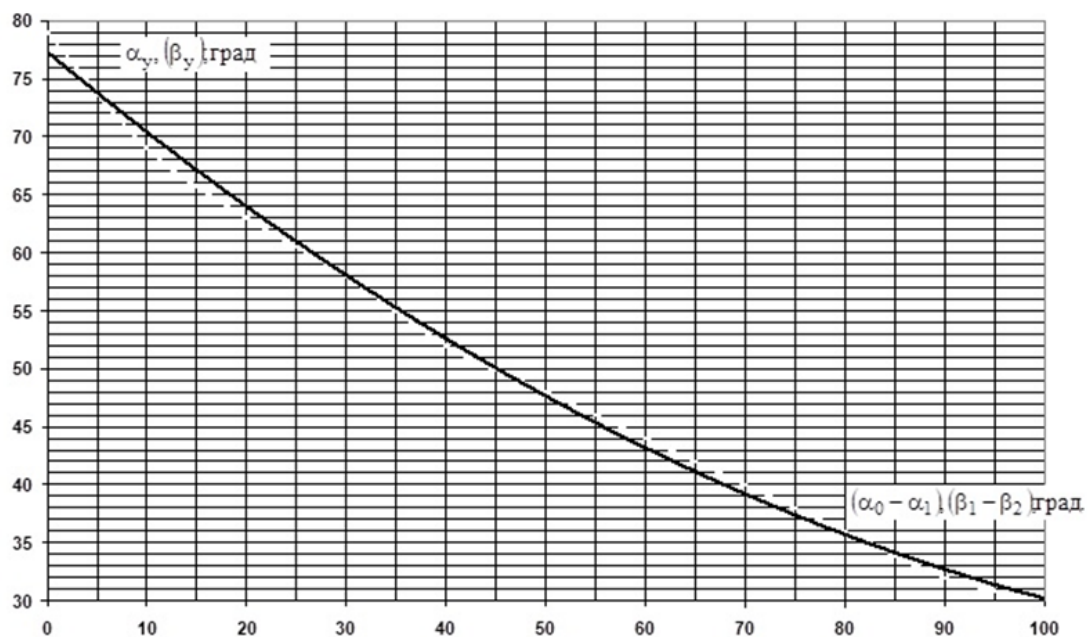


Рис. 12. Залежність кута установки профілю в решітці соплових чи робочих лопаток від кута повороту потоку [4]

Розраховуємо дійсне значення кроку соплових лопаток у решітці, м

$$t_{c_i} = \frac{\pi \cdot D_{c1,i}}{z_{c_i}}.$$

Розраховуємо величину хорди профілю соплової лопатки в решітці

$$b_{c_i} = \frac{B_{c_i}}{\sin \alpha_{y_i}}.$$

Знаходимо кут установки робочих лопаток у кожній решітці турбіни в залежності від кута повороту потоку (рис. 12)

$$\beta_{y_i} = f(\beta_{1_i} - \beta_{2_i}).$$

Хорда профілю робочої лопатки у решітці i -го ступеня турбіни

$$b_{p_i} = \frac{B_{p_i}}{\sin \beta_{y_i}}.$$

За рекомендаціями [4] відносний крок робочих лопаток у решітці

$$\bar{t}_{p_i} = \frac{t_{p_i}}{b_{p_i}} = 0,4 \cdot \rho_i + 0,6.$$

Знаходимо число робочих лопаток у решітці i -го ступеня турбіни

$$z_{p_i} = \text{ціле} \left(\frac{\pi \cdot D_{c_{2,i}}}{\bar{t}_{p_i} \cdot b_{p_i}} \right).$$

Дійсне значення кроку робочих лопаток у решітці i -го ступеня турбіни

$$t_{p_i} = \frac{\pi \cdot D_{c_{2,i}}}{z_{p_i}}.$$

Знаходимо приведену швидкість потоку робочого тіла $C_{2,i}$ на середньому діаметрі i -го ступеня за робочою решіткою

$$\lambda_{C_{2,i}} = \frac{C_{2,i}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2+1} \cdot R_2 \cdot \tau_{2,iW} \cdot T_{3W_i}^*}}.$$

Обчислюємо газодинамічну функцію тиску за абсолютною швидкістю газового потоку на виході з i -го ступеня

$$\pi(\lambda_{C_{2,i}}) = \left(1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \lambda_{C_{2,i}}^2 \right)^{\frac{k_2}{k_2-1}}.$$

Як відомо [4], колова робота i -го ступеня турбіни дорівнює

$$L_{u,i} = U_{1,i} \cdot C_{1,i} \cdot \cos \alpha_{1,i} + U_{2,i} \cdot C_{2,i} \cdot \cos \alpha_{2,i}. \quad (2.13)$$

Помножимо та розділимо праву частину рівняння (2.13) на квадрат критичної швидкості на вході в ступінь (формула (2.7)), як запропоновано у роботі [5]

$$L_{u,i} = \left(\frac{U_{1,i}}{a_{kp_i}} \cdot \frac{C_{1,i}}{a_{kp_i}} \cdot \cos \alpha_{1,i} + \frac{U_{2,i}}{a_{kp_i}} \cdot \frac{C_{2,i}}{a_{kp_i}} \cdot \cos \alpha_{2,i} \right) \cdot a_{kp_i}^2, \quad (2.14)$$

а потім, помножимо другий член правої частини (2.14) на праву частину рівняння (2.15)

$$\frac{T_{4n,i}^*}{T_{3,i}^*} = \tau_{1,iW} \cdot \tau_{2,iW}. \quad (2.15)$$

Одержимо остаточну формулу для визначення колової роботи i -го ступеня турбіни

$$L_{u,i} = \left(\lambda_{u_{1,i}} \cdot \lambda_{c_{1,i}} \cdot \cos \alpha_{1,i} + \lambda_{u_{2,i}} \cdot \lambda_{C_{2,i}} \cdot \cos \alpha_{2,i} \cdot \tau_{1,iW} \cdot \tau_{2,iW} \right) \cdot a_{kp_i}^2.$$

Знаходимо коловий ККД i -го ступеня турбіни

$$\eta_{u_i} = \frac{2 \cdot L_{u,i}}{\lambda_{c_{ad_i}}^2 \cdot a_{kp_i}^2}.$$

Оцінімо коефіцієнт втрат енергії на тертя диска об робоче тіло у i -му ступені турбіни [5]

$$\xi_{mp_i} = 6 \cdot 10^{-4} \frac{D_{cp2,i}}{l_{2,i} \sin \alpha_{1,i}} \left(\frac{\lambda_{u1,i}}{\lambda_{C_{ad,i}}} \right)^3.$$

Коефіцієнт втрати енергії на витік робочого тіла через радіальний зазор у i -му ступені турбіни [5]

$$\xi_{ym_i} = 2 \cdot \bar{\delta}_i \cdot \eta_{u_i}.$$

Розраховуємо внутрішній ККД i -го ступеня турбіни

$$\eta_{i_i} = \eta_{u_i} - (\xi_{mp_i} + \xi_{ym_i}).$$

Внутрішня робота i -го ступеня турбіни

$$L_{i_i} = \eta_{i_i} \cdot \frac{\lambda_{C_{ad,i}}^2 \cdot a_{kp,i}^2}{2}.$$

Потужність i -го ступеня турбіни

$$N_{cm_i} = L_{i_i} \cdot \eta_m \cdot (G_{cm_i} + G_{ox_{c,i}}).$$

Відношення температури робочого тіла на виході із i -го ступеня турбіни з урахуванням камерних втрат енергії до температури на вході в ступінь [5]

$$\tau_{cm_i} = \frac{T_{4_i}^*}{T_{3_i}^*} = \tau_{1W_i} \tau_{2W_i} + (\xi_{mp_i} + \xi_{ym_i}) \cdot \frac{k_c - 1}{k_c + 1} \lambda_{C_{ad,i}}^2. \quad (2.16)$$

З використанням формули (2.16) можна розрахувати повну температуру потоку робочого тіла на виході із i -го ступеня турбіни, яку слід використовувати в якості розрахункової температури на вході в $(i+1)$ -й ступінь турбіни

$$T_{4_i}^* = \tau_{cm_i} \cdot T_{3_i}^*.$$

Знаходимо міру зниження тиску в ступені турбіни за повними параметрами на вході і виході [5]

$$\pi_{cm_i} = \frac{P_{3_i}^*}{P_{4_i}^*} = \frac{\pi(\lambda_{W_{1,i}}) \cdot \pi(\lambda_{C_{2,i}})}{\pi\left(\frac{\lambda_{C_{1,i}}}{\phi}\right) \cdot \pi\left(\frac{\lambda_{W_{2,i}}}{\psi_i}\right)}.$$

Повний тиск потоку робочого тіла на виході із i -го ступеня турбіни, який слід використовувати в якості розрахункового тиску на вході в $(i+1)$ -й ступінь турбіни

$$P_{4_i}^* = \frac{P_{3_i}^*}{\pi_{cm_i}}.$$

Міра зниження тиску в турбіні

$$\pi_m^* = \pi_{cm_1} \cdot \pi_{cm_2} \cdot \dots \cdot \pi_{cm_z}.$$

Параметр відношення дійсного температурного перепаду на турбіну до повної температури на вході

$$\left(\frac{\Delta T_m}{T}\right)_m = 1 - \tau_{cm_1} \cdot \tau_{cm_2} \cdot \dots \cdot \tau_{cm_z}.$$

Параметр відносної витрати газу через турбіну

$$\bar{G}_m = \frac{G_m \sqrt{T_3^*}}{F_{3_m} \cdot m_m \cdot P_3^*},$$

де $F_{3_m} = \pi \cdot D_{cp_1} \cdot l_{c_1} \cdot \sin \alpha_{1.1}$ – площа на виході з першого соплового апарату турбіни.

Комплексний параметр турбіни

$$K_m = \bar{G}_m \cdot \pi_m^* \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_m}.$$

Потужність турбіни

$$N_m = \sum_{i=1}^{z_m} N_{cm_i}.$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{i_m} = \frac{\sum_{i=1}^{z_m} L_{cm_i}}{c_{p_e} \cdot \Delta T_{m_a}}.$$

ККД турбіни за параметрами загальмованого потоку

$$\eta_m^* = \frac{\sum_{i=1}^{z_m} L_{cm_i}}{c_{p_e} \cdot \Delta T_{m_a,m}^*}.$$

У додатку (табл. 1Д) наведено практичний приклад проєктувального термогазодинамічного розрахунку двоступінчастої ТВТ морського ГТД з однокаскадним компресором та вільною пропульсивною турбіною.

На рис. 13 показано ескіз проточної частини спроектованої

двоступінчастої турбіни, що має охолоджувані робочі та соплові лопатки в обох ступенях.

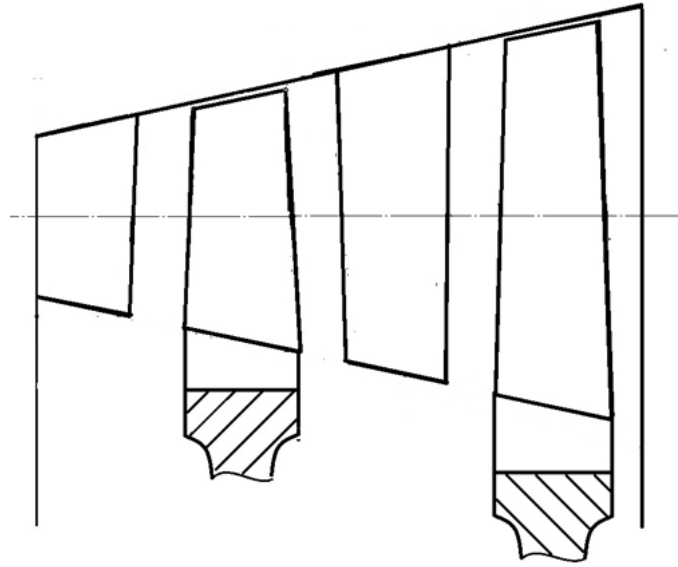


Рис. 13. Ескіз проточної частини двоступінчастої ТВТ з охолоджуваними ступенями

2.6. Термогазодинамічні розрахунки універсальних однолінійних характеристик турбін ГТД з різними законами навантаження

Математична модель процесів в турбіні, яка використовується в термогазодинамічних розрахунках характеристик турбін, базується на рівняннях енергії й суцільності. Початковими даними для розрахунку характеристик є результати проектувального розрахунку турбін ГТД на режимі номінальної потужності. При записі формул використовується апарат газодинамічних функцій. В якості контрольних перерізів прийнято вихідні перерізи соплових решіток і робочого колеса кожного ступеня турбіни.

Основні допущення математичної моделі наступні.

1. Приймаються постійними и рівними значенням номінального режиму роботи ГТД кути виходу потоку газу α_1 для соплових решіток лопаток всіх перших ступенів турбіни.

2. При навантаженні турбіни за законом гребного гвинта, приймаючи до уваги приблизно постійне співвідношення параметрів подібності $n_T/\sqrt{T_3^*}$ і $\Delta T_T/T_3^*$ за режимами, допускаємо приблизну подібність трикутників швидкості в ступенях. Тому приймаються постійними і рівними значенням номінального режиму роботи турбіни також кути виходу потоку газу β_2 для робочих решіток лопаток за ступенями турбіни.

3. Швидкісний коефіцієнт φ соплової решітки першого ступеня турбіни залишається незмінним у всьому діапазоні режимів, що розраховуються.

4. Приймаємо постійними і відповідними номінальному режиму теплофізичні властивості робочого тіла в турбіні: питому теплоємність процесу c_{p_T} , показник ізоентропи k_T та газову сталу R_2 .

5. Приймається постійним і рівним значенню номінального режиму роботи ГТД повний тиск газу на виході з турбіни P_4^* .

Розрахунок виконується для ряду значень параметра π_T^* – міри зниження тиску турбіни, числове значення якого приймається в певному інтервалі, з більшим чи меншим значення $\pi_{m_n}^*$ порівняно з номінальним режимом роботи ГТД.

Ітераційний алгоритм розрахунку кожного режиму турбіни, що задається значенням параметру π_T^* , передбачає одержання на виході з останнього ступеня початкового значення цього параметра з певною похибкою (не більше $\pm 0,05\%$). Це досягається за допомогою двох незалежних параметрів: а) приведеної абсолютної швидкості C_1 (відносного коефіцієнту швидкості) для першого ступеня турбіни

$$\lambda_{c_1} = \frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2+1} \cdot R_2 \cdot T_3^*}}, \quad (2.17)$$

яка приймається більше або менше його значення на номінальному режимі роботи ГТД, а також б) витрати газу на вході в турбіну G_2 , яка приймається менше його значення на номінальному режимі.

Будемо розглядати випадок розрахунку характеристик багатоступінчастої турбіни, **навантаженої на гребний гвинт, компресор, електрогенератор.**

Знаходимо значення функції приведеної густини потоку маси за приведеною абсолютною швидкістю C_1 (формула (2.17)) на виході з соплового апарату першого ступеня

$$q(\lambda_{C_1}) = \lambda_{C_1} \cdot \left[\frac{k_2 + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot \lambda_{C_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2 - 1}}$$

та газодинамічні функції тиску у двох випадках:

- за дійсною швидкістю

$$\pi(\lambda_{C_1}) = \left[1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot (\lambda_{C_1})^2 \right]^{\frac{k_2}{k_2 - 1}};$$

- за теоретичною приведеною швидкістю

$$\pi\left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi}\right) = \left[1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot \left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi}\right)^2 \right]^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}.$$

Повна температура газового потоку перед турбіною на режимі знаходиться з виразу, який можна отримати розглядаючи рівняння суцільності, записане для вихідного перерізу соплового апарату першого ступеня турбіни

$$T_3^* = \left[\frac{F_3 \cdot m_m \cdot \pi_m^* \cdot P_4^* \cdot q(\lambda_{C_1}) \cdot \pi\left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi}\right)}{G_m \cdot \pi(\lambda_{C_1})} \right]^2,$$

де $F_3 = 3,1416 \cdot D_c \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$ – кільцева площа вхідного перерізу першого ступеня турбіни; D_c – середній діаметр на вході в турбіну; l_1 – висота соплової лопатки першого ступеня турбіни на виході з сопла; $\alpha_{1.1}$ – кут виходу потоку газу із соплової решітки першого ступеня.

