

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВОЇ
ПАРОВОЇ ТУРБИНИ**

**Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи
з дисциплін «Турбіни АЕС», «Експлуатація енергетичного обладнання
електростанцій»**

Навчальний посібник

Рекомендовано методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського як методичні вказівки
для здобувачів ступеня бакалавра за освітніми програмами «Теплоенергетика та
теплоенергетичні установки електростанцій», «Атомні електричні станції» та
«Тепло- і парогенеруючі установки»

спеціальностей 142 «Енергетичне машинобудування», 143 «Атомна енергетика»,
144 «Теплоенергетика»

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2024

УДК 621.1

Укладачі *Черноусенко Ольга Юріївна*, докт. техн. наук, професор
Бутівський Леонід Сергійович, канд. техн. наук, доцент
Сірий Олександр Анатолійович, канд. техн. наук, доцент
Власенко Ольга Володимірівна, докт. філос., асистент

Рецензент *Туз Валерій Омелянович*, д.т.н., професор,
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Відповідальний редактор *Фуртат Ірина Едуардівна*, к.т.н, доцент,
КПІ ім. Ігоря Сікорського

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(Протокол № 11 від 29.04.2024 р.)
за поданням Вченої ради навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики
(Протокол № від 2024 р.)*

Тепловий розрахунок одноступеневої парової турбіни. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи з дисциплін «Турбіни АЕС», «Експлуатація енергетичного обладнання електростанцій», [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмами «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій» спец. 144 Теплоенергетика, «Атомні електричні станції» спец. 143 «Атомна енергетика» та «Тепло- і парогенеруючі установки» спец. 142 «Енергетичне машинобудування»/ КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: О.Ю.Черноусенко та ін. – Електрон. текст. дані (1 файл: 1,3 МБайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. –55 с.

У посібнику наведено методику визначення параметрів пари в проточній частині турбіни з врахуванням характеристик теплових процесів розширення пари, розглянуто її конструктивні особливості. Наведені основи теплового розрахунку парової турбіни середніх параметрів надають можливість поглибити та закріпити знання фізичних явищ, що відбуваються в турбіні при течії пари і можуть бути використані в процесі майбутнього розрахунку багатоступневих парових турбін.

УДК 621.1

Реєстр № НП 21/02-2023 Обсяг 1,5 авт.арк.
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

Свідотство про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024

ЗМІСТ

Основні умовні позначення та скорочення.....	5
Вступ.....	8
1 Особливості конструкції та умов роботи одноступеневих парових турбін.....	9
2 Мета і задачі теплового розрахунку.....	11
3 Вихідні дані до розрахунку.....	12
4 Методика теплового розрахунку одноступеневої парової турбіни.....	13
4.1 Побудова процесу розширення пари в турбіні в $h - s$ діаграмі та визначення теоретичного перепаду теплоти.....	13
4.2 Визначення попередньої витрати пари на турбіну.....	14
4.3 Визначення теоретичної та дійсної швидкостей витоку пари із соплового апарату.....	16
4.4 Визначення оптимального відношення $(U/C_1)_{\text{опт}}$ одноступеневої турбіни графоаналітичним методом.....	17
4.4.1 Визначення залежності відносного лопаткового ККД турбіни η_u від відношення (U/C_1)	17
4.4.2 Визначення оптимального відносного внутрішнього ККД турбіни – η_{oi}	23
4.5 Побудова дійсного процесу течії пари в ступеню турбіни в $h - s$ діаграмі	26
5 Визначення втрати пари через переднє лабіринтне ущільнення турбіни.....	28
6 Визначення розмірів основних елементів проточної частини турбіни.....	31
7 Профілювання робочої лопатки активного ступеню турбіни.....	34
Рекомендована література.....	37
Додаток А. Приклад теплового розрахунку одноступеневої парової турбіни.....	38
А.1 Вихідні дані.....	38
А.2 Побудова процесу в $h-s$ діаграмі. Визначення витрати пари на турбіну. Знаходження оптимального відношення $(U/C_1)_{\text{опт}}$ по $(\eta_{oi})^{\text{max}}$	38
А.2.1 Побудова процесу розширення пари в $h-s$ діаграмі, визначення	

витрати пари в турбіні.....	38
А.2.2 Визначення оптимального значення $(U/C_1)_{\text{опт}}$ при максимальній величині $(\eta_{oi})^{\text{max}}$	42
А.2.3 Розрахунки робочого процесу в турбіні при оптимальному значенні $(U/C_1)_{\text{опт}}$	47
А.2.4 Процес розширення пари в турбіні в $h-s$ діаграмі.....	49
А.3 Визначення втрати пари через переднє лабіринтне ущільнення турбіни	50
А.4 Визначення основних розмірів проточної частини турбіни.....	51
А.5 Профілювання робочої лопатки ступеню турбіни.....	54

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

a_{aux} – ширина соплового каналу у вихідному перерізі, м;

a_{min} – мінімальна ширина соплового каналу, м;

a_{ex} – ширина вхідного перерізу соплового каналу, м;

B – ширина робочої лопатки, м;

C_0, C_{1b}, C_1, C_2 – відповідно, абсолютна швидкість пари на вході в соплову решітку, теоретична та дійсна абсолютні швидкості на виході із соплової решітки та абсолютна швидкість на виході із робочих лопаток, м/с;

C_{1u}, C_{2u} – відповідно, окружна проекція абсолютних швидкостей пари на виході із сопла і робочих лопаток, м/с;

d – середній діаметр ступеню, м;

d_y – середній діаметр ущільнення, м;

F_1 – площа вихідного перерізу сопла, м²;

F_1' – уточнена площа вихідного перерізу сопла, м²;

F_{min} – мінімальна (критична) площа перерізу сопла, м²;

$F_{ущ}$ – площа кільцевої щілини лабіринтового ущільнення, м²;

G_0 – витрата пари через турбіну, кг/с;

G_{ym} – витрата пари через переднє лабіринтове ущільнення, кг/с;

H_0, H_i – відповідно, теоретичний та використаний теплоперепад у ступеню, кДж/кг;

H_i' – використаний теплоперепад у ступеню без врахування вологості пари, кДж/кг;

h – ентальпія, кДж/кг;

h_0 – ентальпія пари перед турбіною, кДж/кг;

h_{1t} – ентальпія пари за соплом при ізоентропійному розширенні, кДж/кг;

h_2 – ентальпія пари за ступенем при дійсному процесі розширення, кДж/кг;

l_1, l_2 – відповідно, вихідна висота соплової і робочої лопаток, м;

l_2' – вхідна висота робочої лопатки, мм;

l_c – довжина розширеної частини сопла, мм;

n – частота обертання ротору турбіни, хв.⁻¹;
 N_e – електрична потужність генератора турбіни, кВт;
 P_0, P_0', P_1, P_2 – відповідно, тиск пари перед турбіною та сопловим апаратом, за соплом та робочими лопатками, МПа;
 P_{2a} – тиск пари за лабіринтовим ущільненням, МПа;
 $P_{кр}$ – критичний тиск пари в сопловому апараті, МПа;
 R – радіус у вигнутої частини робочої лопатки, м;
 S_1, S_2 – відповідно, товщина вхідної і вихідної кромки робочої лопатки в поперечному перерізі, м;
 t_0, t_0' – температура пари перед турбіною і сопловим апаратом, °С;
 t_1, t_2 – крок соплових і робочих лопаток, м;
 U – кругова швидкість на середньому діаметрі ступеню, м/с;
 V_1 – питомий об'єм пари на виході з сопла при реальному процесі розширення пари, м³/кг;
 V_0' – питомий об'єм пари перед соплом, м³/кг;
 $V_{сн}$ – питомий об'єм сухої насиченої пари при тиску P_2 , м³/кг;
 W_1, W_{2b}, W_2 – відповідно, значення відносних швидкостей пари на виході із соплового апарату та теоретична і дійсна швидкості пари на виході з робочих лопаток, м/с;
 x, y – лінійні координати;
 X – ступінь вологості пари в ступеню;
 z_1, z_2 – відповідно, кількість соплових і робочих лопаток;
 α_1, α_2 – відповідно, абсолютний кут виходу пари з соплового апарату і робочих лопаток, град.;
 β – коефіцієнт;
 β_1, β_2 – відповідно, відносний кут виходу потоку пари із соплового апарату та робочої решітки, град.;
 $\beta_{кр}$ – коефіцієнт критичного відношення тисків пари;
 ΔH_c – втрати енергії в соплах, кДж/кг;

ΔH_l – втрати енергії в лопатках, кДж/кг;
 $\Delta H_{т.в}$ – втрати енергії на тертя і вентиляцію, кДж/кг;
 $\Delta H_{в.ш}$ – втрати енергії з вихідною швидкістю, кДж/кг;
 $\Delta H_{вл}$ – втрати енергії від вологості пари, кДж/кг;
 $\Delta t_1, \Delta t_2$ – відповідно, товщина вхідної і вихідної кромки робочої лопатки в круговому напрямку, м;
 δ – зазор в ущільненнях, м;
 ε – ступінь парціальності;
 ε_k – частина кола, що зайнята кожухом;
 η_g – коефіцієнт корисної дії генератора;
 η_m – механічний коефіцієнт корисної дії підшипників;
 η_p – коефіцієнт корисної дії редуктора;
 η_{oi} – відносний внутрішній коефіцієнт корисної дії ступеню;
 η_u – відносний лопатковий коефіцієнт корисної дії ступеню;
 λ – коефіцієнт, що враховує стан пари;
 μ – коефіцієнт витрати пари;
 $\xi_{т.в}$ – коефіцієнт втрат енергії на тертя і вентиляцію;
 ρ – густина пари, кг/м³;
 φ – коефіцієнт швидкості соплової решітки;
 ψ – коефіцієнт швидкості робочих лопаток;
 $\psi_{акт}$ – коефіцієнт швидкості для активних робочих лопаток;
 $\psi_{реакт}$ – коефіцієнт швидкості для реактивних робочих лопаток;
 γ – кут розкриття сопла;
ККД – коефіцієнт корисної дії.

ВСТУП

У сучасному суспільстві енергетика має визначальну роль у розвитку всіх галузей народного господарства [1]. Сучасні парові турбіни є основним тепловим двигуном теплових та атомних електростанцій, значимість яких визначається потребами країни в енергетиці. Парові турбіни дозволяють здійснювати сумісне вироблення електричної та теплової енергій, що підвищує ступінь корисного використання теплоти органічного та ядерного палив [2 - 4].

Сучасна парова турбіна – це складний агрегат, який містить велику кількість деталей, багато з яких працюють у складних умовах, на них діють різні фактори: тиск пари, температура пари, динамічні навантаження тощо.

Тому правильна експлуатація парової турбіни на всіх режимах – пуску, останову, перехідних і стаціонарних режимах, дозволяє електричній станції без зупинки у відповідності з графіком виробляти енергію з високою надійністю і з найменшими витратами палива [5].

У запропонованих методичних вказівках розглянуті основи теплового розрахунку парової турбіни середніх параметрів, вони надають можливість поглибити та закріпити знання фізичних явищ, що відбуваються в турбіні при течії пари і можуть бути використаний в процесі майбутнього розрахунку багатоступеневих парових турбін [6 - 8].

1 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА УМОВ РОБОТИ ОДНОСТУПЕНЕВИХ ПАРОВИХ ТУРБІН

Одноступенева парова турбіна (рис. 1.1) складається з валу 1, на якому закріплений диск 2 з робочими лопатками 3. У верхній половині корпусу турбіни 4 розміщені сопла 5. Робоча пара з тиском P_0' поступає в сопла, де відбувається її розширення до тиску P_1 , а швидкість пари збільшується від C_0 до C_1 . З соплових апаратів пара з великою швидкістю (кінетичною енергією) поступає в канали робочих лопаток, де її кінетична енергія перетворюється в механічну роботу руху робочих лопаток. Внаслідок закріплення лопаток на диску робота поступального руху лопаток перетворюється в енергію обертання диску на валу турбіни. Абсолютна швидкість пари на виході з робочих лопаток зменшується до C_2 .

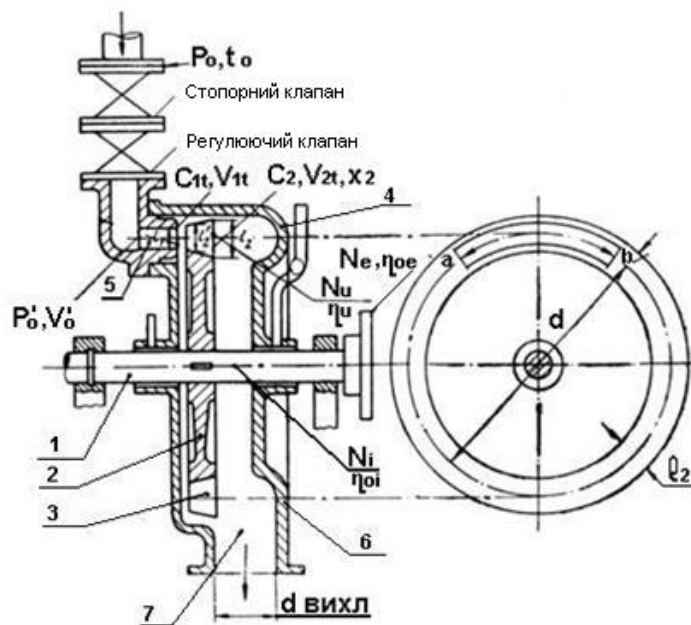


Рисунок 1.1. Схема одноступеневої парової турбіни: 1 – вал турбіни; 2 – диск; 3 – робочі лопатки; 4 – верхня половина корпусу турбіни; 5 – сопло; 6 – нижня половина корпусу; 7 – вихідний патрубок.

Одноступеневі парові турбіни, як правило, працюють за активним принципом (з нульовою реактивністю, $\rho = 0$), тому тиск в каналі робочих лопаток не змінюється

і становить $P_2 = P_1$. Відпрацьована пара виходить з турбіни через вихідний патрубок 7 в нижній половині корпусу 6.

Одноступеневі парові турбіни виготовляються на порівняно невелику потужність, що не перевищує $N_e = (500 - 600)$ кВт. Вони є достатньо компактними, простими в експлуатації та використовуються, перш за все, для приводу допоміжних механізмів багатоступневих турбін, наприклад, допоміжного масляного насосу. Також можливе їхнє використання для приводу генераторів електричного струму відповідної потужності.

Завдяки своїм конструктивним особливостям та характеристикам теплового процесу (весь тепловий перепад H_0 спрацьовується в одному ступеню), для отримання оптимального співвідношення U/C_1 і досягнення максимально можливої економічності, одноступеневі парові турбіни за звичаєм працюють з високою частотою обертання ($n > 3000$ хв⁻¹). В ряді випадків, при необхідності зниження частоти обертання валу, використовується редуктор.

2 МЕТА ТА ЗАДАЧІ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ

Метою розрахунку одноступеневої парової турбіни є ознайомлення студентів з методикою визначення параметрів пари в проточній частині турбіни з урахуванням характеристик теплових процесів розширення пари та їх аналізом, питаннями зниження втрат і підвищення економічності її роботи, а також з конструктивними особливостями турбіни.

До завдань розрахунку турбіни входять:

1. Побудова процесу розширення пари в $h - s$ діаграмі.
2. Розрахунки характеристик: теоретичного теплового перепаду; витрати пари в турбіну; оптимального відношення $(U/C_1)_{\text{опт}}$; внутрішніх втрат; відносного лопаткового та відносного внутрішнього коефіцієнтів корисної дії; дійсного теплового перепаду; втрат пари через переднє ущільнення; конструктивних елементів проточної частини турбіни.
3. Побудова профілю двох суміжних робочих лопаток з метою визначення форми каналу робочої решітки.

3 ВИХІДНІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ

Для теплового розрахунку одноступеневої парової турбіни задаються такі дані:

N_e – електрична потужність турбіни, кВт;

P_0 – початковий тиск пари перед стопорним клапаном турбіни, МПа;

t_0 – початкова температура пари перед стопорним клапаном, °С;

P_2 – тиск пари на виході з турбіни, МПа;

n – частота обертання ротора турбіни, хв⁻¹.

Точка 2 відповідає стану пари перед сопловим апаратом турбіни з параметрами h_0, P_0', t_0' . Відкладаємо адіабату від т. 2 до перетину з ізобарою $P_1 = P_2$ і знаходимо в т. 3 на виході із соплового апарату турбіни (для активної одноступеневої турбіни – на виході з турбіни) ентальпію пари h_{1t} , кДж/кг.

Знаходимо теоретичний теплоперепад пари в турбіні H_0 , кДж/кг

$$H_0 = h_0 - h_{1t}. \quad (4.2)$$

4.2 Визначення попередньої витрати пари на турбіну

Витрата пари в турбіні G_0 , кг/с

$$G_0 = \frac{N_e}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_p}, \quad (4.3)$$

де N_e – електрична потужність турбіни, кВт; H_0 – теоретичний теплоперепад, кДж/кг; η_{oi} – відносний внутрішній коефіцієнт корисної дії турбіни; η_m – механічний ККД турбіни, що враховує втрати енергії на тертя в підшипниках турбіни, на привід масляного та імпелерного насосів тощо; η_g – ККД електричного генератора; η_p – ККД редуктора.

Значення коефіцієнтів η_{oi}, η_m можуть бути попередньо визначені з відповідних графіків (рис. 4.2 та 4.3) або з табл. 4.1.