Задаємось значенням приведеної колової швидкості U_1 для першого ступеня на режимі, приймаючи його значення у першому наближенні менше номінального

$$\lambda_{u_1} < \lambda_{u_{1H}}. \quad (2.18)$$

У формулі (2.18) значення приведеної колової швидкості на номінальному режимі

$$\lambda_{u_{1H}} = \frac{U_{1H}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z+1} \cdot R_z \cdot T_{3H}^*}}. \quad (2.19)$$

В наступних наближеннях значення цього параметра уточнюється у відповідності з законом навантаження турбіни.

Абсолютна швидкість виходу газу з соплової решітки на режимі

$$C_1 = \lambda_{C_1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z+1} \cdot R_z \cdot T_3^*}.$$

Відповідно до прийнятих нами допущень, будемо враховувати зниження величини швидкісного коефіцієнту соплових решіток лопаток φ_i внаслідок зміни величини кута $\alpha_{2(i-1)}$ ступеня, що перед ним, починаючи з другого ступеня турбіни.

Для цього знаходимо величину зміни відносного кута атаки газового потоку на профіль соплової лопатки наступного ступеня на режимі. Для i -го ступеня турбіни можна записати

$$\bar{l}_{1i} = \frac{\alpha_{2H(i-1)} - \alpha_{2(i-1)}}{\alpha_{2H(i-1)}}. \quad (2.20)$$

Швидкісний коефіцієнт решітки соплових лопаток для i -го ступеня на режимі знаходимо, скориставшись формулою, що була запропонована В. Й. Локаєм

$$\varphi_i = \varphi_{iH} \sqrt{1 - A \cdot \bar{l}_i},$$

де коефіцієнт $A = 0,9$ при $\alpha_{2H(i-1)} - \alpha_{2(i-1)} > 0$ або $A = 0,15$, якщо $\alpha_{2H(i-1)} - \alpha_{2(i-1)} < 0$.

Газодинамічна функція теоретичної швидкості течії газу для ступеня, що еквівалентна його наявному теплоперепаду

$$\lambda_{cad} = \frac{\lambda_{c1}}{\varphi \sqrt{1 - \rho_c}}.$$

де ρ_c – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня.

Знаходимо значення кута входу потоку газу на робочі лопатки в залежності від конфігурації вхідного трикутника швидкості ступеня:

- якщо маємо значення параметру $\Delta\lambda_U = \cos \alpha_1 \cdot \lambda_{C_1} - \lambda_U > 0$ та, відповідно, $\beta_1 < 90^\circ$, то

$$\beta_1 = \arctg \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{\lambda_U}{\lambda_{C_1}}};$$

- якщо $\Delta\lambda_U = \cos \alpha_1 \cdot \lambda_{C_1} - \lambda_U < 0$ та, відповідно, $\beta_1 > 90^\circ$, то

$$\beta_1 = 180^\circ - \arctg \frac{\sin \alpha_1}{\frac{\lambda_U}{\lambda_{C_1}} - \cos \alpha_1}.$$

Знайдемо величину відношення температури гальмування потоку газу в відносному русі до температури гальмування в абсолютному русі на вході в ступінь

$$\tau_{1W} = \frac{T_{3W}^*}{T_3^*} = 1 - \frac{k_c - 1}{k_c + 1} \lambda_{C_1}^2 \left(1 - \frac{\sin^2 \alpha_1}{\sin^2 \beta_1} \right). \quad (2.21)$$

Отримуємо величину повної температури газового потоку перед робочим вінцем ступеня турбіни на режимі, використовуючи залежність (2.21)

$$T_{3W}^* = T_3^* \cdot \tau_{1W}.$$

Знаходимо приведену швидкість газового потоку в відносному русі на вході в робочий вінець ступеня турбіни на режимі

$$\lambda_{W_1} = \frac{\lambda_{C_1} \sin \alpha_1}{\sin \beta_1 \sqrt{\tau_{1W}}}.$$

Абсолютна швидкість потоку в відносному русі на вході в робочий вінець ступеня турбіни на режимі

$$W_1 = \lambda_{W_1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_c}{k_c + 1} \cdot R \cdot T_{3W}^*}.$$

Зменшення величини швидкісного коефіцієнта робочої решітки лопаток на режимі будемо визначати з урахуванням величини відносного кута атаки газового потоку на профіль робочої лопатки на режимі аналогічно формулі (2.20)

$$\bar{i}_2 = \frac{\beta_{1_n} - \beta_1}{\beta_{1_n}}.$$

Таким чином отримуємо величину швидкісного коефіцієнта робочої решітки лопаток на режимі

$$\psi = \psi_n \sqrt{1 - A \cdot \bar{i}_2},$$

де величину коефіцієнта приймаємо $A = 0,9$ при $\beta_{1_n} - \beta_1 > 0$, чи $A = 0,15$, якщо $\beta_{1_n} - \beta_1 < 0$.

Приведена швидкість газового потоку в відносному русі на виході з робочого колеса ступеня турбіни W_2

$$\lambda_{W_2} = \psi \sqrt{\rho_c \frac{\lambda_{c_{a0}}^2}{\tau_{1W}} + \lambda_{W_1}^2 - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot c_{p_2}}}.$$

Знаходимо величину функції приведеної густини потоку маси за приведеною теоретичною швидкістю C_1

$$q\left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi}\right) = \left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi}\right) \cdot \left\langle \frac{k_2+1}{2} \cdot \left[1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi}\right)^2\right] \right\rangle^{\frac{1}{k_2-1}}.$$

Газодинамічна функція температури за приведеною дійсною швидкістю на виході з соплових лопаток C_1

$$\tau(\lambda_{C_1}) = 1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \lambda_{C_1}^2.$$

Газодинамічна функція температури за приведеною теоретичною швидкістю C_1

$$\tau\left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi}\right) = 1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \cdot \left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi}\right)^2.$$

Газодинамічна функція температури за приведеною дійсною швидкістю виходу газового потоку з решітки робочих лопаток W_2

$$\tau(\lambda_{W_2}) = 1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \lambda_{W_2}^2.$$

Газодинамічна функція температури за приведеною теоретичною швидкістю газового потоку W_2

$$\tau\left(\frac{\lambda_{W_2}}{\psi}\right) = 1 - \frac{k_z-1}{k_z+1} \cdot \left(\frac{\lambda_{W_2}}{\psi}\right)^2.$$

Газодинамічна функція тиску за приведеною дійсною швидкістю газового потоку W_1

$$\pi(\lambda_{W_1}) = \left(1 - \frac{k_z-1}{k_z+1} \lambda_{W_1}^2\right)^{\frac{k_z}{k_z-1}}.$$

Газодинамічна функція тиску за приведеною дійсною швидкістю газового потоку W_2

$$\pi(\lambda_{W_2}) = \left(1 - \frac{k_z-1}{k_z+1} \lambda_{W_2}^2\right)^{\frac{k_z}{k_z-1}}.$$

Газодинамічна функція тиску за приведеною теоретичною швидкістю газового потоку W_2

$$\pi\left(\frac{\lambda_{W_2}}{\psi}\right) = \left[1 - \frac{k_z-1}{k_z+1} \cdot \left(\frac{\lambda_{W_2}}{\psi}\right)^2\right]^{\frac{k_z}{k_z-1}}.$$

Знаходимо абсолютну швидкість газового потоку в відносному русі на виході з робочого колеса ступеня турбіни на режимі

$$W_2 = \lambda_{W_2} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z+1} \cdot R_z \cdot T_{3W}^*}.$$

Знаходимо значення кута виходу потоку газу з робочої решітки лопаток в абсолютному русі в залежності від конфігурації вихідного трикутника швидкості ступеня на режимі:

- якщо маємо значення параметра $\Delta_U = \cos \beta_2 \cdot \lambda_{W_2} \sqrt{\tau_{1W}} - \lambda_U > 0$ та, відповідно, $\alpha_2 < 90^\circ$, то

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{\lambda_U}{\lambda_{W_2} \sqrt{\tau_{1W}}}};$$

- якщо значення параметра $\Delta_U = \cos \beta_2 \cdot \lambda_{W_2} \sqrt{\tau_{1W}} - \lambda_U < 0$ та, відповідно, $\alpha_2 > 90^\circ$, то

$$\alpha_2 = 180^\circ - \arctg \frac{\sin \beta_2}{\frac{\lambda_U}{\lambda_{W_2} \sqrt{\tau_{1W}}} - \cos \beta_2}.$$

Відношення температури гальмування газу в абсолютному русі на виході з робочих лопаток до температури гальмування у відносному русі на вході на розрахунковому режимі визначає параметр

$$\tau_{2W} = \frac{T_4^*}{T_{3W}^*} = 1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \lambda_{W2}^2 \left(1 - \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_2} \right). \quad (2.22)$$

З використанням формули (2.22) знаходимо приведену швидкість потоку газу в абсолютному русі на виході з робочого вінця турбіни на режимі

$$\lambda_{C2} = \frac{\lambda_{W2} \sin \beta_2}{\sin \alpha_2 \sqrt{\tau_{2W}}}.$$

Знаходимо значення абсолютної швидкості потоку газу на виході з робочого вінця лопаток турбіни на режимі

$$C_2 = W_2 \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}.$$

Обчислюємо газодинамічну функцію тиску за абсолютною швидкістю газового потоку на виході зі ступеня

$$\pi(\lambda_{C2}) = \left(1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \lambda_{C2}^2 \right)^{\frac{k_2}{k_2-1}},$$

а також газодинамічну функцію температури за цим же параметром

$$\tau(\lambda_{C2}) = 1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \lambda_{C2}^2.$$

Знаходимо міру зниження тиску в ступені турбіни за повними параметрами на вході і виході на режимі

$$\pi_{cm} = \frac{P_{3cm}^*}{P_{41}^*} = \frac{\pi(\lambda_{W1}) \cdot \pi(\lambda_{C2})}{\pi\left(\frac{\lambda_{C1}}{\varphi}\right) \cdot \pi\left(\frac{\lambda_{W2}}{\psi}\right)}.$$

Приведена швидкість, яка розраховується за теоретичною швидкістю течії газового потоку у ступені, що еквівалентна його наявному теплоперепаду

$$\lambda_{cad} = \sqrt{\frac{k_2+1}{k_2-1} \left[1 - \frac{\tau(\lambda_{C2})}{\pi_{cm} \frac{k_2-1}{k_2}} \right]}.$$

Критична швидкість газового потоку для соплового апарату в i -му ступені турбіни на режимі

$$a_{kp_i} = \sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot R_z \cdot T_{3i}^*}.$$

Знаходимо колову роботу i -го ступеня турбіни на режимі

$$L_{u,i} = (\lambda_{u_{1,i}} \cdot \lambda_{c_{1,i}} \cdot \cos \alpha_{1,i} + \lambda_{u_{2,i}} \cdot \lambda_{c_{2,i}} \cdot \cos \alpha_{2,i} \cdot \tau_{1,iW} \cdot \tau_{2,iW}) \cdot a_{kp_i}^2.$$

Коловий ККД i -го ступеня турбіни на режимі

$$\eta_{u_i} = \frac{2 \cdot L_{u_i}}{\lambda_{c_{a0}}^2 \cdot a_{kp_i}^2}.$$

Коефіцієнт втрати енергії на тертя диска об робоче тіло у i -му ступені турбіни на режимі

$$\xi_{mp_i} = 6 \cdot 10^{-4} \frac{D_{cp_i}}{l_{2_i} \sin \alpha_{1_i}} \left(\frac{\lambda_{u_i}}{\lambda_{c_{a0}}} \right)^3,$$

де D_{cp_i} – середній діаметр i -го ступеня турбіни, м; l_{2_i} – висота робочої лопатки i -го ступеня турбіни, м.

Коефіцієнт втрати енергії на витік газу через радіальний зазор у i -му ступені турбіни на режимі

$$\xi_{ym_i} = 2 \cdot \bar{\delta}_i \cdot \eta_{u_i},$$

де $\bar{\delta}_i$ – відносний радіальний зазор робочих лопаток у i -му ступені турбіни.

Внутрішній ККД i -го ступеня турбіни на режимі

$$\eta_{i_i} = \eta_{u_i} - (\xi_{mp_i} + \xi_{ym_i}).$$

Внутрішня робота i -го ступеня турбіни на режимі

$$L_{i_i} = \eta_{i_i} \cdot \frac{\lambda_{c_{a0_i}}^2 \cdot a_{kp_i}^2}{2}.$$

Потужність i -го ступеня турбіни на режимі

$$N_{cm_i} = L_{i_i} \cdot \eta_m \cdot (G_{cm_i} + G_{ox_{c,i}}).$$

Відношення температури на виході із i -го ступеня турбіни до температури на вході в ступінь на режимі

$$\tau_{cm_i} = \frac{T_{4_i}^*}{T_{3_i}^*} = \tau_{1W_i} \tau_{2W_i} + (\xi_{mp_i} + \xi_{ym_i}) \cdot \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{c_{a0_i}}^2. \quad (2.23)$$

З використанням формули (2.23) розраховуємо повну температуру газу на виході з i -го ступеня турбіни на режимі

$$T_{4_i}^* = \tau_{cm_i} \cdot T_{3_i}^*.$$

Повний тиск газу на виході з i -го ступеня турбіни на режимі

$$P_{4_i}^* = \frac{P_{3_i}^*}{\pi_{cm_i}}.$$

Функція приведеної густини потоку маси за абсолютною швидкістю виходу потоку газу із соплових решіток для наступного $(i+1)$ -го ступеня турбіни

$$q(\lambda_{c_1})_{(i+1)} = \frac{G_{z(i+1)} \cdot \pi(\lambda_{c_1})_i \cdot \sqrt{T_{4_i}^*}}{F_{z(i+1)} \cdot m_m \cdot P_{4_i}^* \cdot \pi\left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi}\right)_i}, \quad (2.24)$$

де $G_{z(i+1)}$ – витрата газу на вході в $(i+1)$ -й ступінь з урахуванням витрати охолоджуючого повітря через i -й ступінь, кг/с.

Виходячи з результатів розрахунку за формулою (2.24), знаходимо приведену абсолютну швидкість виходу потоку газу із соплових решіток для наступного $(i+1)$ -го ступеня турбіни

$$(\lambda_{c_1})_{(i+1)} = F \left[q(\lambda_{c_1})_{(i+1)} \right].$$

Розраховуємо приведену колову швидкість для наступного ступеня турбіни на режимі

$$\lambda_{U(i+1)} = \frac{\lambda_{U_i} D_{cp(i+1)}}{\sqrt{\tau_i} D_{cp_i}}.$$

Далі послідовно виконується розрахунок всіх інших ступенів турбіни.

Відносні параметри всієї багатоступінчастої турбіни для побудови її однолінійної характеристики визначаються в такий спосіб.

Відношення температури газу на виході з турбіни до температури газу на вході на режимі

$$\tau_m = \frac{T_4^*}{T_3^*} = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdots \tau_z.$$

Відносний температурний перепад на турбіну на режимі

$$\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_m = 1 - \tau_m.$$

Міра зниження тиску в турбіні на режимі

$$\pi_m^* = \frac{P_3^*}{P_4^*} = \pi_1 \cdot \pi_2 \cdots \pi_z.$$

Відносна витрата газу через турбіну на режимі

$$\bar{G}_m = \frac{G_m \sqrt{T_3^*}}{F_3 \cdot m_m \cdot P_3^*}.$$

Потужність турбіни на режимі

$$N_m = \Sigma L_{i_i} \cdot \eta_m \cdot G_{cm_i}.$$

Адіабатичний температурний перепад на турбіну на режимі

$$\Delta T_{m_{a.m}}^* = T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_m^* \frac{k_z - 1}{k_z}}\right).$$

Внутрішній адіабатичний ККД багатоступінчастої турбіни з числом ступенів z_m за повними параметрами на режимі

$$\eta_m^* = \frac{\Sigma_{i=1}^{z_m} L_{cm_i}}{c_{p_z} \cdot \Delta T_{m_{a.m}}^*}.$$

Частота обертання ротора турбіни на режимі

$$n_m = \frac{60 \cdot \lambda_{u1} \sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot R_z \cdot T_3^*}}{3,1416 \cdot D_{c1}}.$$

Параметр частоти обертання ротора турбіни на режимі

$$\bar{n}_m = \frac{n_m}{\sqrt{T_3^*}}.$$

Коефіцієнт потужності гвинтової характеристики турбіни (знаходиться для номінального режиму)

$$K_{N_n} = \frac{N_{m_n}}{n_{m_n}^3}.$$

Розрахункові оберти гвинтової характеристики турбіни на режимі

$$n_{m_p} = \sqrt[3]{\frac{N_m}{K_{N_n}}}.$$

Відхилення обертів турбіни від гвинтової характеристики на режимі

$$\Delta_n = \frac{(n_{mp} - n_m)}{n_{mp}}.$$

При необхідності слід повернутися до формули (2.18), відкоригувати значення параметра λ_{u_1} і виконати наступну розрахункову ітерацію.