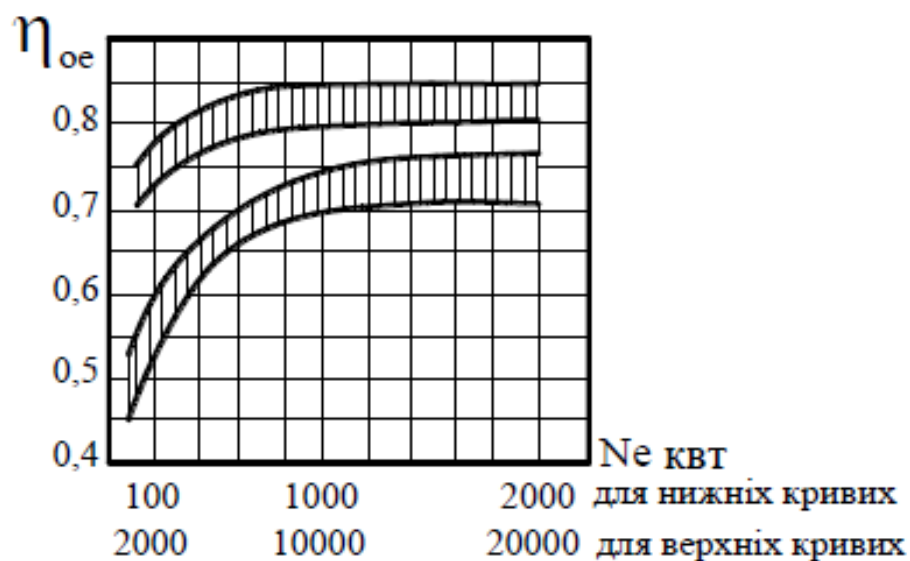


Рисунок 4.2. Залежність відносного ефективного ККД турбіни від її потужності

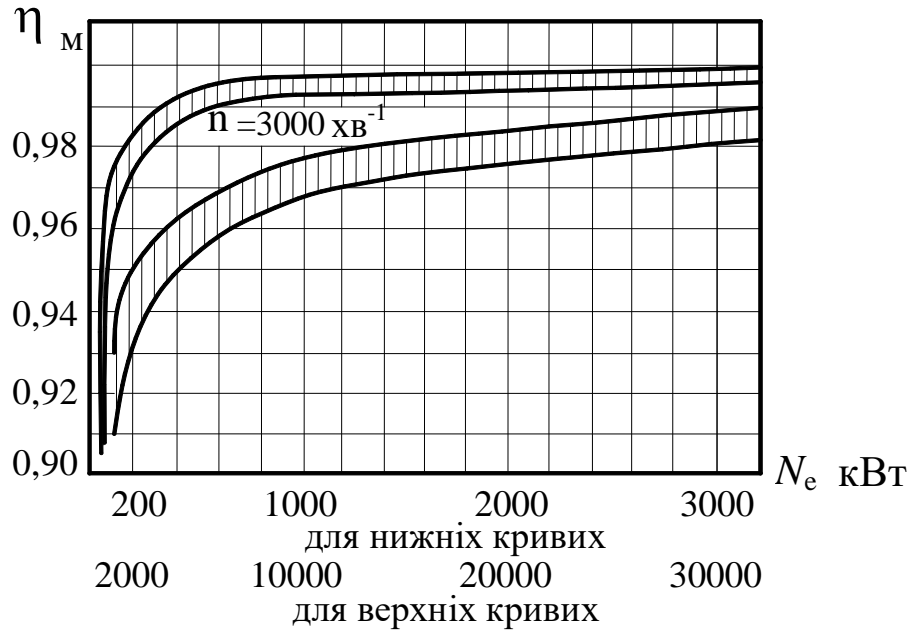


Рисунок 4.3. Залежність механічного ККД турбіни від її потужності

Таблиця 4.1. Залежність механічних ККД турбіни і редуктора від потужності турбіни

Потужність турбіни, кВт	Механічний ККД	
	турбіни	редуктора
200	0,930-0,950	0,964
400	0,947-0,962	0,968
600	0,956-0,967	0,971
800	0,960-0,970	0,972
1000	0,964-0,973	0,973
1200	0,966-0,975	0,974
1500	0,972-0,980	0,974
2000	0,975-0,983	0,975
3000	0,980-0,987	0,980
3500	0,980	0,980

За вибраними значеннями η_{oe} (рис. 4.2) та η_m (рис. 4.3) визначають відносний внутрішній ККД турбіни η_{oi} за наступною формулою

$$\eta_{oi} = \frac{\eta_{oe}}{\eta_m}. \quad (4.4)$$

Під час попереднього розрахунку значення ККД можуть бути задані в наступних межах: $\eta_{oi} = 0,60 - 0,65$; $\eta_m = 0,93 - 0,96$; $\eta_z = 0,94 - 0,96$; $\eta_p = 0,96 - 0,98$.

4.3 Визначення теоретичної та дійсної швидкостей витоку пари із соплового апарату

Теоретична швидкість витоку пари із соплового апарату турбіни C_{1t} , м/с

$$C_{1t} = \sqrt{2000H_0 + C_0^2} = \sqrt{2000H_0} = 44,72\sqrt{H_0} \quad (4.5)$$

Зазвичай швидкість пари на вході до соплового апарату $C_0 = 50 - 60$ м/с, але при попередніх розрахунках можна прийняти $C_0 = 0$ м/с.

Дійсна швидкість пари C_1 , м/с

$$C = \varphi \cdot C_{1t}, \quad (4.6)$$

де φ – коефіцієнт, що враховує втрати швидкості пари в сопловому апараті турбіни. Він може бути визначений з графіку (рис. 4.4).

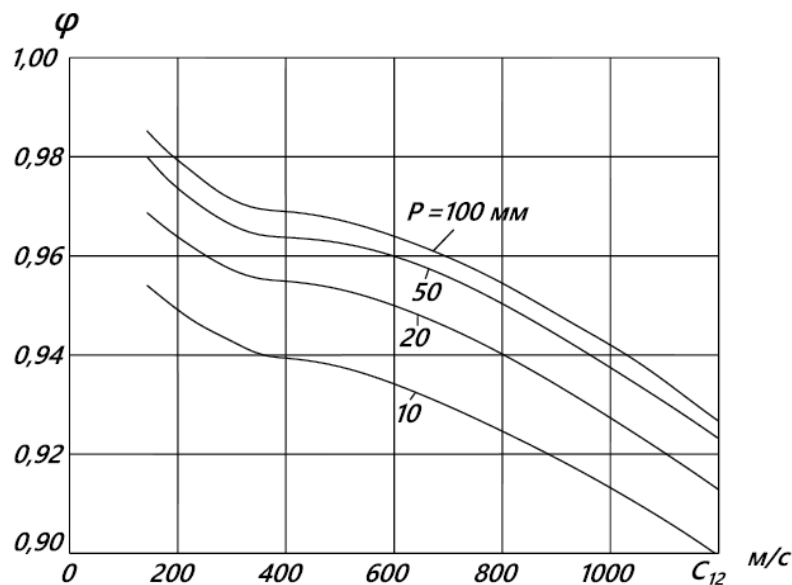


Рисунок 4.4. Залежність коефіцієнту швидкості в сопловому апараті від абсолютної теоретичної швидкості пари і висоти соплової лопатки

На першому етапі розрахунків задаються орієнтовною висотою соплової лопатки l_l в межах $l_l = (10 - 15)$ мм. Після визначення в кінці розрахунків дійсної висоти соплової лопатки, значення коефіцієнта φ уточнюється і розрахунки повторюються, починаючи з п. 4.3.

4.4 Визначення оптимального відношення $(U/C_l)_{\text{опт}}$ одноступеневої турбіни графоаналітичним методом

4.4.1 Визначення залежності відносного лопаткового ККД турбіни η_u від відношення (U/C_l)

Результати розрахунку відображають на графіку залежності $\eta_u = f(U/C_l)$ і в табл. 4.2. Для цього задаються значеннями U/C_l в межах від 0,1 до 0,6 через певний інтервал, наприклад, через 0,1.

Для кожного значення U/C_l , у графічній формі, будуються так звані трикутники швидкостей течії пари в ступеню турбіни – соплових і робочих лопатках (рис. 4.5).

На першому етапі будується трикутник швидкостей виходу пари з соплових лопаток. Під абсолютним кутом α_l – виходу потоку пари з соплових лопаток, що приймають $\alpha_l = (12 - 16)^\circ$. У обраному масштабі відкладають вектор C_{l_t} абсолютної теоретичної швидкості виходу пари з соплових лопаток і вектор C_l абсолютної дійсної швидкості виходу пари з соплових лопаток. Від вектору C_l віднімається вектор U кругової швидкості обертання диску турбіни, величина якої визначається за формулою

$$U = (U/C_l) \cdot C_l, \text{ (м/с)}. \quad (4.7)$$

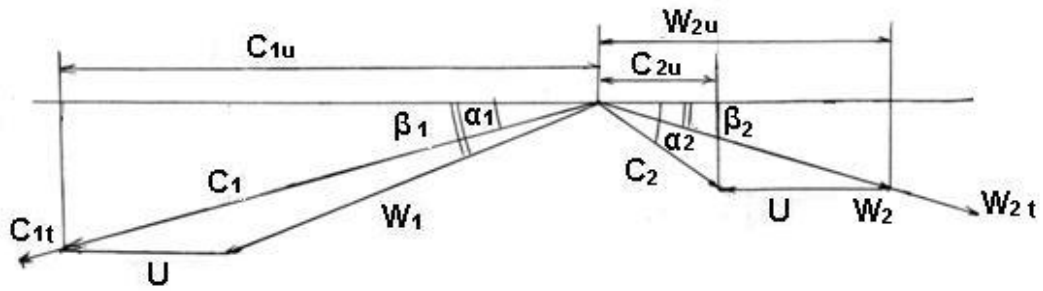


Рисунок 4.5. Трикутники швидкостей течії пари в турбінній решітці

Відносна швидкість W_1 входу пари в робочі лопатки дорівнює векторній різниці швидкостей C_1 і U , і може бути визначена з трикутника швидкостей або розрахована за формулою

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}, \text{ (м/с)}. \quad (4.8)$$

Відносний кут β_1 входу пари на робочі лопатки визначається з графіку або за формулою

$$\beta_1 = \arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1}, \text{ (град)}. \quad (4.9)$$

Для побудови вихідного трикутника швидкостей виходу пари з робочих лопаток задаються кутом β_2 , град., що приймають із співвідношення:

$\beta_1 = \beta_2$ – для симетричних робочих лопаток або

$\beta_2 = \beta_1 - (3 - 6)^\circ$ – для несиметричних робочих лопаток.

Під кутом β_2 , у вибраному раніше масштабі, відкладається вектор теоретичної відносної швидкості виходу пари з робочих лопаток W_{2t} , м/с, що приймається, як $W_{2t} = W_1$, і вектор дійсної відносної швидкості виходу пари з робочих лопаток W_2 яка розраховується як

$$W_2 = \psi W_{2t}, \text{ (м/с)}. \quad (4.10)$$

Коефіцієнт ψ швидкості пари в каналах робочих лопаток турбіни, визначається з відповідних кривих графіків (рис. 4.6) в залежності від суми кутів ($\beta_1 + \beta_2$).

На графіках нижня крива $\psi_{\text{акт}}$ відноситься до виключно активних ступенів без реактивності $\rho = 0$ (випадок одноступеневої турбіни), середня крива $\psi_{\text{акт}}$ – до активних ступенів з реактивністю $\rho < 50\%$, верхня крива $\psi_{\text{реакт}}$ відноситься до реактивних ступенів при $\rho \geq 50\%$.