Комплексний параметр режиму роботи турбіни:

$$K_m = \bar{G}_m \cdot \pi_m^* \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_m}.$$

Якщо розглядати випадок розрахунку характеристик потужної багатоступінчастої турбіни, **навантаженої на електричний генератор змінного струму**, то закон навантаження турбіни характеризується постійною частотою обертання її ротора у всьому діапазоні робочих режимів (**по ізодромі**).

В цілому алгоритм розрахунку характеристик турбіни відповідає викладеному вище, але є певні відмінності.

Приведена колова швидкість потоку для першого ступеня на режимі знаходиться за формулою

$$\lambda_{u_1} = \frac{U_{1H}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2+1} \cdot R_2 \cdot T_3^*}}. \quad (2.25)$$

Формулою (2.25) необхідно замінити залежність (2.18) в вищенаведеній методиці розрахунку, якщо розраховується характеристика турбіни з законом навантаження по ізодромі.

Для другого та наступних ступенів необхідно вже використовувати формулу (2.26)

$$(\lambda_{u_1})_{(i+1)} = \frac{\lambda_{u_{1i}}}{\sqrt{\tau_{cmi}}} \frac{D_{c(i+1)}}{D_{ci}}. \quad (2.26)$$

У додатку (табл. 2Д) наведено практичний приклад розрахунку універсальної однолінійної характеристики ТНТ двокаскадного ГТД з вільною пропульсивною турбіною, що навантажена за законом гвинта.

2.7. Способи представлення результатів розрахунків універсальних та узагальнених однолінійних характеристик турбін ГТД з різними законами навантаження

За результатами розрахунків методом, який наведено вище, будують універсальні однолінійні характеристики турбіни в функції комплексного параметра режиму роботи у вигляді, показаному на рис. 14, 15, 16.

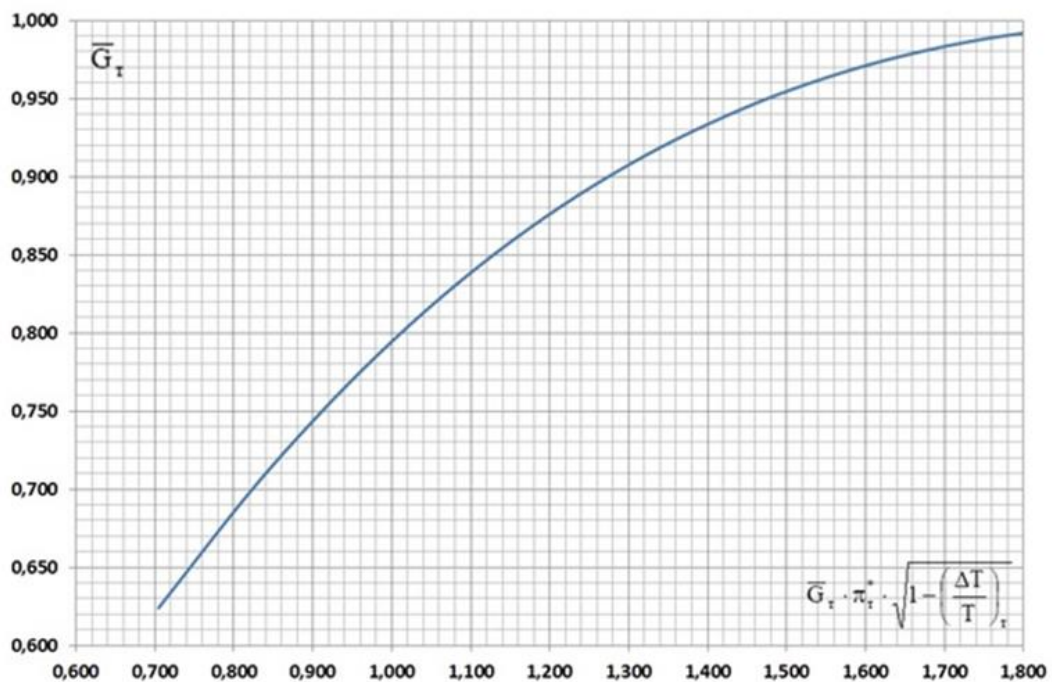


Рис. 14. Залежність відносної витрати робочого тіла $\bar{G}_m$ у функції комплексного параметра режиму компресорної ТНТ суднового ГТД

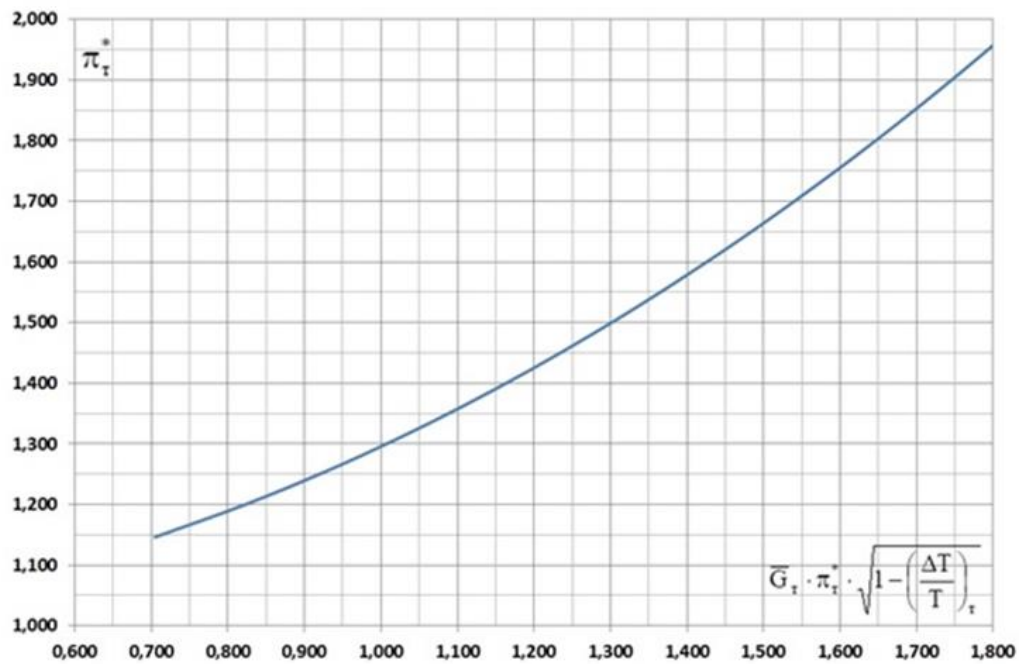


Рис. 15. Залежність міри зниження тиску турбіни π_m^* у функції комплексного параметра режиму компресорної ТНТ суднового ГТД

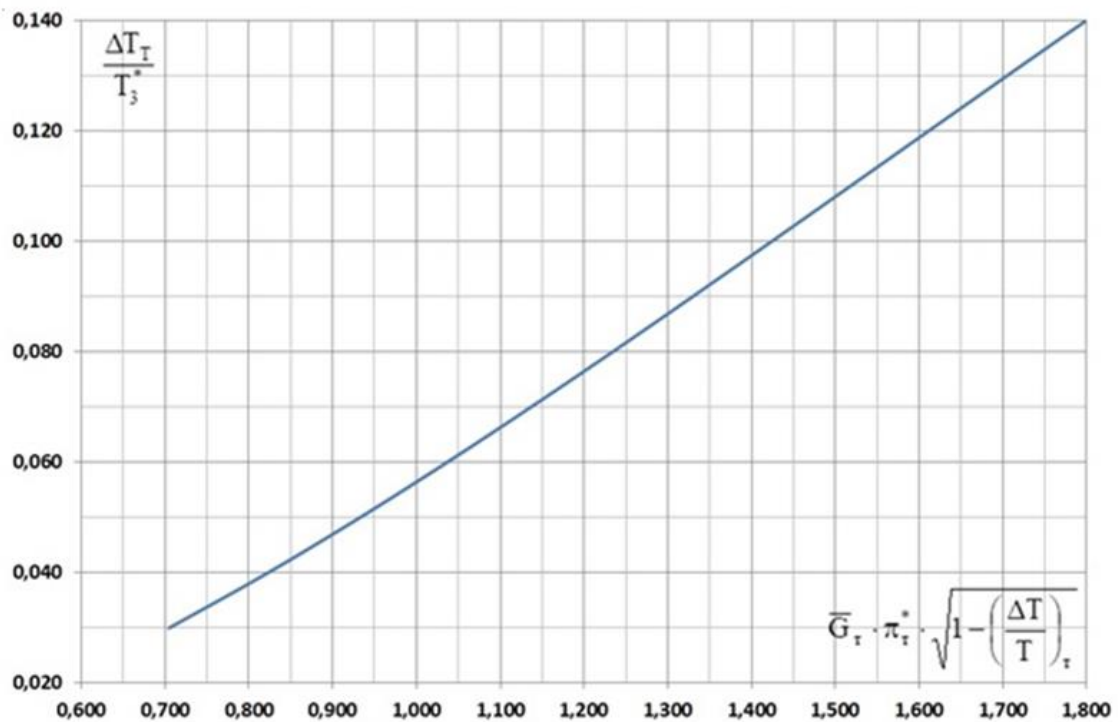


Рис. 16. Залежність відносного температурного перепаду $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_m$ у функції комплексного параметра режиму компресорної ТНТ суднового ГТД

Узагальнені однолінійні характеристики осьових турбін. На ранніх стадіях проєктування ГТА, а також при проведенні аналізу ефективності різних теплових схем ГТА досить зручно користуватися узагальненими однолінійними характеристиками турбін, що отримують на основі вже розрахованих універсальних однолінійних характеристик турбін.

Узагальнена однолінійна характеристика дозволяє одержати значення наступних режимних параметрів газової турбіни:

- безрозмірної витрати газу через турбіну

$$\varphi_{G_i} = \bar{G}_{m_i} / \bar{G}_{m_n}, \quad (2.27)$$

- відносної міри зниження тиску турбіни

$$\varphi_{\pi_i} = \pi_{m_i}^* / \pi_{m_n}^*, \quad (2.28)$$

- відносного температурного перепаду турбіни

$$\varphi_{\tau_i} = \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{m_i} / \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{m_n}, \quad (2.29)$$

- відносного внутрішнього ККД турбіни

$$\varphi_{\eta_i} = \eta_{m_i}^* / \eta_{m_n}^*, \quad (2.30)$$

- приведеної до T_3^* частоти обертання ротора турбіни

$$\varphi_{\bar{n}_{m_i}} = \bar{n}_{m_i} / \bar{n}_{m_n} \quad (2.31)$$

в функції узагальненого комплексного параметра розрахункового режиму

$$\varphi_{K_i} = K_{m_i} / K_{m_n}. \quad (2.32)$$

Використовуючи формули (2.27)–(2.31) і вже існуючі універсальні характеристики у вигляді рис. 14, 15, 16 можна побудувати узагальнені однолінійні характеристики турбін ГТД, наприклад, для одноступінчастої ТНТ двокаскадного суднового ГТД з вільною пропульсивної турбіною (рис. 17).

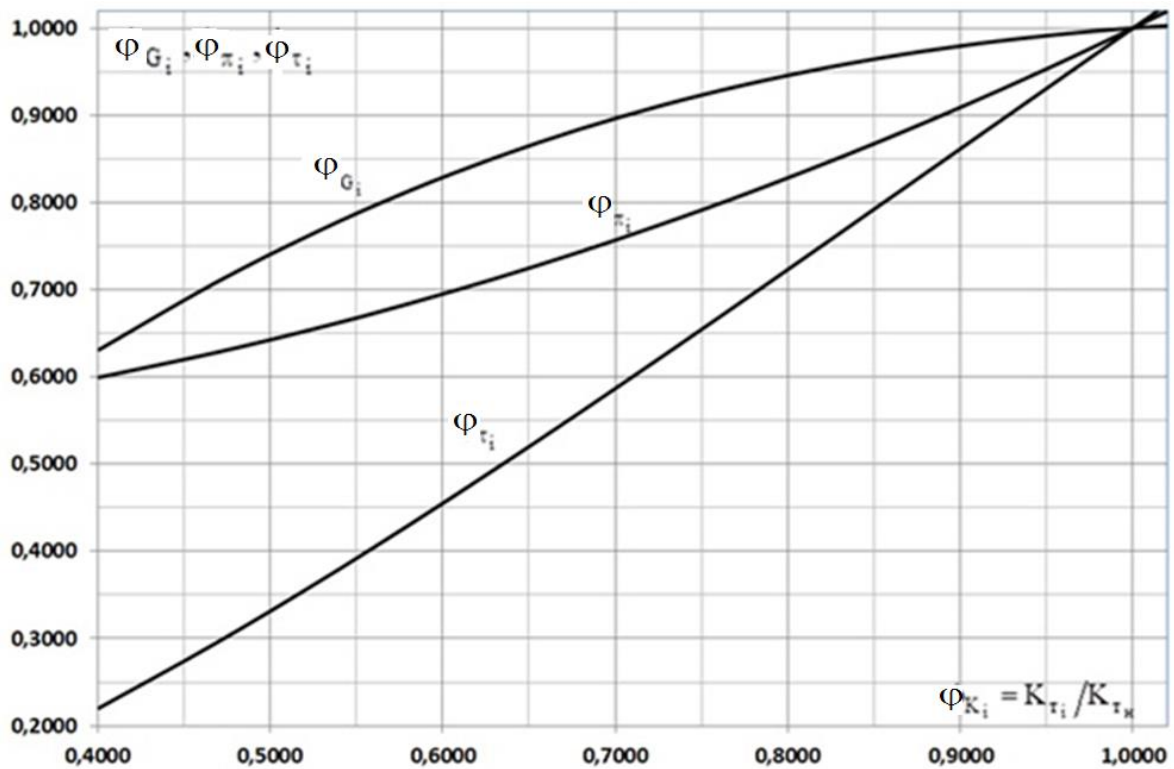


Рис. 17. Узагальнена однолінійна характеристика одноступінчастої ТНТ
двокаскадного ГТД з вільною пропульсивною турбіною

Відмітимо, що зовнішній вигляд таких узагальнених однолінійних характеристик турбін та одержані закони зміни параметрів турбіни за режимами значно відрізняються для турбін з різним числом ступенів, що помітно, якщо порівняти, характеристики турбін, наведені на рис 17 та рис. 18.

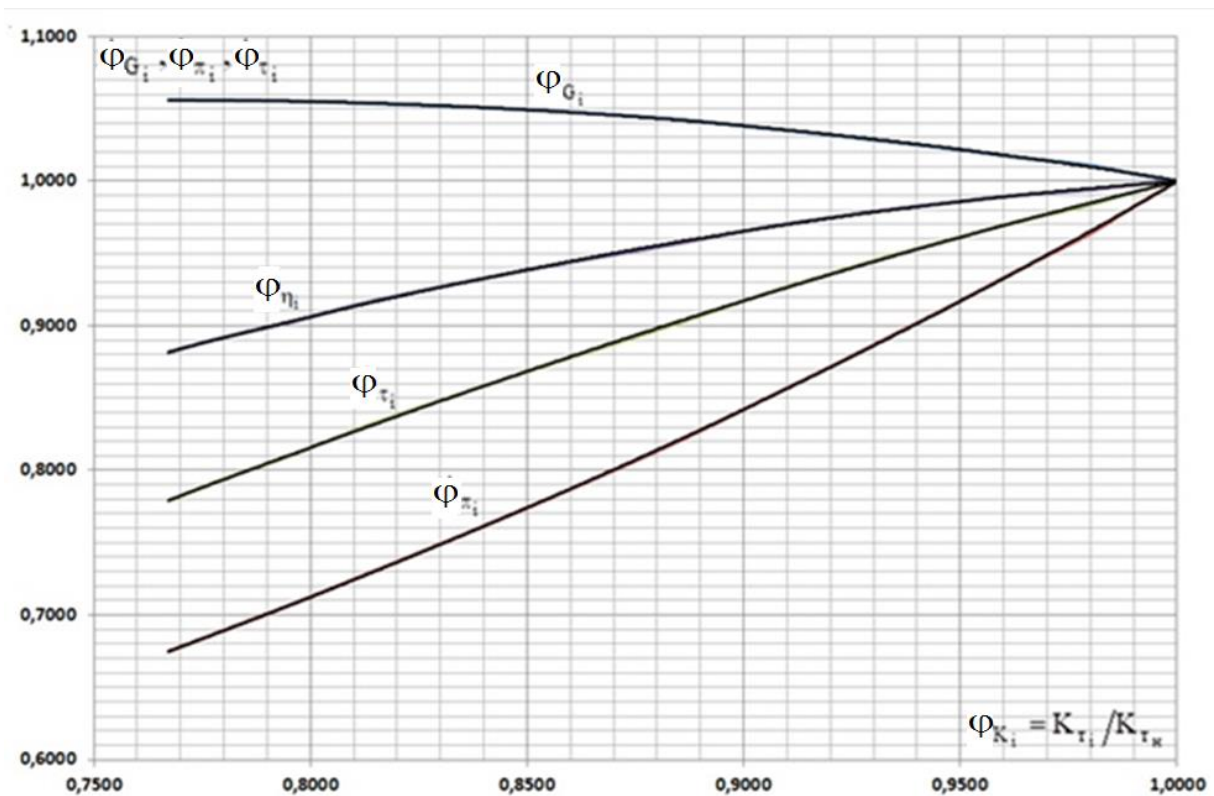


Рис. 18. Узагальнена однолінійна характеристика триступінчастої турбіни однокаскадного енергетичного ГТД, навантаженої по ізодромі

2.8. Розрахунок характеристик змінних режимів роботи однокаскадного енергетичного газотурбінного агрегату

Розглянемо спосіб та приклад розрахунку характеристик змінних режимів роботи однокаскадного блокованого енергетичного газотурбінного агрегату, конструктивне виконання якого подібне до ГТА типу UGT2500 [6] виробництва НВКГ “Зоря”-”Машпроект” , зображеного на рис. 19.

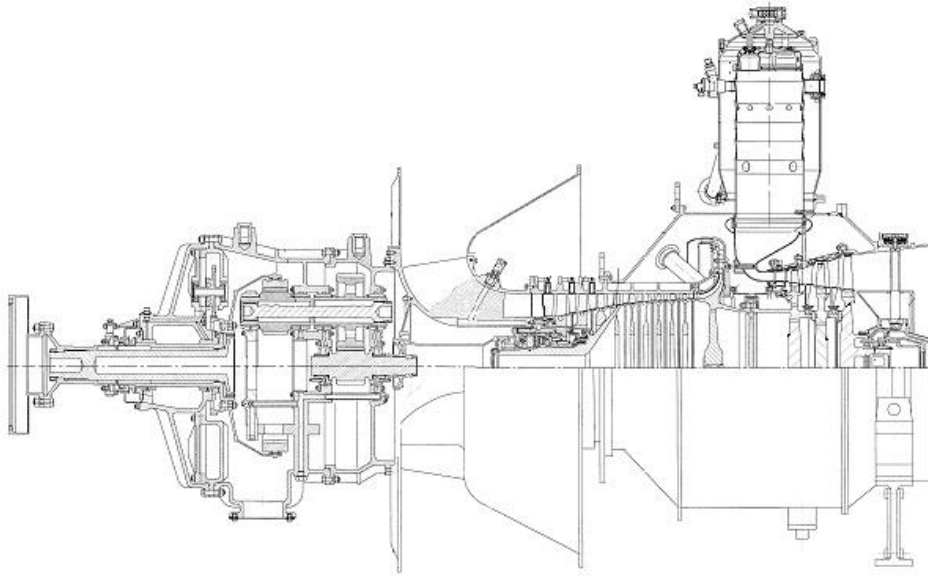


Рис. 19. Конструктивна схема енергетичного ГТА UGT2500 [6]

Енергетичний ГТА, що розглядається, виконано з однокаскадним блокуванням ГТД та вбудованим редуктором. Турбіна ГТД приводить до обертання компресор, а далі крутний момент від ротора турбіни передається через зубчасту муфту до вбудованого редуктора, а від нього – електрогенератору. Двигун має комбінований осевідцентровий компресор, протитокову двотрубну індивідуальну камеру згоряння та триступінчасту осьову турбіну.

В розрахунку будемо використовувати узагальнену однолінійну характеристику триступінчастої турбіни однокаскадного енергетичного ГТД (рис. 18), яка була попередньо розрахована та побудована.

В процесі розрахунку характеристик змінних режимів роботи ГТА, що розглядається, приймаємо такі допущення. Незмінність величин коефіцієнтів відновлення повного тиску по газоповітряному тракту ГТД, коефіцієнтів витрати робочого тіла для елементів ГТД, відборів повітря і газу для КЗ та турбіни, механічних ККД турбокомпресорного блоку та редуктора на змінних режимах.

Розрахунок виконується для ряду значень комплексного параметра роботи турбіни, який приймається більше або менше свого значення на номінальному режимі ГТД

$$K_{m_n} < K_{m_i} < K_{m_n}.$$

Таким чином, для i -го режиму роботи ГТД приймається значення узагальненого комплексного параметра режиму

$$\varphi_{K_i} = K_{m_i} / K_{m_n}.$$

Розраховується значення комплексного параметра роботи турбіни на режимі

$$K_{m_i} = \varphi_{K_i} \cdot K_{m_n}.$$

Знаходиться величина протитиску газів відносно пристрою ГТА на i -му режимі

$$P_{zo_i} = \frac{C_{zo} \cdot P_n}{C_{zo} - K_{m_i}^2}.$$

З використанням узагальненої однолінійної характеристики турбіни (рис. 18) знаходимо значення наступних узагальнених параметрів турбіни на змінних режимах роботи:

- безрозмірна витрата газу через турбіну

$$\varphi_{G_i} = F(K_{m_i});$$

– параметр відносної міри зниження тиску турбіни

$$\varphi_{\pi_i} = F(K_{m_i});$$

– параметр відносного температурного перепаду турбіни

$$\varphi_{\tau_i} = F(K_{m_i}).$$

Знаходимо також абсолютні значення параметрів:

- відносна витрата газу через турбіну на режимі

$$\bar{G}_{m_i} = \varphi_{G_i} \cdot \bar{G}_{m_n};$$

- міра зниження тиску газу в турбіні на режимі

$$\pi_{m_i}^* = \varphi_{\pi_i} \cdot \pi_{m_n}^*;$$

- відносний температурний перепад турбіни на режимі

$$\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{m_i} = \varphi_{\tau_i} \cdot \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{m_n}.$$

Отримуємо значення повного тиску газу на вході в турбіну на режимі

$$P_{3_i}^* = P_{2o}^* \cdot \pi_{m_i}^*.$$

Тоді повний тиск повітря на вході до КЗ ГТД на режимі

$$P_{2_i}^* = \frac{P_3^*}{v_{kc}}.$$

Знаходимо міру підвищення тиску компресора на режимі

$$\pi_{\kappa_i}^* = \frac{P_{2_i}^*}{P_a^*},$$

а також відносний параметр міри підвищення тиску компресора на цьому режимі

$$RPI = \frac{\pi_{\kappa_i}^* - 1}{\pi_{\kappa_n}^* - 1}.$$

Параметр приведеної витрати повітря через компресор ГТД RG знаходимо, використовуючи універсальну характеристику компресора, наведену, наприклад, в [1]. Зважаючи на те, що енергетичний ГТД, який розглядається, при навантаженні на генератор змінного струму регулюється з підтримкою постійного значення частоти обертання ротора турбокомпресора, то зміна параметрів блокованого турбокомпресорного блоку буде здійснюватися по ізодромі номінального режиму. У розрахунку будемо використовувати зворотну напірну характеристику для ізодроми номінального режиму роботи ГТД у вигляді залежностей рис. 20.

Приведена витрата повітря на вході до компресора на режимі обчислюється за формулою

$$G_{\kappa_i} = RG \cdot G_{\kappa_n}.$$

Параметр відносного адіабатичного ККД компресора на режимі RUK також знаходимо, використовуючи універсальну характеристику компресора в залежності від величини параметра RG, знайденого з використанням напірної характеристики (рис. 15) для ізодроми

номінального режиму. Залежність відносного адіабатичного ККД від величини параметра RG показана на рис. 21.

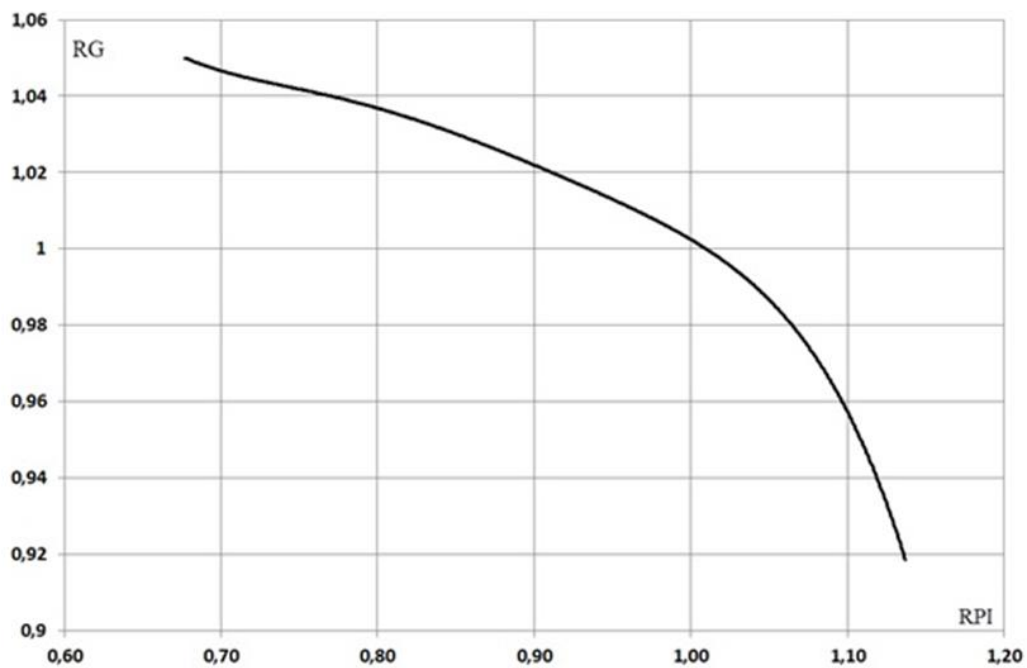


Рис. 20. Зворотна напірна характеристика компресора для ізодрони номінального режиму

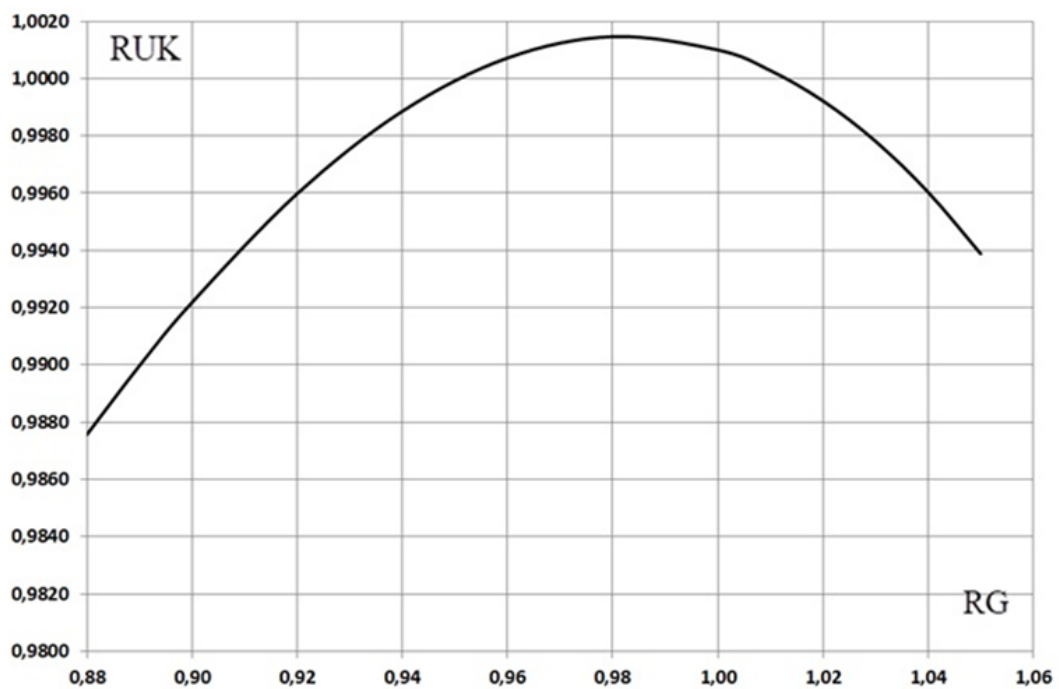


Рис. 21. Зміна відносного адіабатичного ККД компресора в залежності від параметра приведеної витрати для ізодрони номінального режиму

Знаходимо адіабатичний ККД компресора на режимі

$$\eta_{\kappa_i}^* = \text{RUK} \cdot \eta_{\kappa_n}^*.$$

Обчислюємо витрату газу на вході в турбіну ГТД на режимі

$$G_{m_i} = \beta_m \cdot G_{\kappa_i}.$$

Розраховуємо значення повної температури газу перед турбіною на режимі

$$T_{3_i}^* = \left[\frac{F_3 \cdot m_m \cdot P_{3_i}^* \cdot \bar{G}_{m_i}}{G_{m_i}} \right]^2.$$

Знаходимо дійсний підігрів повітря в компресорі ГТД на розрахунковому режимі

$$\Delta T_{\kappa_i} = \frac{T_a^* \cdot (\pi_{\kappa_i}^{\frac{k_{\kappa 1}-1}{k_{\kappa 1}}} - 1)}{\eta_{\kappa_i}^*}.$$

Оцінюємо температуру повітря за компресором ГТД на режимі

$$T_{2_i}^* = T_a^* + \Delta T_{\kappa_i}.$$

Середня температура ізоентропійного процесу підвищення тиску в компресорі на режимі

$$T_{cp.\kappa_i} = T_a^* + \Delta T_{\kappa_i} \cdot \eta_{\kappa_i}^* / 2.$$

Середня питома ізобарна теплоємність повітря для процесу в компресорі на режимі

$$c_{pв.\kappa_i} = f(T_{cp.\kappa_i}).$$

Показник адіабати для процесу підвищення тиску в компресорі на розрахунковому режимі

$$k_{\kappa_i} = \frac{c_{pв.\kappa_i}}{(c_{pв.\kappa_i} - R_n)}.$$

Коефіцієнт витрати повітря на вході у КЗ ГТД на розрахунковому режимі

$$\alpha_{\kappa_i} = 1 - g_{n_{ox}},$$

де $g_{n_{ox}}$ – відносна витрата охолоджуючого соплові та робочі лопатки повітря.

Середні температури процесу підведення теплоти в КЗ ГТД на розрахунковому режимі

$$T_{cp1_{K3}} = (T_{3_i}^* + 293)/2;$$

$$T_{cp2_{K3}} = (T_{2_i}^* + 293)/2.$$

Середні питомі ізобарні теплоємності повітря для процесу підведення теплоти в КЗ ГТД на розрахунковому режимі

$$c_{p1_{K3}} = f(T_{cp1_{K3}});$$

$$c_{p2_{K3}} = f(T_{cp2_{K3}}).$$

Середні питомі ізобарні теплоємності стехіометричних продуктів згоряння для процесу підведення теплоти в КЗ ГТД на розрахунковому режимі

$$c_{p_{\text{пр}}} = f(T_{cp1_{K3}}; \alpha = 1).$$

Розраховуємо величину відносної витрати палива через КЗ ГТД на розрахунковому режимі

$$g_{\text{нал}_i} = \frac{c_{p1_{K3}} \cdot (T_{3_i}^* - 293) - c_{p2_{K3}} \cdot (T_{2_i}^* - 293)}{H_U \cdot \eta_{\text{КС}_i} - [c_{p_{\text{пр}}} \cdot (L_0 + 1) - c_{p1_{K3}} \cdot L_0] \cdot (T_{3_i}^* - 293)}. \quad (2.33)$$

Оцінюємо величину коефіцієнта надлишку повітря у КЗ на розрахунковому режимі

$$\alpha_i = \frac{1}{g_{\text{нал}_i} \cdot L_0}.$$

Розраховуємо відносне значення коефіцієнта надлишку повітря у КЗ на режимі

$$\bar{\alpha}_i = \frac{\alpha_i}{\alpha_n}.$$

Оцінюємо величину відносного зниження коефіцієнта повноти згоряння КЗ на режимі внаслідок зростання значення коефіцієнта надлишку повітря за апроксимаційною залежністю:

$$\begin{aligned} \text{RUKS} = & 0,01041667 \cdot (\bar{\alpha}_i)^3 - 0,18482143 \cdot (\bar{\alpha}_i)^2 + 0,32940476 \cdot \bar{\alpha}_i + \\ & + 0,84321429. \end{aligned} \quad (2.34)$$

Знаходимо величину коефіцієнта повноти згоряння КЗ на розрахунковому режимі з використанням формули (2.34)

$$\eta_{K3_i} = \text{RUKS} \cdot \eta_{K3_H}.$$

Далі слід повернутися до формули (2.33) і зробити друге наближення для розрахункового режиму.