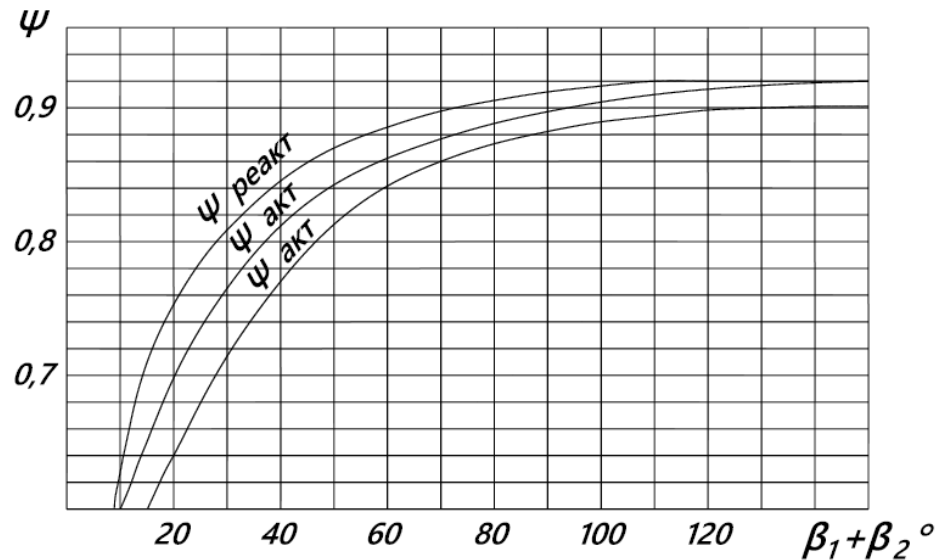


Рисунок 4.6. Залежність коефіцієнту швидкості робочих лопаток ψ від сумарного кута повороту пари ($\beta_1 + \beta_2$)

Абсолютна швидкість виходу пари з робочих лопаток C_2 дорівнює сумі векторів швидкостей W_2 і U і визначається з графіків вихідного трикутника швидкостей або розраховується за формулою

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}, \text{ (м/с)}. \quad (4.11)$$

Абсолютний кут виходу пари з робочих лопаток α_2 визначається з графіків вихідного трикутника швидкостей або розраховується за формулою

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{C_2}, \text{ (град)}. \quad (4.12)$$

Під час варіантних розрахунків кут α_2 може змінювати своє значення від $\alpha_2 < 90^\circ$ до $\alpha_2 > 90^\circ$. Для визначення абсолютного кута виходу пари з робочих лопаток α_2 необхідно розрахувати величину швидкості $W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2$ і порівняти отримане значення з величиною швидкості U . Якщо $W_{2u} > U$, то величина $\alpha_2 < 90^\circ$ і навпаки.

Для кожної величини (U/C_1) розраховуються значення відносного лопаткового ККД – η_u . Для симетричних робочих лопаток, у яких $\beta_1 = \beta_2$, розрахунки виконуються за формулою

$$\eta_u = 2 \cdot \varphi^2 (1 + \psi) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1} \right) \cdot \frac{U}{C_1}. \quad (4.13)$$

Для несиметричних робочих лопаток, $\beta_1 \neq \beta_2$, розрахункова формула має вигляд

$$\eta_u = 2 \cdot \varphi^2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1} \right) \cdot \frac{U}{C_1}. \quad (4.14)$$

Результати розрахунків заносяться до табл. 4.2.

За отриманими даними виконується побудова графічної залежності $\eta_u = f(U/C_1)$, приклад якої наведено на рис. 4.7.

З даних рис. 4.7 знаходимо максимальне значення $(\eta_u)_{\max}$ і значення відповідного йому співвідношення $[(U/C_1)_{\text{опт}}]_{\eta_u}$.

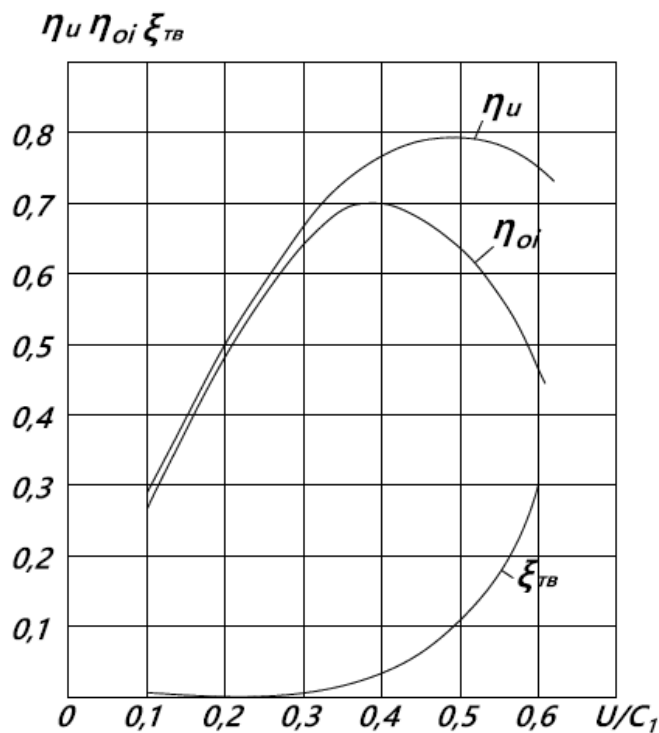


Рисунок 4.7. Типовий вигляд характеристики залежності значень η_u , η_{oi} , $\xi_{тв}$ від відношення (U/C_1)

Для контролю і перевірки правильності отриманих результатів з трикутників швидкостей визначають величини C_{1u} та C_{2u} – відповідні проекції абсолютних швидкостей пари на напрямок кругової швидкості обертання диску турбіни.

Ці проекції швидкостей можуть бути визначені і аналітичним шляхом за формулами

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad \text{та} \quad C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2, \quad (\text{м/с}). \quad (4.15)$$

Маючи C_{1u} і C_{2u} , можна перевірити відносний лопатковий ККД турбіни $(\eta_u)_{\text{ут}}$ за формулою

$$(\eta_u)_{\text{ут}} = \frac{2U}{C_{1t}^2} (C_{1u} \pm C_{2u}), \quad (4.16)$$

де знак (+) приймається при $\alpha_2 < 90^\circ$, а знак (-) - при $\alpha_2 > 90^\circ$. Різниця у величинах $[\eta_u - (\eta_u)_{\text{ут}}]$ не повинна перевищувати 2 - 4%.

Розрахунки значень η_u можна виконати без побудови трикутників швидкостей, виконавши для різних значень (U/C_1) відповідні розрахунки за формулами (4.7) – (4.16).

Таблиця 4.2. Розрахунки визначення відносного лопаткового та відносного внутрішнього ККД турбіни при різних значеннях (U/C_1) і знаходження $(U/C_1)_{\text{опт}}$

№п/п	Параметр	Розм.	1	2	3	4	5	6
1	N_e	кВт						
2	P_0	МПа						
3	t_o	$^\circ\text{C}$						
4	P_2	МПа						
5	n	хв. ⁻¹						
6	P_0'	МПа						
7	h_0	кДж/кг						
8	h_{2t}	кДж/кг						
9	H_0	кДж/кг						
10	η_{oi}	-						
11	η_m	-						
12	η_z	-						
13	η_p	-						
14	G_0	кг/с						
15	C_{1t}	м/с						

Продовження таблиці 4.2

№п/п	Параметр	Розм.	1	2	3	4	5	6
16	φ	-						
17	C_1	м/с						
18	U/C_1	-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
19	U	м/с						
20	α_1	град.						
21	W_1	м/с						
22	β_1	град.						
23	β_2	град.						
24	$\beta_1 + \beta_2$	град.						
25	Ψ	-						
26	W_{2t}	м/с						
27	W_2	м/с						
28	C_2	м/с						
29	W_{2u}	м/с						
30	$W_{2u} - U$	м/с						
31	α_2	град.						
32	η_u	-						
33	η_u^{\max}							
34	$\left[\left(\frac{U}{C_1} \right)_{onm} \right]_{mu}$	-						
35	C_{1u}	м/с						
36	C_{2u}	м/с						
37	$(\eta_u)_{y\Gamma}$	-						
38	$n_u - (n_u)_{y\Gamma}$	-						
39	λ	-						
40	d	м						

Продовження таблиці 4.2

№п/п	Параметр	Розм.	1	2	3	4	5	6
41	X_I	-						
42	V_{CH}	м ³ /кг						
43	V_I	м ³ /кг						
44	ρ_I	кг/м ³						
45	l_I	м						
46	l_2	м						
47	ε	-						
48	ε_k	-						
49	N_{TB}	кВт						
50	ξ_{mv}	-						
51	η_{oi}	-						
52	η_{oi}^{max}	-						
53	$(U/C_1)_{opt}$	-						

4.4.2 Визначення оптимального відносного внутрішнього ККД турбіни η_{oi}

Слід зазначити, що оптимальне співвідношення $(U/C_1)_{opt}$, при якому парова турбіна має максимальну ефективність, визначається не за максимальним значенням η_u – відносного лопаткового ККД, а за максимальним значенням η_{oi} – відносного внутрішнього ККД з графіку $\eta_{oi} = f(U/C_1)$, що будується з врахуванням втрат енергії на тертя і вентиляцію пари в дисковій камері. Зв'язок між η_u і η_{oi} може бути представлений наступною залежністю

$$\eta_{oi} = \eta_u - \xi_{TB}. \quad (4.17)$$

де ξ_{TB} – відносна втрата на тертя і вентиляцію в турбінному ступеню, що визначається за формулою

$$\xi_{TB} = \frac{2000N_{TB}}{G_0 \cdot C_{1t}^2}, \quad (4.18)$$

де $N_{\text{ТВ}}$ – потужність турбіни, що витрачається на подолання втрат від тертя пари і вентиляції, кВт; G_0 – витрата пари в турбіні, кг/с; C_{1t} – теоретична швидкість виходу пари із соплового апарату, м/с.