Коефіцієнт витрати робочого тіла турбіни на розрахунковому режимі

$$\beta_{m_i} = (1 + g_{нал_i}) \cdot \alpha_{K3}.$$

Знаходимо дійсний температурний перепад турбіни на розрахунковому режимі

$$\Delta T_{m_i} = T_{3_i}^* \cdot \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{m_i}.$$

Оцінюємо значення температури газового потоку за турбіною на розрахунковому режимі

$$T_{4_i}^* = T_{3_i}^* - \Delta T_{m_i}.$$

Знаходимо середню температуру ізоентропійного процесу в турбіні на режимі

$$T_{cp.m_i} = T_{3_i}^* - \frac{\Delta T_{m_i}}{2 \cdot \eta_{m_i}}.$$

Середня питома ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в турбіні на режимі

$$c_{p.2_i} = f(T_{cp.m_i}; \alpha_i).$$

Знаходимо величину потужності, що розвиває турбіна ГТД на розрахунковому режимі

$$N_{m_i} = G_{\kappa_i} \cdot \beta_{m_i} \cdot c_{p.2_i} \cdot \Delta T_{m_i} \cdot \eta_m.$$

Потужність, що необхідна для приводу компресор ГТД на розрахунковому режимі

$$N_{\kappa_i} = G_{\kappa_i} \cdot c_{p.6\kappa_i} \cdot \Delta T_{\kappa_i}.$$

Знаходимо величину внутрішньої потужності ГТД на розрахунковому режимі

$$N_{ГТД_i} = N_{m_i} - N_{\kappa_i}.$$

Електрична потужність ГТА на розрахунковому режимі з урахуванням втрат енергії в редукторній передачі та електрогенераторі

$$N_{e_i} = N_{ГТД_i} \cdot \eta_p \cdot \eta_{ген}.$$

Розраховуємо годинну витрату палива через КЗ ГТД на розрахунковому режимі

$$G_{нал.з_i} = g_{нал_i} \cdot G_{к_i} \cdot \alpha_{кс} \cdot 3600.$$

Знаходимо питому витрату палива ГТА на розрахунковому режимі

$$C_{Ne_i} = \frac{G_{нал.з_i}}{N_{e_i}}.$$

Електричний ККД ГТА на розрахунковому режимі

$$\eta_{e_i} = \frac{3600}{C_{Ne_i} \cdot H_U}.$$

У додатку (табл. 3Д) наведено практичний приклад розрахунку характеристик змінних режимів роботи однокаскадного енергетичного газотурбінного агрегату електричною потужністю 2300 кВт, конструктивна схема якого показана на рис. 19.

Основні розрахункові параметри ГТА на номінальному режимі роботи прийнято такими:

- температура атмосферного повітря $T_a^* = 288$ К;
- міра підвищення тиску в компресорі ГТД $\pi_{к_н}^* = 12,5$;
- витрата повітря на вході в компресор ГТД $G_{к_н} = 15,25$ кг/с;
- адіабатичний ККД компресора $\eta_{к_н}^* = 0,81$;
- температура газу перед турбіною ГТД $T_{3_н}^* = 1235$ К;
- витрата газу через турбіну ГТД $G_{m_н} = 14,43$ кг/с;
- внутрішній адіабатичний ККД турбіни $\eta_{m_н}^* = 0,90$;
- температура газу за турбіною ГТД $T_{4_н}^* = 746$ К;
- потужність турбіни ГТД $N_{m_н} = 8217$ кВт;
- потужність приводу компресора $N_{к_н} = 5729$ кВт;
- питома витрата палива ГТА $C_{Ne_н} = 0,3069$ кг/(кВт·год);
- електричний ККД ГТА $\eta_{e_н} = 23,5$ %.

У результаті розрахунку одержано залежність питомої витрати палива на ГТА в залежності від його потужності (рис. 22).



Рис. 22. Залежність питомої витрати палива на ГТА від його потужності на клеммах генератора

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
2. Березльов В. П., Гвоздецький І. І., Капітанчук К. І. Системи автоматичного керування газотурбінних установок і компресорів: навч. посіб. Київ: Вид-во Національного авіаційного університету «НАУ-друк», 2010. 164 с.
3. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії: навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2008. 420 с.
4. Романовський Г. Ф., Іпатенко О. Я., Патлайчук В. М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
5. Сорока Я. Х. Проектування суднових газотурбінних двигунів: навч. посіб. Миколаїв: МКІ, 1972. 194 с.
6. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 1: Агрегати виробництва України та Росії: навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с.

ДОДАТКИ

Таблиця 1Д. Проектувальний термогазодинамічний розрахунок двоступінчастої ТВТ морського ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
Початкові дані та параметри номінального режиму			
1. Витрата газу на вході в турбіну G_m , кг/с	Задається	62,68	-
2. Витрата охолоджуючого повітря G_{ox_m} , кг/с	Так само	7,53	-
3. Повна температура газу перед турбіною T_3^* , К	-”-	1495,0	-
4. Повна температура газу на виході з турбіни T_4^* , К	-”-	1090,0	-
5. Повний тиск газу на вході в турбіну P_3^* , Па	-”-	1749100	-
6. Повний тиск газу на виході з турбіни P_4^* , Па	-”-	393339	-
7. Міра зниження тиску в турбіні π_m^*	-”-	4,4468	-
8. Середня питома теплоємність для процесу в турбіні c_{p_c} , Дж/(кг·К)	-”-	1236	-
9. Газова стала робочого тіла R_c , Дж/(кг·К)	-”-	290,0	-
10. Температура охолоджуючого повітря T_{ox} , К	-”-	750,0	
11. Допустима з умов міцності температура металу лопаток турбіни T_∂ , К	-”-	1070,0	-

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
12. Середній діаметр на вході в турбіну D_c , м	За даними габаритного розрахунку	0,75	-
13. Тип проточної частини	За даними габаритного розрахунку	$D_{cp} = \text{const}$	
14. Частота обертання турбіни n_m , об/хв	За даними габаритного розрахунку	10825	-
15. Швидкість газу на виході з турбіни C_{2m} , м/с	За даними габаритного розрахунку	239	-
16. Кут розкриття проточної частини γ , град	$\gamma = \gamma_n + \gamma_k$ За даними габаритного розрахунку	26	
17. Кут виходу потоку із соплової решітки першого ступеня турбіни в абсолютному русі $\alpha_{1.1}$, град	За даними габаритного розрахунку	16	
18. Висота соплової лопатки першого ступеня l_{c1} , м	За даними габаритного розрахунку	0,058	
19. Висота робочої лопатки першого ступеня l_{p1} , м	За даними габаритного розрахунку	0,080	
20. Кількість ступенів турбіни z_m	За даними габаритного розрахунку	2	
21. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_i	0,95...0,98	0,96	0,96
22. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ_i	0,94...0,97	0,955	0,955
23. Показник адіабати процесу в турбіні k_z	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_z}$	1,307	1,307

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
24. Комплекс теплофізичних властивостей m_m	$\sqrt{\frac{k_\Gamma}{R_\Gamma} \left(\frac{2}{k_\Gamma + 1} \right)^{\frac{k_\Gamma + 1}{k_\Gamma - 1}}}$	0,0393	0,0393
25. Наявний адіабатичний температурний перепад на турбіну за повними параметрами на виході $\Delta T_{m_{a,m}}^*$, град	$T_3^* \left[1 - \left(\frac{P_4^*}{P_3^*} \right)^{\frac{k_2 - 1}{k_2}} \right]$	442,02	
26. Приведена швидкість потоку газу на виході з турбіни $\lambda_{C_{2m}}$	$\frac{C_{2m}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2 + 1} \cdot R_\epsilon \cdot T_4^*}}$	0,3994	
27. Газодинамічна функція (ГФ) тиску для $\lambda_{C_{2\tau}}$ у вихідному перерізі турбіни $\pi(\lambda_{C_{2m}})$	$\left[1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot (\lambda_{C_{2m}})^2 \right]^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}$	0,9127	
28. Статичний тиск газу на виході з турбіни P_4 , Па	$\pi(\lambda_{C_{2m}}) \cdot P_4^*$	359009	
29. Наявний адіабатичний температурний перепад на турбіну за статичними параметрами на виході ΔT_{m_a} , град	$T_3^* \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3^*} \right)^{\frac{k_2 - 1}{k_2}} \right]$	464,36	
30. Коефіцієнт розподілу теплоперепаду за ступенями турбіни s_i	0,9...1,0	1,00	1,00
31. Наявний адіабатичний температурний перепад на ступінь ΔT_{cm_i} , град	$\frac{\Delta T_{m_a}}{Z_m} \cdot s_i$	232,18	-
32. Наявний адіабатичний температурний перепад на останній ступінь ΔT_{cm_z} , град	$T_{3,z}^* \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{3,z}^*} \right)^{\frac{k_2 - 1}{k_2}} \right]$	-	246,91

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
33. Критична швидкість газу в ступені $a_{кр_i}$, м/с	$\sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot R_z \cdot T_{3.i}^*}$	700,9	653,2
34. Теоретична швидкість течії газу у ступені, що еквівалентна його наявному теплоперепаду C_{ad_i} , м/с	$\sqrt{2 \cdot c_{p_z} \cdot \Delta T_{cm_i}}$	757,6	781,3
35. Приведена швидкість потоку для ступеня, що еквівалентна його наявному теплоперепаду $\lambda_{c_{ad_i}}$	$\frac{C_{ad_i}}{a_{кр_i}}$	1,0809	1,196
36. Величина віяльності ступеня у першому наближенні ϑ_i	Приймаємо, а потім уточнюємо	9,49	6,11
37. Міра реактивності в кореневому перерізі ρ_{κ_i}	0,05...0,15	0,124	0,05
38. Міра реактивності ступеня ρ_i	$\rho_{\kappa_i} + \frac{2\vartheta_i - 1}{\vartheta_i^2}$	0,3236	0,3505
39. Приведена абсолютна швидкість потоку C_{1_i} для ступеня $\lambda_{c_{1.i}}$	$\varphi_i \cdot \lambda_{c_{ad_i}} \sqrt{1 - \rho_i}$	0,8534	0,9253
40. Абсолютна швидкість потоку для ступеня C_{1_i} , м/с	$\lambda_{c_{1.i}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot R_z \cdot T_{3.i}^*}$	598,1	604,4
41. Приведена густина потоку маси за приведеною швидкістю $C_{1.i}, q(\lambda_{c_{1.i}})$	$\lambda_{c_{1.i}} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{c_{1.i}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,9749	0,9935

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
42. ГФ тиску за дійсною приведеною швидкістю $C_{1.i}, \pi(\lambda_{c1.i})$	$\left[1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot (\lambda_{c1.i})^2\right]^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,6479	0,5975
43. ГФ тиску за теоретичною приведеною швидкістю $C_{1.i}, \pi\left(\frac{\lambda_{c1.i}}{\varphi_i}\right)$	$\left[1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot \left(\frac{\lambda_{c1.i}}{\varphi_i}\right)^2\right]^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,6231	0,5702
44. Висота соплової лопатки у першому наближенні l_{c1}^l , м	$l_{p(i-1)} + \delta_{p(i-1)} +$ $+ \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{p(i-1)} + 1,08 \cdot B_{c(i-1)}),$ (для 1-го ступеня згідно п. 18)	0,058	0,1007
45. Осьовий зазор за сопловою лопаткою S_{c1} , м	0,010...0,025	0,017	0,016
46. Висота робочої лопатки у першому наближенні l_{p1}^l , м	$l_{c1.i}^l + \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_i} + 1,08 \cdot B_{c(i-1)})$ (для 1-го ступеня згідно п. 19)	0,080	0,1226
47. Осьова ширина соплових лопаток B_{c_i} , м $l_{c1.i}^l \cdot (0,06934 + 0,02633 \cdot \vartheta_i + 0,00186 \cdot \vartheta_i^2 - 0,00003 \cdot \vartheta_i^3)$		0,0267	0,0295
48. Осьова ширина робочих лопаток B_{p_i} , м $l_{p1}^l \cdot (0,08722 + 0,02096 \cdot \vartheta_i + 0,00077 \cdot \vartheta_i^2 - 0,00001 \cdot \vartheta_i^3)$		0,0278	0,0296
49. Дійсна висота соплової лопатки у ступені $l_{c1.i}$, м	$l_{p(i-1)} + \delta_{p(i-1)} + \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_i} + B_{c_i})$	0,0580	0,102
50. Осьовий зазор за робочою лопаткою s_{p1} , м	0,005...0,020	0,014	0,014
51. Відносний радіальний зазор робочої лопатки $\bar{\delta}_{p_i}$	0,005...0,012	0,012	0,010
52. Радіальний зазор робочої лопатки δ_{p_i} , м	$l_{p_i} \cdot \bar{\delta}_{p_i}$	0,001	0,0012
53. Дійсна висота робочої лопатки l_{p_i} , м	$l_{c_i} + \operatorname{tg} \gamma \cdot (s_{c_i} + B_{p_i}) - \delta_{p_i}$	0,0788	0,1230

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
54. Середній діаметр 1-го ступеня за сопловою решіткою $D_{cp1.1}$, м	$D_{cp1.1} = D_{cp1} \quad (D_{cp} = \text{const});$ $D_{cp1.1} = D_{cp1} + 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot B_{c1} \quad (D_{\theta} = \text{const});$ $D_{cp1.1} = D_{cp1} - 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot B_{c1} \quad (D_{30\theta} = \text{const}).$	0,75 - -	
55. Середній діаметр 1-го ступеня за робочою решіткою $D_{cp2.1}$, м	$D_{cp2.1} = D_{cp1.1} \quad (D_{cp} = \text{const});$ $D_{cp2.1} = D_{cp1.1} + 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot (s_{c1} + B_{p1}) \quad (D_{\theta} = \text{const});$ $D_{cp2.1} = D_{cp1.1} - 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot (s_{c1} + B_{p1}) \quad (D_{30\theta} = \text{const}).$	0,75 - -	
56. Середній діаметр i -го ступеня за сопловою решіткою $D_{cp1.i}$, м	$D_{cp1.i} = D_{cp2.(i-1)} \quad (D_{cp} = \text{const});$ $D_{cp1.i} = D_{cp2.(i-1)} + 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot B_{ci} \quad (D_{\theta} = \text{const});$ $D_{cp1.i} = D_{cp2.(i-1)} - 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot B_{ci} = \quad (D_{30\theta} = \text{const}).$		0,75 - -
57. Середній діаметр i -го ступеня за робочою решіткою $D_{cp2.i}$, м	$D_{cp2.i} = D_{cp1.i} \quad (D_{cp} = \text{const});$ $D_{cp2.i} = D_{cp1.i} + 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot (s_{ci} + B_{pi}) \quad (D_{\theta} = \text{const});$ $D_{cp2.i} = D_{cp1.i} - 2 \cdot \text{tg} \gamma \cdot (s_{ci} + B_{pi}) \quad (D_{30\theta} = \text{const}).$		0,75 - -
58. Дійсна величина віяловості ступеня ϑ_i	$\frac{D_{cp2.i}}{l_{pi}}$ Повернутися на п. 36 для другого наближення	9,51	6,10
59. Осьовий габарит i -го ступеня турбіни L_{cm_i} , м	$B_{ci} + s_{ci} + B_{pi} + s_{pi}$	0,0855	0,0891
60. Витрата робочого тіла через ступінь G_{cm_i} , кг/с	$G_{cm(i-1)} + G_{ox_{c,(i-1)}} + G_{ox_{p,(i-1)}}$	62,68	67,88

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
61. Кут виходу потоку з соплової решітки лопаток i -го ступеня в абсолютному русі $\alpha_{1,i}$, град $\arcsin \frac{G_{cm_i} \cdot \sqrt{T_{3,i}^*}}{\pi \cdot m_m \cdot P_{3,i}^* \cdot D_{cp_i} \cdot l_{c_i} \cdot q(\lambda_{c_{1,i}}) \cdot \frac{\pi \left(\frac{\lambda_{c_{1,i}}}{\phi_i} \right)}{\pi(\lambda_{c_{1,i}})}}$ де $\pi = 3,1416$		16,00	18,08
62. Колова швидкість потоку на середньому діаметрі ступеня за сопловою решіткою $U_{1,i}$, м/с	$\frac{\pi \cdot n_m \cdot D_{cp_{1,i}}}{60}$	425,1	425,1
63. Приведена колова швидкість $U_{1,i}$ на середньому діаметрі за сопловою решіткою $\lambda_{u_{1,i}}$	$\frac{U_{1,i}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2 + 1} \cdot R_2 \cdot T_{3,i}^*}}$	0,6065	0,6508
64. Кут входу потоку на робочі лопатки $\beta_{1,i}$, град	$\arctg \frac{\sin \alpha_{1,i}}{\cos \alpha_{1,i} - \frac{\lambda_{u_{1,i}}}{\lambda_{c_{1,i}}}}$	47,72	51,45
65. Відносна температура гальмування в відносному русі на вході в робочу решітку лопаток $\tau_{1,iW}$	$1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \lambda_{c_{1,i}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin^2 \alpha_{1,i}}{\sin^2 \beta_{1,i}} \right)$	0,9165	0,9040
66. Температура гальмування в відносному русі на вході в робочу решітку $T_{3W_i}^*$, К	$\tau_{1,iW} \cdot T_{3,i}^*$	1370,2	1173,8
67. Приведена відносна швидкість $W_{1,i}$ потоку $\lambda_{w_{1,i}}$	$\frac{\lambda_{c_{1,i}}}{\sqrt{\tau_{1,iW}}} \cdot \frac{\sin \alpha_{1,i}}{\sin \beta_{1,i}}$	0,3320	0,3862
68. Відносна швидкість потоку газу $W_{1,i}$, м/с	$\lambda_{w_{1,i}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2 + 1} \cdot R_2 \cdot T_{3W_i}^*}$	222,8	239,9

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
69. Колова швидкість на середньому діаметрі за робочою решіткою $U_{2,i}$, м	$\frac{\pi \cdot n_m \cdot D_{cp2,i}}{60}$	425,1	425,1
70. Відносна швидкість на виході з робочої решітки $W_{2,i}$, м	$\psi_i \cdot \sqrt{2 \cdot \left(\rho_i \cdot c_{p_2} \cdot \Delta T_{cm_i} + \frac{W_{1,i}^2}{2} - \frac{U_{1,i}^2 - U_{2,i}^2}{2} \right)}$	463,3	497,6
71. Приведена відносна швидкість $W_{2,i}$ на виході з робочої решітки $\lambda_{w2,i}$	$\frac{W_{2,i}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_2}{k_2 + 1} \cdot R_2 \cdot T_{3W_i}^*}}$	0,6905	0,8012
72. ГФ тиску за приведеною швидкістю $W_{1,i}$ на вході в робочу решітку $\pi(\lambda_{w1,i})$	$\left[1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot (\lambda_{w1,i})^2 \right]^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}$	0,9390	0,9182
73. ГФ тиску за приведеною швидкістю $W_{2,i}$ на виході з робочої решітки $\pi(\lambda_{w2,i})$	$\left[1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot (\lambda_{w2,i})^2 \right]^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}$	0,7565	0,6838
74. ГФ тиску за теоретичною приведеною швидкістю $W_{2,i}$ на виході з робочої решітки $\pi\left(\frac{\lambda_{w2,i}}{\psi_i}\right)$	$\left[1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \cdot \left(\frac{\lambda_{w2,i}}{\psi_i} \right)^2 \right]^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}$	0,7357	0,6579
75. Приведена густина потоку маси за приведеною швидкістю $W_{2,i}$ на виході з робочої решітки $q(\lambda_{w2,i})$	$\lambda_{w2,i} \left[\frac{k_2 + 1}{2} \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \lambda_{w2,i}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2 - 1}}$	0,8881	0,9538
76. Коефіцієнт витрати охолоджуючого повітря для соплової решітки $g_{e,i}$	0,020...0,024	0,024	0,024

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
77. Витрата повітря для охолодження соплової решітки лопаток $G_{ox_{c,i}}$, кг/с $G_m \cdot a \cdot k_t \cdot g_{e_{c,i}} \cdot \frac{(T_{3,i}^* - T_\partial)}{(T_\partial - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3,i}^*}{T_{ox}}\right)^{0,25},$ де $a = 1,3 \dots 1,4$; $k_t = 1,05 \dots 1,10$.		3,240	1,682
78. Коефіцієнт витрати охолоджуючого повітря для робочої решітки $g_{e_{p,i}}$	0,019...0,022	0,021	0,021
79. Витрата повітря для охолодження решітки робочих лопаток $G_{ox_{p,i}}$, кг/с $G_m \cdot a \cdot k_t \cdot g_{e_{p,i}} \cdot \frac{(T_{3W_i}^* - T_\partial)}{(T_\partial - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3W_i}^*}{T_{ox}}\right)^{0,25}$		1,96	0,652
80. Тиск загальмованого потоку перед робочою решіткою $P_{3W_i}^*$, Па	$P_{3,i}^* \cdot \frac{\pi \left(\frac{\lambda_{c_{1,i}}}{\varphi_i}\right)}{\pi(\lambda_{w_{1,i}})}$	1160658	547170
81. Кут виходу з робочої решітки в відносному русі $\beta_{2,i}$, град $\arcsin \frac{[G_{cm_i} \cdot (1 - \bar{\delta}_{p_i}) + G_{ox_{c,i}}] \cdot \sqrt{T_{3W_i}^*}}{\pi \cdot m_m \cdot P_{3W_i}^* \cdot D_{cp_{2,i}} \cdot l_{p_i} \cdot q(\lambda_{w_{2,i}}) \cdot \frac{\pi \left(\frac{\lambda_{w_{2,i}}}{\psi_i}\right)}{\pi(\lambda_{w_{2,i}})}}$		19,27	24,39
82. Приведена колова швидкість $U_{2,i}$ за робочою решіткою $\lambda_{u_{2,i}}$	$\frac{U_{2,i}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot R_z \cdot T_{3W_i}^*}}$	0,6335	0,6845
83. Кут виходу потоку з робочої решітки лопаток в абсолютному русі $\alpha_{2,i}$, град	$\arctg \frac{\sin \beta_{2,i}}{\cos \beta_{2,i} - \frac{\lambda_{u_{2,i}}}{\lambda_{w_{2,i}}}}$	85,41	82,22
84. Відносна температура гальмування в абсолютному русі на виході з робочої решітки лопаток $\tau_{2,iW}$	$1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{w_{2,i}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin^2 \beta_{2,i}}{\sin^2 \alpha_{2,i}}\right)$	0,9435	0,9294

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
85. Абсолютна швидкість потоку на виході з робочої решітки C_{2i} , м/с	$W_{2.i} \cdot \frac{\sin \beta_{2.i}}{\sin \alpha_{2.i}}$	153,4	207,4
85. Приведена швидкість $C_{2.i}$ за робочою решіткою $\lambda_{C_{2.i}}$	$\frac{C_{2.i}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot R_z \cdot \tau_{2.iW} \cdot T_{3W_i}^*}}$	0,2353	0,3464
86. Кут установки соплових лопаток у решітці α_{y_i} , град	$\alpha_{y_i} = f(\alpha_{0i} - \alpha_{1i})$, дивись рис. 11	38,00	40,00
87. Хорда профілю соплової лопатки b_{c_i} , м	$\frac{B_{c_i}}{\sin \alpha_{y_i}}$	0,0434	0,0459
88. Відносний крок соплових лопаток у решітці $\bar{t}_c$	0,75...0,90	0,75	0,75
89. Число соплових лопаток у решітці z_{c_i}	ціле $\left(\frac{\pi \cdot D_{c_1}}{\bar{t}_c \cdot b_c} \right)$	72	68
90. Дійсне значення кроку соплових лопаток у решітці t_{c_i} , м	$\frac{\pi \cdot D_{c_{1.i}}}{z_{c_i}}$	0,0326	0,0345
91. Кут установки робочих лопаток у решітці β_{y_i} , град	$\beta_{y_i} = f(\beta_{1i} - \beta_{2i})$, дивись рис. 11	58	60
92. Хорда профілю робочої лопатки у решітці b_{p_i} , м	$\frac{B_{p_i}}{\sin \beta_{y_i}}$	0,0327	0,0342
93. Відносний крок робочих лопаток у решітці $\bar{t}_{p_i}$	$0,4 \cdot \rho_i + 0,6$	0,7295	0,7402
94. Число робочих лопаток у решітці z_{p_i}	ціле $\left(\frac{\pi \cdot D_{c_{2i}}}{\bar{t}_{p_i} \cdot b_{p_i}} \right)$	98	93

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
95. Дійсний крок робочих лопаток у решітці t_p	$\frac{\pi \cdot D_{c_{2i}}}{z_{p_i}}$	0,024	0,0253
96. ГФ тиску за абсолютною швидкістю потоку на виході зі ступеня $\pi(\lambda_{c_{2,i}})$	$\left(1 - \frac{k_c - 1}{k_c + 1} \lambda_{c_{2,i}}^2\right)^{\frac{k_c}{k_c - 1}}$	0,9690	0,9338
97. Колова робота i -го ступеня турбіни $L_{u,i}$, Дж/(кг/с) $(\lambda_{u_{1,i}} \lambda_{c_{1,i}} \cos \alpha_{1,i} + \lambda_{u_{2,i}} \lambda_{c_{2,i}} \cos \alpha_{2,i} \cdot \tau_{1,iW} \tau_{2,iW}) \cdot a_{kp_i}^2$		249493	255757
98. Коловий ККД ступеня турбіни η_{u_i}	$\frac{2 \cdot L_{u,i}}{\lambda_{c_{ad_i}}^2 \cdot a_{kp_i}^2}$	0,8694	0,8381
99. Коефіцієнт втрат енергії на тертя диска об робоче тіло ξ_{mp_i}	$6 \cdot 10^{-4} \frac{D_{cp_{2,i}}}{l_{2,i} \sin \alpha_{1,i}} \left(\frac{\lambda_{u_{1,i}}}{\lambda_{c_{ad_i}}}\right)^3$	0,0037	0,0019
100. Коефіцієнт втрат на витік газу через радіальний зазор лопаток ξ_{ym_i}	$2 \cdot \bar{\delta}_i \cdot \eta_{u_i}$	0,209	0,0168
101. Внутрішній ККД ступеня турбіни η_{i_i}	$\eta_{u_i} - (\xi_{mp_i} + \xi_{ym_i})$	0,8449	0,8194
102. Внутрішня робота ступеня L_{i_i} , Дж/(кг/с)	$\eta_{i_i} \cdot \frac{\lambda_{c_{ad_i}}^2 \cdot a_{kp_i}^2}{2}$	242455	250063
10. Потужність ступеня турбіни N_{cm_i} , кВт	$\frac{L_{i_i} \cdot \eta_m \cdot (G_{cm_i} + G_{ox_{c,i}})}{1000}$	15903	17308
104. Дійсне відношення температури на виході із ступеня до температури на вході τ_{cm_i}	$\tau_{1W_i} \tau_{2W_i} + (\xi_{mp_i} + \xi_{ym_i}) \frac{k_c - 1}{k_c + 1} \lambda_{c_{ad_i}}^2$	0,8686	0,8438
105. Повна температура газу на виході із ступеня турбіни $T_{4_i}^*$, К	$\tau_{cm_i} \cdot T_{3_i}^*$	1298,5	1095,6

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		1 ступінь	2 ступінь
106. Міра зниження тиску в ступені турбіни π_{cm_i}	$\frac{\pi(\lambda_{w_{1,i}}) \cdot \pi(\lambda_{c_{2,i}})}{\pi\left(\frac{\lambda_{c_{1,i}}}{\varphi}\right) \cdot \pi\left(\frac{\lambda_{w_{2,i}}}{\psi_i}\right)}$	1,9850	2,2856
107. Повний тиск на виході із ступеня $P_{4_i}^*$, Па	$\frac{P_{3_i}^*}{\pi_{cm_i}}$	881159	385526
108. Міра зниження тиску в турбіні π_m^*	$\pi_{cm_1} \cdot \pi_{cm_2} \cdot \dots \cdot \pi_{cm_z}$	4,5369	
109. Параметр відносного температурного перепаду турбіни $\left(\frac{\Delta T_m}{T}\right)_m$	$1 - \tau_{cm_1} \cdot \tau_{cm_2} \cdot \dots \cdot \tau_{cm_z}$	0,2672	
110. Параметр відносної витрати турбіни $\bar{G}_m$	$\frac{G_m \sqrt{T_3^*}}{F_{3m} \cdot m_m \cdot P_3^*},$ де $F_{3m} = \pi \cdot D_{cp_1} \cdot l_{c_1} \cdot \sin \alpha_{1.1}$	0,9376	
111. Комплексний параметр турбіни K_m	$\bar{G}_m \cdot \pi_m^* \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_m}$	3,6414	
112. Потужність турбіни N_m , кВт	$\sum_{i=1}^{z_m} N_{cm_i}$	33211	
113. Внутрішній ККД турбіни η_{i_m}	$\frac{\sum_{i=1}^{z_m} L_{cm_i}}{c_{p_2} \cdot \Delta T_{ma}}$	0,8581	
114. ККД турбіни за повними параметрами η_m^*	$\frac{\sum_{i=1}^{z_m} L_{cm_i}}{c_{p_2} \cdot \Delta T_{ma,m}^*}$	0,9015	

Таблиця 2Д. Розрахунок універсальної однолінійної характеристики одноступінчастої турбіни, навантаженої за законом гребного гвинта

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номіналь- ний режим	<i>i</i> -й режим
Початкові дані та параметри номінального режиму			
1. Витрата газу на вході в турбіну на номінальному режимі G_{m_n} , кг/с	Задається	86,44	-
2. Витрата охолоджуючого повітря G_{nox} , кг/с	Так само	2,3	-
3. Температура перед турбіною на номінальному режимі $T_{3_n}^*$, К	-''-	1194,0	-
4. Температура за турбіною на номінальному режимі $T_{4_n}^*$, К	-''-	1031,0	-
5. Температурний перепад на турбіну на номінальному режимі ΔT_{m_n} , град.	-''-	163,0	-
6. Тиск газу на вході в турбіну на номінальному режимі $P_{3_n}^*$, Па	-''-	769719	-
7. Тиск газу на виході з турбіни на номінальному режимі P_4^* , Па	-''-	403100	-
8. Міра зниження тиску турбіни на номінальному режимі $\pi_{m_n}^*$	-''-	1,9095	-
9. Середня питома теплоємність газу c_{p_e} , Дж/(кг·К)	-''-	1202	-

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
10. Газова стала продуктів згоряння R_z , Дж/(кг·К)	-”-	290,0	-
11. Адіабатичний ККД турбіни на номінальному режимі $\eta_{m_n}^*$	-”-	0,876	-
12. Середній діаметр на вході в турбіну D_c , м	-”-	0,89	-
13. Частота обертання турбіни на номінальному режимі n_{m_n} , об/хв.	-”-	7220	-
14. Потужність турбіни на номінальному режимі N_{m_n} , кВт	-”-	16848	-
15. Показник адіабати процесу в турбіні k_z	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_z}$	1,3180	-
16. Комплекс теплофізичних властивостей m_m	$\sqrt{\frac{k_\Gamma}{R_\Gamma} \left(\frac{2}{k_\Gamma + 1} \right)^{\frac{k_\Gamma + 1}{k_\Gamma - 1}}}$	0,0394	-
17. Висота соплової лопатки (СЛ) l_1 , м	Задається	0,1154	-
18. Висота робочої лопатки (РЛ) l_2 , м	Так само	0,1262	-
19. Відносна витрата охолоджуючого повітря g_{nox}	-”-	0,0266	-
20. Відносний радіальний зазор РЛ $\bar{\delta}$	-”-	0,001	-
21. Швидкісний коефіцієнт соплового апарату (СА) на номінальному режимі φ_1	-”-	0,985	-