Значення G_0 і C_{1t} були визначені раніше. Величину $N_{\text{ТВ}}$ можна визначити за формулою

$$N_{\text{ТВ}} = \lambda [1,07d^2 + 0,61(1 - \varepsilon)dl_2^{1,5}] \frac{U^3}{10^6} \rho_1, \text{ (кВт)} \quad (4.19)$$

(без наявності захисного кожуха).

При наявності захисного кожуха, що зменшує втрати на тертя і вентиляцію

$$N_{\text{ТВ}} = \lambda [1,07d^2 + 0,61(1 - \varepsilon - 0,5\varepsilon_k)dl_2^{1,5}] \frac{U^3}{10^6} \rho_1, \text{ (кВт)}. \quad (4.20)$$

В цих формулах, λ – дослідний коефіцієнт, що для перегрітої пари приймається рівним $\lambda = 1,1 - 1,2$; для насиченої пари $\lambda = 1,3$; d – діаметр диску турбіни, що вимірюється посередині довжини робочих лопаток, м; ε – ступінь парціальності підводу пари в соплових лопатках турбіни; ε_k – довжина дуги, що зайнята кожухом; l_2 – висота робочої лопатки турбіни, см; U – кругова швидкість пари на середині висоти соплової лопатки, м/с; ρ_1 – густина середовища, в якій обертається диск, кг/м³.

Ці характеристики визначаються за наступними формулами

$$d = \frac{60U}{\pi n}, \text{ (м)}, \quad (4.21)$$

де n – частота обертання ротора турбіни, хв⁻¹.

Значення ступеню парціальності ε розраховується як

$$\varepsilon = \frac{G_0 V_{1t}}{\pi d l_1 C_{1t} \sin \alpha_1}, \quad (4.22)$$

де крім відомих і визначених раніше величин (G_0 , d , C_{1t} , α_1), слід знайти V_{1t} – питомий об'єм пари на виході з сопел при теоретичному процесі розширення в сопловому апараті.

Для вологої пари значення $V_{1t} = X \cdot V_{\text{CH}}$. У цій формулі X – ступінь сухості пари за сопловим апаратом, що визначається за $h - s$ діаграмою в т. 3; V_{CH} – питомий об'єм сухої насиченої пари, що визначається з таблиць параметрів стану водяної пари за

значенням P_1 ; l_1 – висота соплової лопатки турбіни, мінімальне значення якої складає 10 - 12 мм.

У випадку наявності на робочих лопатках захисного кожуха для зменшення витрат на тертя і вентиляцію, довжину дуги, що занята кожухом, можна визначити наступним чином

$$\varepsilon_k = 1 - \varepsilon. \quad (4.23)$$

Висоту робочої лопатки l_2 можна орієнтовно визначити як:

$$l_2 = l_1 + 2, \text{ (мм)}. \quad (4.24)$$

Слід зазначити, що в формулах (4.17), (4.18) величина вихідної довжини робочої лопатки l_2 наводиться в см.

Густина середовища, в якому обертається диск турбіни, визначається із співвідношення

$$\rho_1 = \frac{1}{V_{1t}}, \text{ (кг/м}^3\text{)}, \quad (4.25)$$

де V_{1t} , м³/кг – питомий об'єм пари на виході з сопел, визначений раніше.

Визначивши значення ε і $N_{\text{тв}}$ для прийнятих значень $\frac{U}{c_1}$, розраховують величину $\xi_{\text{т.в}}$. Результати даних розрахунків заносяться до табл. 4.2.

На основі даних табл. 4.2 на рис. 4.7 будується графічна залежність $\xi_{\text{тв}} = f\left(\frac{U}{c_1}\right)$. Після цього віднімають ординати кривої $\xi_{\text{тв}}$ від ординат кривої η_u і отримують ординати для побудови графічної залежності відносного внутрішнього ККД турбіни η_{oi} від $\left(\frac{U}{c_1}\right)$

$$\eta_{oi} = \eta_u - \xi_{\text{тв}}. \quad (4.26)$$

Отримані значення η_{oi} вносяться до табл. 4.2. По максимальному значенню η_{oi} в залежності $\eta_{oi} = f\left(\frac{U}{c_1}\right)$ знаходять оптимальне значення $\left(\frac{U}{c_1}\right)_{\text{опт}}$.

За вищевказаною методикою для $\left(\frac{U}{c_1}\right)_{\text{опт}}$ розраховують параметри, що характеризують конструктивні та економічні характеристики турбіни (U , d , η_u , ε , $N_{\text{тв}}$, $\xi_{\text{тв}}$, η_{oi} та інше).

4.5 Побудова дійсного процесу течії пари в ступеню турбіни в $h - s$ діаграмі

Для побудови реального процесу розширення пари в ступеню турбіни при отриманому значенні $(U/C_1)_{\text{опт}}$ за η_{oi}^{max} розраховуються внутрішні втрати енергії в турбіні.

Втрата в сопловому апараті

$$\Delta H_c = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{2000}, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right). \quad (4.27)$$

Втрата на робочих лопатках

$$\Delta H_{\text{л}} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2000}, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right). \quad (4.28)$$

$$\Delta H_{\text{л}} = (W_{2t}^2 - W_2^2) : 2000$$

Втрата на тертя і вентиляцію

$$\Delta H_{\text{ТВ}} = \frac{N_{\text{ТВ}}}{G_0}, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right). \quad (4.29)$$

Втрата з вихідною швидкістю

$$\Delta H_{\text{в.ш}} = \frac{C_2^2}{2000}, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right). \quad (4.30)$$

Значення втрат $\Delta H_{\text{л}}$, $\Delta H_{\text{ТВ}}$, $\Delta H_{\text{в}}$ відкладають в $h - s$ діаграмі (рис. 4.1), відповідно, в т. 4, 5, 6, 7).

У випадку роботи турбіни в області вологої пари слід також визначити втрату від вологості пари

$$\Delta H_{\text{вл}} = (1 - X) \cdot H'_i = \left(1 - \frac{X_0 + X_2}{2} \right) \cdot H'_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right). \quad (4.31)$$

де H'_i - використаний теплоперепад в турбіні без врахування додаткової витрати енергії від вологості; X - середній ступінь сухості пари в турбіні; X_0 і X_2 - ступінь сухості пари, відповідно, перед сопловим апаратом і за робочими лопатками.

H'_i визначається за формулою

$$H'_i = H_0 - (\Delta H_c + \Delta H_{\text{л}} + \Delta H_{\text{ТВ}} + \Delta H_{\text{в}}), \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right), \quad (4.32)$$

X_0 і X_2 визначаються за $h - s$ діаграмою відповідно у т. 2, 7.

Знаючи внутрішні втрати, будують реальний процес розширення пари в турбіні (рис. 4.1) і визначають дійсний теплоперепад в турбіні

$$H_i = H_0 - \Sigma \Delta H_{\text{вт}} = H_0 - (\Delta H_{\text{с}} + \Delta H_{\text{л}} + \Delta H_{\text{т.в}} + \Delta H_{\text{в.ш}} + \Delta H_{\text{вл}}), \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right). \quad (4.33)$$

і відносно внутрішній ККД

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0}, \quad (4.34)$$

величина розходження якого в порівнянні з максимальним значенням η_{oi} , що береться з кривої рис. 4.7 не повинна перевищувати 2 - 4%.

Визначивши ККД η_{oi} (з урахуванням втрат), уточнюємо кінцеве значення витрати пари на турбіну

$$G_0 = \frac{N_e}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_p}, \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right) \quad (4.35)$$

і порівнюємо його з раніше визначеними значенням витрати пари (на початку розрахунку турбіни). Якщо розходження отриманих значень ККД не перевищує 3%, отриману витрату пари можна вважати кінцевою і використовувати це значення в подальших розрахунках турбіни.

У разі значних розходжень, приймають інші початкові значення η_{oi} (беруть з формули 4.33) і повторюють розрахунок.

5 ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТИ ПАРИ ЧЕРЕЗ ПЕРЕДНЄ ЛАБІРИНТНЕ УЩІЛЬНЕННЯ ТУРБІНИ

Частина пари, що поступає в турбіну, після соплового апарату виходить назовні через зазори в лабіринтових ущільненнях, що наявні поміж нерухомим корпусом і рухомим валом турбіни (рис. 5.1). Ці протічки не виконують корисної роботи, тому енергія пари протічки є втраченою для турбіни, і необхідно використовувати засоби щодо зменшення втрат пари від витікання. Для зменшення протікання через зазори між статором та ротором використовують лабіринтні ущільнення, що є послідовним рядом звужень для потоку пари. Типові схеми лабіринтових ущільнень показані на рис. 5.1.

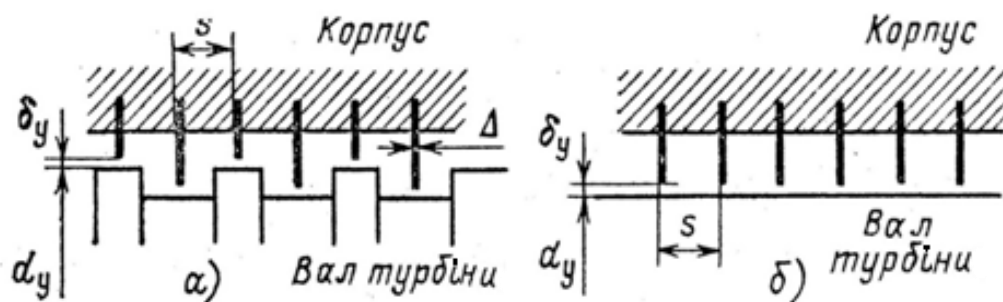


Рисунок 5.1. Схеми ступінчастих (а) і прямочних (б) лабіринтних ущільнень

Розрахункова формула для визначення витрати пари через ущільнення використовується у наступному вигляді

$$G_y = k_y \cdot \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{P_0}{V_0}} \cdot \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{z}}, \quad (\text{кг/с}), \quad (5.1)$$

де k_y – коефіцієнт, що враховує конструкцію ущільнень. У випадку використання ступінчастих ущільнень $k_y = 1,0$; μ_y – коефіцієнт витрати пари в лабіринтовому ущільненні. Визначається за дослідними кривими (рис. 5.2) в залежності від форми гребінця лабіринтового ущільнення та його товщини (Δ), при звичайному виконанні ущільнень товщина гребінців із нержавіючої сталі в ущільненнях $\Delta = 0,0005$ м; δ - величини радіального зазору, що може бути прийнята в діапазоні (0,0003 – 0,0005) м; величина коефіцієнту μ_y в середньому приймається (0,7 – 0,9); $F_y = \pi \cdot$

$d_y \cdot \delta$ – площа кільцевого зазору лабіринтового ущільнення, m^2 ; за звичай d_y приймається рівним – (0,12 - 0,15) м; P_0 , Па; V_0 , m^3/kg , - тиск і питомий об'єм пари перед першою щілиною лабіринтового ущільнення. Вони орієнтовно можуть бути прийняті рівними параметрам пари за сопловим апаратом турбіни ($P_1; V_{11}$); z – число гребінців лабіринтного ущільнення. Для одноступеневої турбіни орієнтовно можна прийняти $z = (20 - 30)$, для багатоступневих турбін високих параметрів пари $z = 80 - 120$; $\epsilon = P_1/P_0$ – відношення тисків пари за ущільненням і перед ним.