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
22. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки лопаток на номінальному режимі ψ_1	-''-	0,970	-
23. Міра реактивності ступеня ρ_1	-''-	0,2734	-
24. Кут виходу газу з СА α_1 , град	-''-	18,3	-
25. Кут виходу газу з робочої решітки (РР) β_2 , град	-''-	26,57	-
26. Абсолютна швидкість виходу газу з СА на номінальному режимі C_{1n} , м/с	-''-	564,7	-
27. Колова швидкість газу на номінальному режимі U_{1n} , м/с	-''-	336,4	-
28. Приведена швидкість C_1 на номінальному режимі $\lambda_{c_{1n}}$	$\frac{C_{1n}}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_2}{\kappa_2 + 1} \cdot R_2 \cdot T_{3n}^*}}$	0,9014	-
29. Приведена колова швидкість течії газу в ступені на номінальному режимі $\lambda_{u_{1n}}$	$\frac{U_{1n}}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_2}{\kappa_2 + 1} \cdot R_2 \cdot T_{3n}^*}}$	0,5361	-
30. Площа кільцевого перерізу на виході з СА F_3 , м ²	$3,1416 \cdot D_c \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1$	0,0998	-
31. Коефіцієнт потужності гвинтової характеристики турбіни на номінальному режимі K_{N_n}	$\frac{N_{m_n}}{n_{m_n}^3}$	$4,48 \cdot 10^{-8}$	-

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номіналь- ний режим	i-й режим
Розрахунок змінних режимів роботи турбіни			
31. Коефіцієнт швидкості λ_{c_1} для режиму	Задаємось: параметр, що варіюється	0,9014	0,8634
32. Приведена густина потоку маси $q(\lambda_{c_1})$ для режиму	$\lambda_{c_1} \cdot \left[\frac{k_z + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot \lambda_{c_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,9886	0,9833
33. ГФ тиску $\pi(\lambda_{c_1})$ для режиму	$\left[1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot (\lambda_{c_1})^2 \right]^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,6128	0,6274
34. ГФ тиску $\pi\left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi}\right)$ для режиму	$\left[1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot \left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi} \right)^2 \right]^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,6030	0,6179
35. Витрата газу на вході в турбіну G_m , кг/с	Задаємось - параметр, що варіюється	86,44	83,44
36. Міра зниження тиску турбіни на режимі π_m^*	Так само	1,9095	1,8060
37. Тиск газу на вході в турбіну на режимі P_3^* , Па	$P_4^* \cdot \pi_m$	769719	727962
38. Температура перед турбіною на режимі $T_{3_n}^*$, К	$\left[\frac{F_3 \cdot m_m \cdot \pi_m^* \cdot P_4^* \cdot q(\lambda_{c_1}) \cdot \pi\left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi}\right)}{G_m \cdot \pi(\lambda_{c_1})} \right]$	1194,0	1125,5
39. Приведена колова швидкість λ_{u_1} на режимі	Задаємось – п. 29, потім корегуємо	0,5361	0,5202
40. Приведена колова швидкість λ_{u_1} на режимі у першому наближенні	$\lambda_{c_1} \left(\frac{\lambda_{u_1}}{\lambda_{c_1}} \right)_n$	0,5361	0,5135
41. Абсолютна швидкість виходу газу з СА C_1 , м/с	$\lambda_{c_1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_z}{\kappa_z + 1} \cdot R \cdot T_3^*}$	564,7	526,0

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	i-й режим
42. Приведена швидкість потоку, що еквівалентна теплоперепаду ступеня $\lambda_{c_{a\partial}}$	$\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi_1 \sqrt{1 - \rho_1}}$	1,0735	1,0283
43. Параметр $\Delta \lambda_{U_1}$	$\cos \alpha_1 \cdot \lambda_{c_1} - \lambda_U$	0,3197	0,2995
44. Кут β_1 виходу газу на режимі, якщо $\Delta_{U_1} > 0$, град	$\arctg \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{\lambda_U}{\lambda_{c_1}}}$	41,52	42,15
5. Кут β_1 виходу газу на режимі, якщо $\Delta_{U_1} < 0$, град	$180^\circ - \arctg \frac{\sin \alpha_1}{\frac{\lambda_U}{\lambda_{c_1}} - \cos \alpha_1}$	-	-
46. ГФ температури τ_{1W}	$1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_1}^2 \left(1 - \frac{\sin^2 \alpha_1}{\sin^2 \beta_1} \right)$	0,9136	0,9201
47. Повна відносна температура газу за СА T_{3W}^* , К	$T_3^* \cdot \tau_{1W}$	1091,1	1035,6
48. Приведена швидкість потоку $W_1 \lambda_{W_1}$	$\frac{\lambda_{c_1} \sin \alpha_1}{\sin \beta_1 \sqrt{\tau_{1W}}}$	0,4467	0,4212
49. Швидкість газу у відносному русі за СА W_1 , м/с	$\lambda_{W_1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_z}{\kappa_z + 1} \cdot R \cdot T_{3W}^*}$	268,0	246,1
50. Відносний кут атаки на профіль РЛ $\bar{i}_2$	$\frac{\beta_{1_n} - \beta_1}{\beta_{1_n}}$	0,0000	-0,0191
51. Швидкісний коефіцієнт РР на режимі φ_1	$\varphi_{1_n} \sqrt{1 - A \cdot \bar{i}_2}$, де $A = 0,9$ при $\beta_{1_n} - \beta_1 > 0$, або $A = 0,15$, якщо $\beta_{1_n} - \beta_1 < 0$	0,9700	0,9686
52. Приведена швидкість потоку $W_2 \lambda_{W_2}$	$\varphi_1 \sqrt{\rho_1 \frac{(\lambda_{c_{a\partial}})^2}{\tau_{1W}} + (\lambda_{W_1})^2}$	0,7155	0,6791
53. Приведена густина потоку маси $q \left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi} \right)$	$\left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi_1} \right) \cdot \left(\frac{k_z + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi_1} \right)^2 \right] \right)^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,9916	0,9821

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	i -й режим
54. ГФ тиску $\pi\left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi}\right)$	$\left[1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot \left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi_1}\right)^2\right]^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,6030	0,6303
55. ГФ температури $\tau(\lambda_{c_1})$	$1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{c_1}^2$	0,8885	0,8977
56. ГФ температури $\tau\left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi}\right)$	$1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot \left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi_1}\right)^2$	0,8851	0,8946
57. ГФ температури $\tau(\lambda_{w_2})$	$1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{w_2}^2$	0,9298	0,9367
58. ГФ температури $\tau\left(\frac{\lambda_{w_2}}{\varphi}\right)$	$1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot \left(\frac{\lambda_{w_2}}{\varphi_1}\right)^2$	0,9253	0,9326
59. ГФ тиску $\pi(\lambda_{w_1})$	$\left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{w_1}^2\right)^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,8913	0,9029
60. Швидкість газу у відносному русі за РР W_2 , м/с	$\lambda_{w_2} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot R \cdot T_{3w}^*}$	429,2	396,9
61. ГФ $\pi\left(\frac{\lambda_{w_2}}{\varphi}\right)$	$= \left[1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \cdot \left(\frac{\lambda_{w_2}}{\varphi_1}\right)^2\right]^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,7249	0,7487
62. ГФ тиску $\pi(\lambda_{w_2})$	$\left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{w_2}^2\right)^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,7395	0,7627
63. Параметр $\Delta\lambda_{u_2}$	$\cos \beta_2 \cdot \lambda_{w_2} \sqrt{\tau_{1w}} - \lambda_u$	0,0756	0,0624
64. Кут α_2 виходу потоку газу з РР на режимі, якщо $\Delta_{u_2} > 0$, град	$\arctg \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{\lambda_u}{\lambda_{w_2} \sqrt{\tau_{1w}}}}$	76,12	77,91
65. Кут α_2 виходу потоку газу на режимі, якщо $\Delta_{u_2} < 0$, град	$180^\circ - \arctg \frac{\sin \beta_2}{\frac{\lambda_u}{\lambda_{w_2} \sqrt{\tau_{1w}}} - \cos \beta_2}$	-	-
66. ГФ температури τ_{2w}	$1 - \frac{k - 1}{k + 1} \lambda_{w_2}^2 \left(1 - \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_2}\right)$	0,9447	0,9500

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
67. Приведена швидкість виходу потоку газу з РР λ_{C_2}	$\frac{\lambda_{W_2} \sin \beta_2}{\sin \alpha_2 \sqrt{\tau_{2W}}}$	0,3392	0,3187
68. Абсолютна швидкість виходу газу з РР C_2 , м/с	$W_2 \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$	197,8	181,5
69. ГФ тиску $\pi(\lambda_{C_2})$	$\left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{C_2}^2\right)^{\frac{k_z}{k_z - 1}}$	0,9362	0,9435
70. ГФ температури $\tau(\lambda_{C_2})$	$1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{C_2}^2$	0,9842	0,9861
71. Міра зниження тиску в ступені π_{cm}	$\frac{\pi(\lambda_{W_1}) \cdot \pi(\lambda_{C_2})}{\pi\left(\frac{\lambda_{C_1}}{\varphi_1}\right) \cdot \pi\left(\frac{\lambda_{W_2}}{\varphi_1}\right)}$	1,9089	1,8053
72. Приведена швидкість потоку, що еквівалентна тепловперепаду ступеня $\lambda_{c_{ad}}$	$\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \frac{\tau(\lambda_{C_2})}{\pi_{cm}^{\frac{k_z-1}{k_z}}}\right]}$	1,0730	1,0278
73. Критична швидкість газу у СА на режимі $a_{кр}$, м/с	$\sqrt{2 \cdot \frac{k_z}{k_z + 1} \cdot R_z \cdot T_3^*}$	627,6	609,2
74. Колова робота ступеня L_U , Дж/(кг·К)	$\lambda_U \cdot (\lambda_{C_1} \cos \alpha_1 + \cos \beta_2 \cdot \lambda_{W_2} \sqrt{\tau_{1W}} - \lambda_U) \cdot a_{кр_i}^2$	196664	170332
75. Коловий ККД ступеня η_U	$\frac{2 \cdot L_{U_i}}{\lambda_{c_{ad}}^2 \cdot a_{кр_i}^2}$	0,8674	0,8688
76. Коефіцієнт втрат на тертя диска ξ_{mp}	$6 \cdot 10^{-4} \frac{D_{cp}}{l_2 \sin \alpha_1} \left(\frac{\lambda_U}{\lambda_{c_{ad}}}\right)^3$	0,0017	0,0017
77. Коефіцієнт втрат на витік газу через зазор ξ_{ym}	$2 \cdot \bar{\delta} \cdot \eta_U$	0,0017	0,0017
78. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_{U_i} - (\xi_{mp} + \xi_{ym})$	0,8640	0,8653
79. Внутрішня робота ступеня L_i , Дж/(кг·К)	$\eta_i \cdot \frac{\lambda_{c_{ad}}^2 \cdot a_{кр_i}^2}{2}$	195889	169649

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
80. Відношення температур за <i>i</i> перед ступенем τ_{cm}	$\tau_{1W} \tau_{2W} - (\xi_{mp} + \xi_{ym}) \cdot \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{ad}}^2$	0,8635	0,8746
81. Повна температура газу на виході із ступеня T_4^* , К	$\tau_{cm} \cdot T_3^*$	1031,4	984,4
82. Потужність ступеня турбіни на режимі N_{cm} , кВт	$L_i \cdot \eta_m \cdot G_{cm}$	16848	14085
83. Відносний температурний перепад на ступінь $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{cm}$	$1 - \tau_{cm}$	0,1365	0,1254
84. Міра зниження тиску в турбіні π_m^*	π_{cm}	1,9089	1,8053
85. Відносна витрата газу через турбіну $\bar{G}_m$	$\frac{G_m \sqrt{T_3^*}}{F_3 \cdot m_m \cdot P_3^*}$	0,9729	0,9640
86. Адіабатичний температурний перепад на турбіну $\Delta T_{m_{ad}}$	$T_3^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k_z-1}{k_z}}}\right)$	172,5	149,5
87. ККД турбіни η_m	$\frac{N_m}{(G_m + G_{ox}) \cdot c_{p_z} \cdot \Delta T_{m_{ad}}}$	0,9400	0,9393
88. Частота обертання турбіни на режимі n_m , об/хв	$\frac{60 \cdot \lambda_{u_1} \sqrt{2 \cdot \frac{K_z}{K_z+1} \cdot R \cdot T_3^*}}{3,1416 \cdot D_{c_1}}$	7220	6801
89. Розрахункові оберти гвинтової характеристики n_{mp} , об/хв.	$\sqrt[3]{\frac{N_m}{K_{N_H}}}$	7220	6801
90. Відхилення обертів турбіни від гвинтової характеристики $\Delta_n, \%$	$\frac{(n_{mp} - n_m) \cdot 100}{n_{mp}}$	0,00	0,00
91. Параметр частоти обертання турбіни $\bar{n}_m$	$\frac{n_m}{\sqrt{T_3^*}}$	6,0451	6,0424

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
92. Комплексний параметр режиму турбіни K_m	$\bar{G}_m \cdot \pi_m^* \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_m}$	1,7259	1,6276

Таблиця 3Д. Розрахунок змінних режимів роботи однокаскадного блокованого енергетичного газотурбінного агрегату

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номіналь- ний режим	<i>i</i> -й режим
Початкові дані та параметри номінального режиму			
1. Температура атмосферного повітря T_a^* , К	Задається	288	-
2. Атмосферний тиск повітря P_a^* , Па	Так само	101300	-
3. Витрата повітря на вході в компресор на номінальному режимі G_{κ_H} , кг/с	-”-	15,25	-
4. Міра підвищення тиску в компресорі на номінальному режимі $\pi_{\kappa_H}^*$	-”-	12,50	-
5. Адіабатичний ККД компресора на номінальному режимі $\eta_{\kappa_H}^*$	-”-	0,81	-
6. Коефіцієнт встановлення повного тиску КЗ ν_{κ_3}	-”-	0,9250	-
7. Витрата газу на вході в турбіну на номінальному режимі G_{m_H} , кг/с	-”-	14,43	-
8. Витрата охолоджуючого повітря $G_{n_{ox}}$, кг/с	-”-	0,80	-

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	i -й режим
9. Температура газу перед турбіною на номінальному режимі T_{3n}^* , К	„-“	1235,0	-
10. Температурний перепад на турбіну на номінальному режимі ΔT_{m_n} , град.	„-“	489,2	-
11. Тиск газу на вході в турбіну на номінальному режимі P_{3n}^* , Па	„-“	1171281	-
12. Тиск газу на виході з турбіни P_4^* , Па	„-“	106900	-
13. Міра зниження тиску турбіни на номінальному режимі $\pi_{m_n}^*$	„-“	10,957	-
14. Середня питома теплоємність газу c_{p_2} , Дж/(кг·К)	„-“	1154	-
15. Газова стала для продуктів згоряння R_2 , Дж/(кг·К)	„-“	297	-
16. Адіабатичний ККД турбіни на номінальному режимі $\eta_{m_n}^*$	„-“	0,90	-
17. Механічний ККД турбіни η_m	„-“	0,995	-
18. Механічний ККД редуктора η_p	„-“	0,97	-
19. ККД електрогенератора $\eta_{ген}$	„-“	0,955	-

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номинальний режим	i-й режим
20. Нижча наявна теплотворна спроможність палива H_U , кДж/кг	-”-	50032	-
21. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	-”-	17,18	-
22. Середній діаметр на вході в турбіну D_c , м	-”-	0,52	-
23. Частота обертання турбіни на номінальному режимі n_{m_1} , об/хв	-”-	13800	-
24. Показник адіабати процесу в турбіні k_2	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_2}$	1,3464	-
25. Комплекс теплофізичних властивостей газу m_m	$\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2+1}{k_2-1}}}$	0,0392	-
26. Висота СЛ 1-го ступеня l_{1_1} , м	Задається	0,0318	-
27. Відносна витрата охолоджуючого повітря Σg_{ox}	Так само	0,065	-
28. Кут виходу газу з СА 1-го ступеня α_1 , град.	-”-	13	-
29. Абсолютна швидкість виходу газу з СА 1-го ступеня на номінальному режимі C_1 , м/с	-”-	512	-
30. Колова швидкість газу вхідного трикутника 1-го ступеня на номінальному режимі U_1 , м/с	-”-	375,7	-
31. Кільцева площа вхідного перерізу 1-го ступеня F_3 , м ²	$3,1416 \cdot D_c \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	0,0117	-