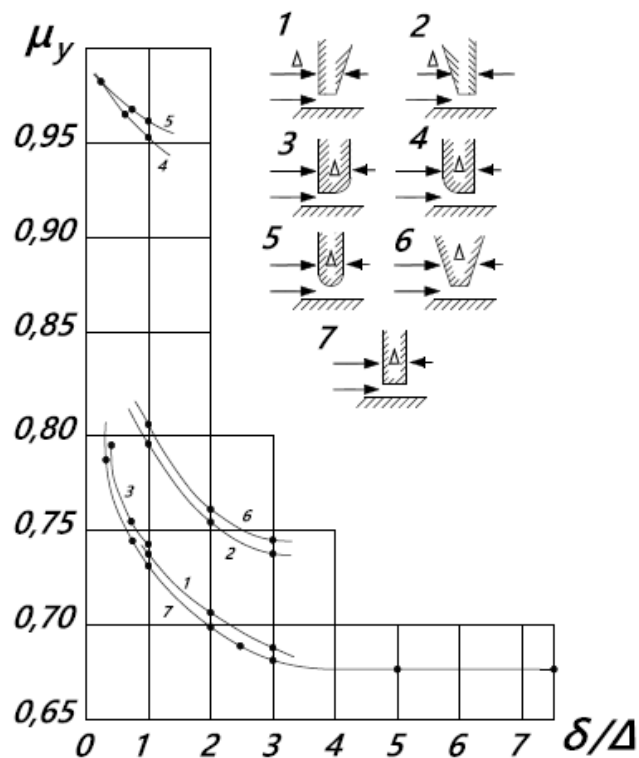


Рисунок 5.2. Коефіцієнт витрати μ_y для ущільнень різної геометричної форми

При розрахунках коефіцієнту ϵ в формулі (5.1) слід брати до уваги, що в ущільненні, що складається з кількох щілин, найбільша швидкість потоку досягається в останній щілині. Витрата пари буде максимальною, коли в останній щілині ущільнення буде критична швидкість.

Величину відношення значень тиску $\epsilon = \epsilon_{кр}^{ущ}$, при якому досягається критична швидкість в останній щілині, а значить критична (максимальна) витрата пари через ущільнення може бути отримана із рівняння

$$\epsilon_{кр}^{ущ} = \epsilon_{кр}^{отв} / z \cdot [(1 - \epsilon_{кр}^{отв}) + \epsilon_{кр}^{отв}]. \quad (5.2)$$

Якщо при розрахунках ущільнення виявиться, що значення $\varepsilon < \varepsilon_{кр}^{ущ}$, то в рівняння (5.1) замість значення ε слід підставляти $\varepsilon_{кр}^{ущ}$.

При цьому слід враховувати, що критичне відношення тисків $\varepsilon_{кр}^{ущ}$ для ущільнень береться як для отворів з гострою кромкою $\varepsilon_{кр}^{отв} = 0,13$; на відміну від критичного відношення для звужуючого сопла $\varepsilon_{кр}^c = 0,546$ (для перегрітої пари).

Слід зазначити, що в процесі експлуатації турбіни відбувається поступове зношення гребінців, округлення їх форми і занесення щілин солями, що призводить до збільшення витрати пари через ущільнення. Коефіцієнт витрати при цьому збільшується до $\mu_y = 0,95 - 1,0$ (рис.5.2).

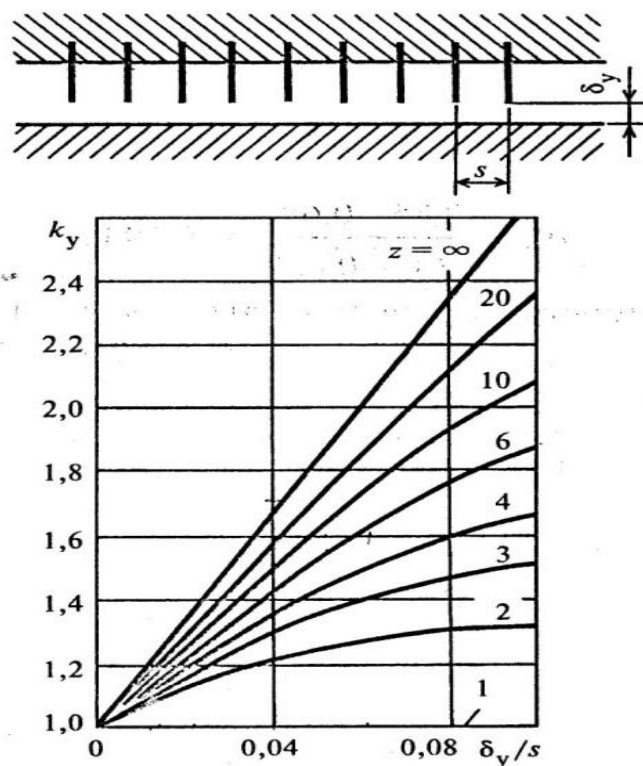


Рисунок 5.3. Поправочний коефіцієнт для визначення витрати пари через прямоточне ущільнення: δ_y – зазор в ущільненні, s – крок гребінців.

При використанні ступінчастих ущільнень (рис. 5.3) поправочний коефіцієнт $k_y = 1,0$. При використанні прямоточного ущільнення цей коефіцієнт береться в залежності від кількості гребінців z в ущільненні і відношення δ_y/s , де s – крок гребінців, значення приймається $s = 5 - 10$ мм.

6 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТУРБИНИ

Тип соплового каналу (звужувальний чи розширювальний) визначають за відношенням значень тиску пари поза соплом до тиску перед соплом, тобто, за відношенням P_2/P_0' , що порівнюють із критичним відношенням тисків $\beta_{кр} = \frac{P_{кр}}{P_0'}$ (для перегрітої пари $\beta_{кр} = 0,546$; для сухої насиченої пари $\beta_{кр} = 0,577$). Якщо $P_2/P_0' \geq \beta_{кр}$, то застосовують звужувальні сопла, якщо $P_2/P_0' < \beta_{кр}$ – то застосовуються розширювальні сопла.

У разі використання розширювального соплового апарату розрахунки конструкції виконують таким чином:

- вихідний переріз сопел (із врахуванням втрати пари через переднє кінцеве лабіринтове ущільнення)

$$F_1 = \frac{(G_0 + G_{yT}) \cdot V_{1t}}{C_{1t}}, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (6.1)$$

Площа мінімального (критичного) перерізу сопла

$$F_{\min} = (G_0 + G_y) \cdot V_{кр} / \mu_1 \cdot C_{кр}, \text{ (м}^2\text{)}, \quad (6.2)$$

де μ_1 – коефіцієнт витрати пари в соплах, приймаємо $\mu_1 = 0,97$.

Критичні параметри знаходяться, відповідно, до критичного тиску пари в соплах

$$P_{кр} = \beta_{кр} \cdot P_0', \text{ (МПа)}. \quad (6.3)$$

В місці перетину критичної ізобари $P_{кр}$ з адіабатою H_0 знаходимо значення питомого критичного об'єму $V_{кр}$; ентальпію пари $h_{кр}$, кДж/кг, критичний перепад теплоти $H_{кр} = h_0 - h_{кр}$, кДж/кг.

Критична швидкість пари в сопловому апараті

$$C_{кр} = \sqrt{2000 \cdot H_{кр}}, \text{ (м/с)}. \quad (6.4)$$

Висоту соплових лопаток (l_1) залишають попередньо прийнятою $l_1 = 0,011$ м (див. п. 4.3).

Ступінь парціальності ε , що раніше була розрахована в п. 4.4.2 при знаходженні оптимального відношення $\left(\frac{U}{C_1}\right)_{\text{опт}}$, може бути уточнена з врахуванням втрати пари через лабіринтове ущільнення

$$\varepsilon = \frac{(G_0 + G_{\text{вт}}) \cdot V_{1t}}{\pi d \cdot l_1 \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha}. \quad (6.5)$$

Знаючи ступінь парціальності та середній діаметр ступеню, можна визначити довжину дуги, що займають сопла

$$m = \varepsilon \cdot \pi \cdot d. \quad (6.6)$$

Крок сопел переважно приймається таким

$$t_1 = 30 - 60, \text{ (мм)}. \quad (6.7)$$

Кількість сопел

$$z_1 = \frac{\varepsilon \cdot \pi \cdot d}{t_1} = \frac{m}{t_1}. \quad (6.8)$$

Отримане значення z_1 закруглюємо до найближчого простого цілого числа.

Уточнений вихідний переріз одного соплового каналу

$$F'_1 = \frac{F_1}{z_1}, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (6.9)$$

Уточнений мінімальний переріз одного соплового каналу

$$F'_{\text{min}} = \frac{F_{\text{min}}}{z_1}, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (6.10)$$

При прямокутній формі сопел ширина соплового каналу у вихідному перерізі

$$b_1 = \frac{F'_1}{l_1}, \text{ (м)}. \quad (6.11)$$

в мінімальному перерізі

$$b_{\text{min}} = \frac{F'_{\text{min}}}{l_1}, \text{ (м)}. \quad (6.12)$$

Довжина розширювальної частини сопла

$$l_p = \frac{b_1 - b_{\text{min}}}{2 \cdot \text{tg} \frac{\gamma}{2}}, \text{ (м)}. \quad (6.13)$$

де γ – кут розкриття сопла, приймається рівним $6 - 12^\circ$.

У випадку використання звужувальних сопел площа каналу у вихідному перерізі

$$F_1 = \frac{(G_0 + G_{yT}) \cdot V_{1t}}{c_{1t}}, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (6.14)$$

Площа вихідного каналу перерізу одного сопла

$$F'_1 = \frac{F_1}{z_1}, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (6.15)$$

Кількість сопел z_1 визначається по методиці, що приведена вище.

Ширина прямокутного вихідного перерізу соплового каналу

$$b_1 = \frac{F'_1}{l_1}, \text{ (м)}. \quad (6.16)$$

Ширина вхідного перерізу соплового каналу

$$b_{\text{вх}} = b_1 + (0.002 + 0.005), \text{ (м)}. \quad (6.17)$$

Розміри робочих лопаток визначаються наступним чином:

- вхідна висота робочих лопаток приймається дещо більшою за висоту соплової лопатки на величину перекривання у 2 – 4 мм, тобто

$$l'_2 = l_1 + (2 - 4), \text{ (мм)}, \quad (6.18)$$

- вихідна висота робочих лопаток визначається за формулою

$$l_2 = \frac{G_0 \cdot V_{2t}}{\pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot W_{2t} \cdot \sin \beta_2}, \text{ (м)}, \quad (6.19)$$

де G_0 – витрата пари в турбіні, кг/с; V_{2t} – питомий об'єм пара на виході із робочих лопаток при дійсному процесі розширення, визначається по $h - s$ діаграмі у т. 5 (рис. 1.2); d – середній діаметр ступеню турбіни, м; ε – ступінь парціальності; W_{2t} – відносна швидкість виходу пари з робочих лопаток, м/с; β_2 – кут виходу відносної швидкості пари з робочих лопаток. З метою отримання плавної проточної частини турбіни не слід допускати великої різниці між висотами l_1 та l_2 . На плавність проточної частини можна впливати зміною кутів $\alpha_1, \beta_1, \beta_2$.

Кількість робочих лопаток можна визначити як

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d}{t_2}, \quad (6.20)$$

де t_2 – крок робочих лопаток. Формула для його визначення наводиться в розділі 7. Отримане значення z_2 округлюємо до найближчого простого цілого числа.

7 ПРОФІЛЮВАННЯ РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ АКТИВНОГО СТУПЕНЮ ТУРБИНИ

Профіль робочої лопатки є дуже важливою характеристикою тому, що він в значній мірі визначає ефективність перетворення кінетичної енергії пари в механічну роботу руху робочої лопатки.

Профіль робочої лопатки повинен задовольняти аеродинамічним умовам обтікання решітки з мінімальними втратами у відповідності з виконаним тепловим розрахунком, а також умовам збереження міцності лопатки.

З метою отримання форми каналу робочої решітки турбіни доцільно побудувати профілі двох суміжних лопаток.

Існує ряд способів профілювання робочих лопаток. Нижче наведено один із простих способів, що застосовується в практиці турбінобудування (рис. 7.1).

Вихідними даними для побудови профілю лопатки є: кути входу і виходу пари із робочих лопаток β_1 і β_2 , що визначаються із трикутників швидкостей, ширина лопатки B_2 в осьовому напрямі та крок робочих лопаток. Для одноступінчастих турбін можна прийняти $B_2 = 15 - 20$ мм.

Для побудови профілю лопатки може бути прийнятий такий порядок виконання:

1. Обирається геометричний масштаб побудови профілю лопатки (як правило 5:1).

2. На відстані, що дорівнює ширині лопатки B_2 , проводяться дві паралельні лінії $x-x$ і $y-y$ (рис. 7.1), які визначають передній і задній фронти профілю.

3. Від лінії $x-x$ на відстані, що дорівнює $R \cdot \cos\beta_1$, проводиться лінія центрів профілю $z-z$. Величина R розраховується як

$$R = B_2 / (\cos\beta_1 + \cos\beta_2). \quad (7.1)$$

4. На лінії $x-x$ вибирається довільна точка (A). З цієї вибраної точки (A) під кутом $(90^\circ - \beta_1)$ до переднього фронту решітки проводиться пряма лінія.

5. З точки (A) на цій прямій відкладається відрізок R і відмічається точка (O).

6. З точки (O) описується дуга радіусом R , що є вигнутою поверхнею профілю, до пересічення з лініями $x-x$ і $y-y$ в точках (A) і (B).

7. Від точок (A) і (B) вздовж ліній $x-x$ і $y-y$ відкладаються відрізки Δt_1 та Δt_2 , які є товщиною передньої та задньої кромки в окружному напрямку, і знаходяться точки (A_1) та (B_1)

$$\Delta t_1 = S_1 / \sin \beta_1, \quad (7.2)$$

$$\Delta t_2 = S_2 / \sin \beta_2. \quad (7.3)$$

Товщину передньої кромки робочої лопатки рекомендується брати в межах $S_1 = 0,3 - 0,7$ мм; товщину задньої кромки $S_2 = 0,5 - 1,0$ мм.

8. Від точок (A_1) та (B_1) під кутами відповідно β_1 та β_2 до фронтів решітки проводять проміні до пересічення їх в точці (M).

9. З точки (M) проводиться бісектриса кута A_1MB_1 .

10. Від точки (B) відкладається крок решітки t_2 і знаходиться точка (E), з якої під кутом ($90^\circ - \beta_2$) (перпендикулярно лінії B_1M) до заднього фронту решітки проводять пряму до пересічення з бісектрисою кута A_1MB_1 в точці O_1 .

Крок решітки дорівнює:

$$t_2 = B_2/2 \cdot \sin \beta_1 (\cos \beta_1 + \cos \beta_2). \quad (7.4)$$

11. З точки O_1 , як центру, проводиться спряжена дуга кола радіусом r .

За аналогічною методикою будується профіль другої сусідньої лопатки, що розташована від першої на відстані кроку робочих лопаток t_2 .

У випадку симетричних робочих лопаток, при $\beta_1 = \beta_2$, центр O буде знаходитись на середині ширини лопатки.

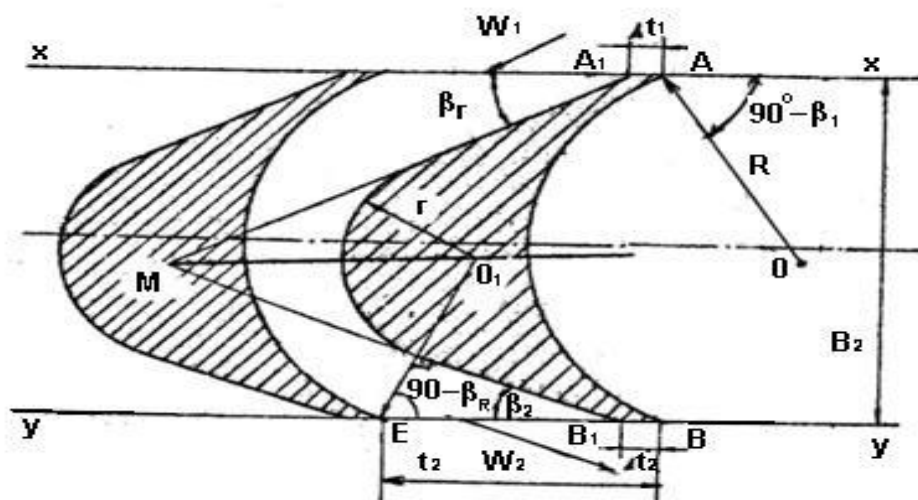


Рисунок 7.1. Профіль активної робочої лопатки парової турбіни

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Гнітько С.М., Бучинський М.Я., Попов С.В., Чернявський Ю.А. Технологічні машини: підручник для студентів спеціальностей механічної інженерії закладів вищої освіти. Харків: НТМТ, 2020. 258 с. ISBN 978-617-578-314-6

2. Капелюх П.Н. Парові турбіни. Видання 3-є, виправлене та доповнене. 2001.

3. Методичні вказівки до теплового розрахунку регулюючого ступеню парової турбіни з дисципліни "Парові та газові турбіни" та "Теплові двигуни". Київ. КПІ, 1987 р. (рос. мовою).

4. Семенов О.С., Шевченко О.М. Тепловий розрахунок парової турбіни. – Київ: Вища школа, 1975. 205 с.

5. Вукалович М.П. Таблиці термодинамічних властивостей води та водяної пари. М. - Л.: Енергія, 1965. 399 с.

6. Sanders, William P (2004). Turbine Steam Path: Mechanical Design and Manufacture. Vol.III A. PennWell. ISBN.9781628702989.

7. Heinz P. Bloch. A Practical Guide to Steam Turbine Technology 1st Edition. McGraw-Hill Professional; 1st edition (September 1, 1995), 348 pages.

8. James Ambrose Moyer. The Steam Turbine - A Practical and Theoretical Treatise for Engineers and Designers, Including a Discussion of the Gas Turbine" University of Michigan Library (January 1, 1908), 408 pages.