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
32. Коефіцієнт витрати турбіни β_m	$\frac{G_{m_n}}{G_{K_n}}$	0,9463	-
33. Відносна витрата газу через турбіну на номінальному режимі $\bar{G}_{m_n}$	$\frac{G_{m_n} \sqrt{T_{3_n}^*}}{F_3 \cdot m_m \cdot P_{3_n}^*}$	0,9452	-
34. Відносний температурний перепад на турбіну на номінальному режимі $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{m_n}$	$\frac{\Delta T_{m_n}}{T_{3_n}^*}$	0,3961	-
35. Комплексний параметр режиму турбіни на номінальному режимі K_{m_n}	$\bar{G}_{m_n} \cdot \pi_{m_n}^* \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{m_n}}$	8,0483	-
36. Сталій коефіцієнт газовідводу C_{zo_n}	$\frac{K_{m_n}^2}{\frac{(P_{4_n} - P_n)}{P_{4_n}}}$	1236,5	-
Розрахунок змінних режимів роботи ГТА			
37. Узагальнений комплексний параметр режиму φ_{K_i}	Задаємось	1,0000	0,9801
38. Комплексний параметр турбіни на режимі K_{m_i}	K_{m_i}/K_{m_n}	8,0483	7,8882
39. Протитиск газовідводу на режимі P_{zo_i} , Па	$\frac{C_{zo_n} \cdot P_n}{C_{zo_n} - K_{m_i}^2}$	106900	106668
40. Узагальнений комплексний параметр безрозмірної витрати газу на режимі φ_{G_i}	$\varphi_{G_i} = F(K_{m_i})$	1,0000	1,0091
41. Безрозмірна витрата газу на режимі $\bar{G}_{m_i}$	$\varphi_{G_i} \cdot \bar{G}_{m_n}$	0,9452	0,9539

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
42. Узагальнений комплексний параметр відносного температурного перепаду на режимі φ_{τ_i}	$\varphi_{\tau_i} = F(K_{m_i})$	1,0000	0,9854
43. Відносний температурний перепад на режимі $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{m_i}$	$\varphi_{\tau_i} \cdot \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{m_n}$	0,3961	0,3903
44. Узагальнений комплексний параметр міри зниження тиску турбіни на режимі φ_{π_i}	$\varphi_{\pi_i} = F(K_{m_i})$	1,0000	0,9662
45. Міра зниження тиску турбіни на режимі $\pi_{m_i}^*$	$\varphi_{\pi_i} \cdot \pi_{m_n}^*$	10,957	10,586
46. Тиск газу перед турбіною на режимі $P_{3_i}^*$, Па	$P_{20_i}^* \cdot \pi_{m_i}^*$	1171281	1129236
47. Тиск повітря за компресором на режимі $P_{2_i}^*$, Па	$\frac{P_3^*}{v_{кз}}$	1266249	1220795
48. Міра підвищення тиску компресора на режимі $\pi_{\kappa_i}^*$	$\frac{P_{2_i}^*}{P_n^*}$	12,500	12,051
49. Відносний параметр міри підвищення тиску компресора на режимі RPI	$\frac{\pi_{\kappa_i}^* - 1}{\pi_{\kappa_n}^* - 1}$	1,0000	0,9610
50. Параметр приведеної витрати повітря через компресор RGI	Графік рис. 8	1,0000	1,0084
51, Приведена витрата повітря через компресор G_{κ_i} , кг/с	$RGI \cdot G_{\kappa_n}$	15,250	15,378

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
52. Відносний адіабатичний ККД компресора RUK	Графік рис. 9	1,0000	0,9994
53. Адіабатичний ККД компресора на режимі $\eta_{\kappa_i}^*$	$RUK \cdot \eta_{\kappa_H}^*$	0,8100	0,8095
54. Витрата газу через турбіну на режимі G_{m_i} , кг/с	$\beta_m \cdot G_{\kappa_i}$	14,430	14,551
55. Температура газу перед турбіною на режимі $T_{3_i}^*$, К	$\left[\frac{F_3 \cdot m_m \cdot P_{3_i}^* \cdot \bar{G}_{m_i}}{G_{m_i}} \right]^2$	1235,0	1149,7
56. Дійсний підігрів повітря в компресорі на режимі ΔT_{κ_i} , град	$\frac{T_H \cdot (\pi_{\kappa_i}^{\frac{\kappa_{\kappa 1}-1}{\kappa_{\kappa 1}}} - 1)}{\eta_{\kappa_i}^*}$	368,7	361,8
57. Температура за компресором на режимі $T_{2_i}^*$, К	$T_H + \Delta T_{\kappa_i}$	656,7	649,8
58. Середня температура процесу в компресорі на режимі T_{cp,κ_i} , К	$T_H + \Delta T_{\kappa_i} \cdot \eta_{\kappa_i}^*/2$	437,3	434,4
59. Середня питома теплоємність повітря в компресорі на режимі $c_{pв,\kappa_i}$, Дж/(кг·К)	$c_{pв,\kappa_i} = f(T_{cp,\kappa_i})$	1019	1018
60. Показник адіабати для процесу в компресорі на режимі k_{κ_i}	$c_{pв,\kappa_i} / (c_{pв,\kappa_i} - R_n)$	1,3922	1,3924
61. Коефіцієнт витрати повітря для КЗ $\alpha_{\kappa 3}$	$1 - g_{n_{ox}}$	0,9350	0,9350
62. Середня температура процесу в КЗ $T_{cp1\kappa 3}$, К	$(T_{3_i}^* + 293)/2$	764,1	721,4
63. Середня температура процесу в КЗ $T_{cp2\kappa 3}$, К	$(T_{2_i}^* + 293)/2$	474,9	471,4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	i-й режим
64. Середня питома теплоємність повітря для процесу в КЗ c_{p1K3} , Дж/(кг·К)	$c_{p1K3} = f(T_{cp1K3})$	1087	1077
65. Середня питома теплоємність повітря для процесу в КЗ c_{p2K3} , Дж/(кг·К)	$c_{p2K3} = f(T_{cp2K3})$	1025	1024
66. Середня питома теплоємність стехіометричних продуктів згоряння у КЗ $c_{p_{чп}}$, Дж/(кг·К)	$c_{p_{чп}} = f(T_{cp1K3}; \alpha = 1)$	1159	1145
67. Відносна витрата палива через КЗ на режимі $g_{нал_i}$	$\frac{c_{p1K3} \cdot (T_{3_i}^* - 293) - c_{p2E3} \cdot (T_{2_i}^* - 293)}{H_U \cdot \eta_{ксі} - [c_{p_{чп}} \cdot (L_0 + 1) - c_{p1K3} \cdot L_0] \cdot (T_{3_i}^* - 293)}$	0,0138	0,0117
68. Коефіцієнт надлишку повітря у КЗ на режимі α_i	$\frac{1}{g_{нал_i} \cdot L_0}$	4,2232	4,9668
69. Відносне зниження коефіцієнта повноти згоряння КЗ на режимі RUKS, де $\bar{\alpha}_i = \frac{\alpha_i}{\alpha_n}$	$0,01041667 \cdot (\bar{\alpha}_i)^3 - 0,18482143 \cdot (\bar{\alpha}_i)^2 + 0,32940476 \cdot \bar{\alpha}_i + 0,84321429$	1,0000	0,9937
70. Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ на режимі $\eta_{кз_i}$	RUKS $\cdot \eta_{кз_n}$, далі слід повернутися до п. 67 і зробити друге наближення	0,9900	0,9838
71. Коефіцієнт витрати турбіни на режимі β_{m_i}	$(1 + g_{нал_i}) \cdot \alpha_{кз}$	0,9479	0,94596
72. Температурний перепад турбіни на режимі ΔT_{m_i} , град.	$T_{3_i}^* \cdot \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{m_i}$	489,3	448,8

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		Номінальний режим	<i>i</i> -й режим
73. Температура за турбіною на режимі T_{4i}^* , К	$T_{3i}^* - \Delta T_{m_i}$	745,9	701,0
74. Середня температура процесу в турбіні на режимі $T_{ср.m_i}$, К	$T_{3i}^* - \frac{\Delta T_{m_i}}{2 \cdot \eta_{m_i}}$	963,3	900,4
75. Середня питома теплоємність газу в турбіні на режимі $c_{p.2i}$, Дж/(кг·К)	$c_{p.2i} = f(T_{ср.m_i}; \alpha_i)$	1158	1139
76. Потужність турбіни на режимі N_{m_i} , кВт	$G_{\kappa_i} \cdot \beta_{m_i} \cdot c_{p.2i} \cdot \Delta T_{m_i} \cdot \eta_m / 1000$	8217,3	7395,6
77. Потужність приводу компресора на режимі N_{κ_i} , кВт	$G_{\kappa_i} \cdot c_{p.6\kappa_i} \cdot \Delta T_{\kappa_i} / 1000$	5728,8	5665,7
78. Внутрішня потужність ГТД на режимі $N_{гтд_i}$, кВт	$N_{m_i} - N_{\kappa_i}$	2488,5	1729,8
79. Електрична потужність ГТА на режимі N_{e_i} , кВт	$N_{гтд_i} \cdot \eta_p \cdot \eta_{ген}$	2305,3	1602,4
80. Годинна витрата палива ГТД на режимі $G_{нал.2i}$, кг/год	$g_{нал_i} \cdot G_{\kappa_i} \cdot \alpha_{\kappa c} \cdot 3600$	707,49	606,60
81. Питома витрата палива ГТА на режимі C_{Ne_i} , кг/(кВт·год)	$\frac{G_{нал.2i}}{N_{e_i}}$	0,3069	0,3786
82. Електричний ККД ГТА на режимі η_{e_i}	$\frac{3600}{C_{Ne_i} \cdot H_U}$	0,2345	0,1901

ЗМІСТ

Основні умовні позначення, індекси, скорочення.....	3
Вступ.....	5
1. Введення у теорію змінних режимів роботи суднових, енергетичних та приводних ГТА.....	6
1.1. Основні визначення й терміни теорії змінних режимів роботи ГТД різного призначення.....	6
1.2. Використання теорії подібності при математичному моделюванні робочих процесів ГТД на змінних режимах.....	8
1.3. Умови подібності режимів роботи ГТД.....	12
1.4. Постановка задачі приведення параметрів ГТД до розрахункових (нормальних) атмосферних умов.....	15
1.5. Розв'язання задачі приведення параметрів ГТД до розрахункових умов. Формули приведення.....	19
2. Використання характеристик компресорів і турбін ГТД в розрахунках їх змінних режимів.....	25
2.1. Характеристики компресорів ГТД.....	25
2.2. Способи керування характеристиками компресорів при роботі ГТД на режимах часткових навантажень.....	30
2.3. Характеристики осьових турбін ГТД.....	38
2.4. Однолінійні характеристики осьових турбін суднових, енергетичних та приводних ГТД.....	41
2.5. Проєктувальний термогазодинамічний розрахунок багатоступінчастої газової турбіни ГТД з використанням газодинамічних функцій.....	43
2.6. Термогазодинамічні розрахунки універсальних однолінійних характеристик турбін ГТД з різними законами навантаження.....	59
2.7. Способи представлення результатів розрахунків універсальних та узагальнених однолінійних характеристик турбін ГТД з різними законами навантаження.....	71
2.8. Розрахунок характеристик змінних режимів роботи однокаскадного енергетичного газотурбінного агрегату.....	75
Список літератури.....	85
Додатки.....	86
Табл. 1Д. Проєктувальний термогазодинамічний розрахунок двоступінчастої ТВТ морського ГТД	86
Табл. 2Д. Розрахунок універсальної однолінійної характеристики одноступінчастої турбіни, навантаженої за законом гребного гвинта...	98
Табл. 3Д. Розрахунок змінних режимів роботи однокаскадного блокованого енергетичного газотурбінного агрегату.....	106

Навчальне видання

ВАЩИЛЕНКО
Микола Віталійович

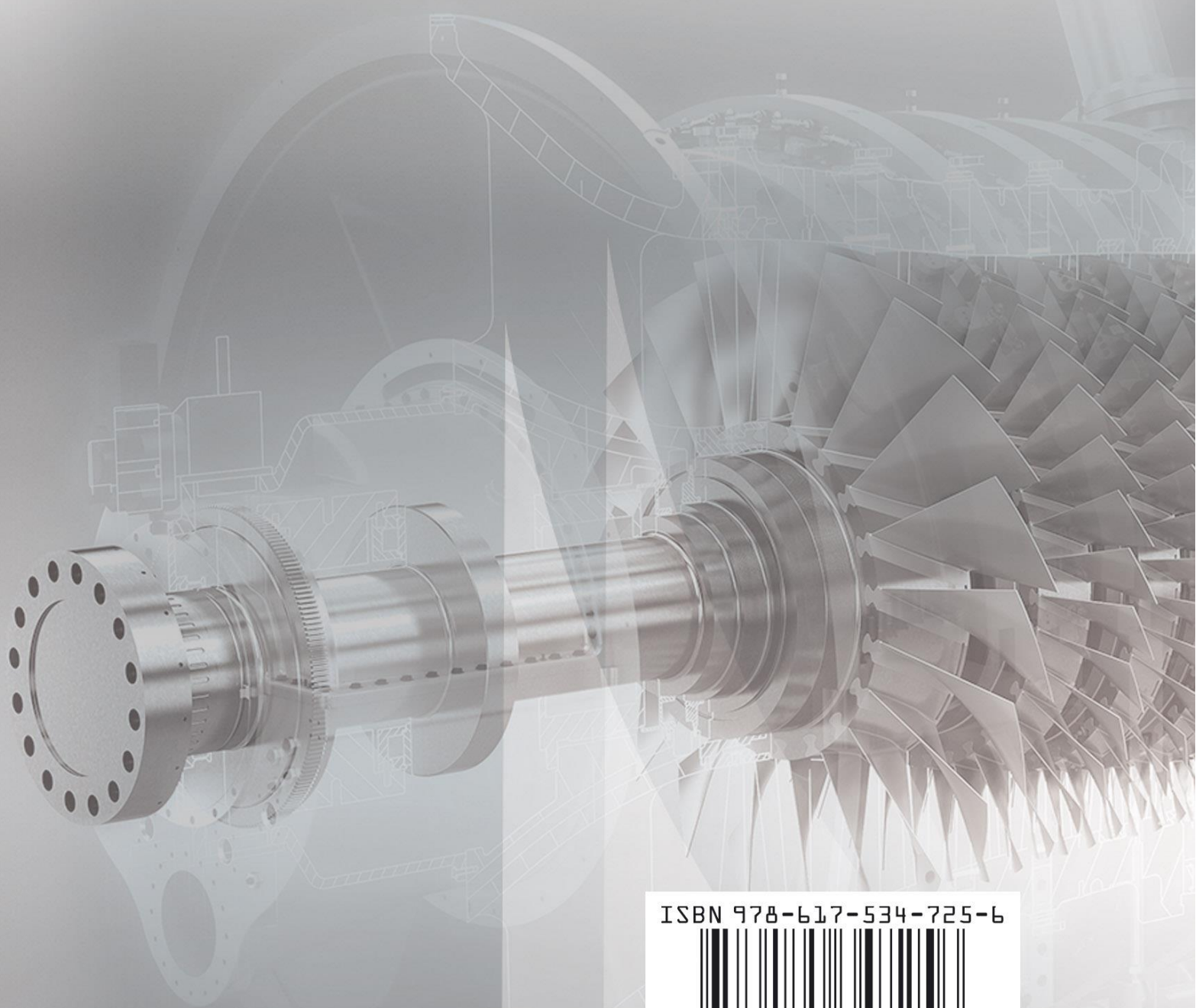
СЕРБІН
Сергій Іванович

**ТЕОРІЯ І РОЗРАХУНКИ
ЗМІННИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ
СУДНОВИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ
ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ**

Навчальний посібник

Формат 60×84¹/₁₆. Умовн. друк. арк. 6,7. Тираж 100 пр. Зам. № 534-725.

ВИДАВЕЦЬ І ВИГОТОВЛЮВАЧ
Товариство з обмеженою відповідальністю фірма «Іліон».
54038, м. Миколаїв, вул. Бузника, 5/1.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1506 від 25.09.2003 р.



ISBN 978-617-534-725-6



9 786175 347256