Інформаційні ресурси:

1. Міністерство енергетики України. [Online]. Режим доступу: <https://www.mev.gov.ua/>

2. Українські енергетичні машини. [Online]. Режим доступу: <https://ukrenergymachines.com/>

3. ДП НАЕК «Енергоатом». [Online]. Режим доступу: <https://www.energoatom.com.ua/>

4. АТ «Енергетична компанія України». [Online]. Режим доступу: <https://ecu.gov.ua/>

Додаток А
ПРИКЛАД ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ОДНОСТУПЕНЕВОЇ
ПАРОВОЇ ТУРБІНИ
А.1 ВИХІДНІ ДАНІ

Таблиця А.1 Вихідні дані для розрахунку одноступеневої парової турбіни

Потужність генератора	N_e , кВт	350
Тиск пари перед стопорним клапаном турбіни	P_0 , МПа	2,8
Температура пари перед стопорним клапаном турбіни	t_0 , °С	280
Тиск пари за турбіною	P_2 , МПа	1,0
Частота обертання ротора турбіни	n , хв. ⁻¹	9000

А.2 ПОБУДОВА ПРОЦЕСУ В $h - s$ ДІАГРАМІ. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ
ПАРИ НА ТУРБІНУ. ЗНАХОДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ВІДНОШЕННЯ

$(U/C_1)_{\text{opt}}$ ПО η_{oi}^{max}

А.2.1 Побудова процесу розширення пари в $h - s$ діаграмі, визначення витрати пари в турбіні

Результати розрахунків для розглянутих варіантів заносяться в табл. А.2.

Таблиця А.2 Результати розрахунків з визначення оптимального відношення (U/C_1) по η_{oi}^{max}

№ п/п	Параметр	Розм.	1	2	3	4	5	6
1	N_e	кВт	350					
	l	2	3	4	5	6	7	8
2	P_0	МПа	2,8					
3	t_0	°С	280					
4	P_2	МПа	1,0					
5	n	хв. ⁻¹	9000					
6	P_0'	МПа	2,66					

Продовження таблиці А.2

№ п/п	Параметр	Розм.	1	2	3	4	5	6
7	h_0	кДж/кг	2948,0					
8	h_{2t}	кДж/кг	2728,0					
9	H_0	кДж/кг	220,0					
10	η_{oi}	-	0,63					
11	η_m	-	0,95					
12	η_r	-	0,95					
13	η_p	-	0,98					
14	G_0	кг/с	2,855					
15	C_{1t}	м/с	663,32					
16	φ	-	0,933					
17	C_1	м/с	618,88					
18	U/C_1	-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
19	U	м/с	61,89	123,78	185,66	247,55	309,44	371,33
20	α_1	град.	15	15	15	15	15	15
21	W_1	м/с	559,32	500,4	442,15	385,12	329,85	277,39
22	β_1	град.	16 ⁰ 39'	18 ⁰ 42'	21 ⁰ 15'	24 ⁰ 33'	29 ⁰ 3'	35 ⁰ 15'
23	β_2	град.	11 ⁰ 39'	13 ⁰ 42'	16 ⁰ 15'	19 ⁰ 33'	24 ⁰ 3'	30 ⁰ 15'
24	$\beta_1 + \beta_2$	град.	28 ⁰ 18'	32 ⁰ 24'	37 ⁰ 30'	44 ⁰ 6'	53 ⁰ 6'	65 ⁰ 30'
25	Ψ	-	0,71	0,73	0,76	0,79	0,82	0,85
26	W_{2t}	м/с	559,32	500,4	442,15	385,12	329,85	277,39
27	W_2	м/с	397,12	365,29	336,03	304,24	270,48	235,78
28	C_2	м/с	336,74	246,79	165,58	109,04	126,75	205,48
29	W_{2u}	м/с	388,94	354,87	322,59	286,72	246,97	203,67
30	$W_{2u} - U$	м/с	327,05	231,09	136,93	39,17	-62,47	-167,79
31	α_2	град.	13 ⁰ 48'	20 ⁰ 30'	34 ⁰ 36'	69 ⁰ 36'	119 ⁰ 36'	144 ⁰ 42'
32	η_u	-	0,260	0,460	0,621	0,710	0,756	0,728
33	η_u^{\max}	-					0,756	

Продовження таблиці А.2

№ п/п	Параметр	Розм.	1	2	3	4	5	6
34	$\left[\left(\frac{U}{C_1}\right)_{opt}\right]_{\eta u}$						0,5	
35	C_{1u}	м/с	597,78	597,78	597,78	597,78	597,78	597,78
36	C_{2u}	м/с	327,14	231,17	136,29	38,01	-62,60	-167,79
37	$(\eta_u)_{yr}$	-	0,2602	0,4667	0,6194	0,7154	0,7528	0,7258
38	$\eta_u - (\eta_u)_{yz}$		0,0	0,0	0,005	-0,0054	0,003	0,002
39	λ	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
40	d	м	0,131	0,263	0,394	0,526	0,657	0,788
41	X_I	-	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
42	V_{ch}	м ³ /кг	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
43	V_{It}	м ³ /кг	0,192	0,192	0,192	0,192	0,192	0,192
44	ρ_I	кг/м ³	5,206	5,206	5,206	5,206	5,206	5,206
45	l_1	м	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011
46	l_2	м	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013
47	ε	-	0,720	0,359	0,239	0,179	0,144	0,120
48	ε_k	-	0,280	0,641	0,761	0,821	0,856	0,880
49	N_{TB}	кВт	0,047	1,631	11,055	42,678	121,507	286,73
50	ξ_{me}	-	0,0	0,0025	0,0176	0,0679	0,1934	0,4565
51	η_{oi}	-	0,26	0,4575	0,6034	0,6421	0,5626	0,2715
52	η_{oi}^{max}	-	0,650					
53	$(U/C_1)_{opt}$	-	0,37					

Процес розширення пари в турбіні в $h - s$ діаграмі представлено на рис. А.1.

За початковими параметрами пари $P_0 = 2.8$ МПа і $t_0 = 280^\circ\text{C}$ перед стопорним клапаном турбіни в т. I визначаємо його початкову ентальпію $h_0 = 2948,0$ кДж/кг.

Втрати на дроселювання у клапанах турбіни приймаємо у 5%. В такому випадку тиск пари перед сопловим апаратом турбіни

$$P_0' = 0,95 \cdot P_0 = 0,95 \cdot 2,8 = 2,66 \text{ (МПа)}.$$

Точка 2 відповідає стану пари (h_0 ; P_0') перед сопловим апаратом турбіни.

В т. 3 визначається величина ентальпії пари на виході з турбіни при його адіабатному розширенні

$$h_{2t} = 2728 \text{ (кДж/кг)}.$$

Адіабатний тепловий перепад в турбіні

$$2728,0$$

$$H_0 = h_0 - h_{2t} = 2948,0 - 2728,0 = 220 \text{ (кДж/кг)}.$$

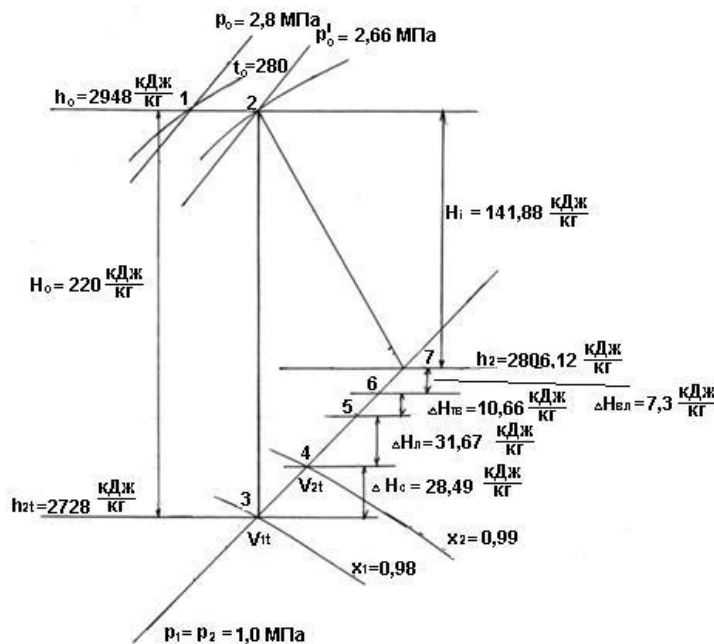


Рисунок А.1. Схема процесу розширення пари в турбіні в $h - s$ діаграмі при

$$(U/C_1)_{\text{опт}} = 0,37$$

Визначаємо попередню величину витрати пари на турбіну

$$G_0 = \frac{N_e}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_p} = 350 / (220,0 \cdot 0,63 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,98) = 2,855 \text{ (кг/с)},$$

де з рис. 4.2 для $N = 350$ кВт знаходимо відносний ефективний ККД $\eta_{oe} = 0,61$, з рис. 4.3 – механічний ККД $\eta_m = 0,965$, відносний внутрішній ККД ($\eta_{oi} = \eta_{oe} / \eta_m = 0,61 \cdot 0,965 = 0,63$), ККД електричного генератора $\eta_r = 0,95$; ККД редуктора $\eta_p = 0,98$.

Теоретична швидкість виходу пари з соплового апарату

$$\tilde{N}_{1t} = 44,72 \sqrt{h_o - \frac{s}{2t}} = 44,72 \sqrt{I_o} = 44,72 \sqrt{220} = 663,32 \text{ (м/с)}.$$

Дійсна швидкість виходу пари з соплового апарату

$$C_{1t} = \varphi \cdot \tilde{N}_{1t} = 0,933 \cdot 663,32 = 618,88 \text{ (м/с)},$$

де значення $\varphi = 0,933$ приймаємо з графіку $\varphi = f(C_{1t}, l_1)$ на рис. 1.4 для $(C_{1t}) = 663,32$ м/с та $l_1 = 11$ мм.

А.2.2 Визначення оптимального значення $(U/C_1)_{\text{опт}}$ при максимальній величині $(\eta_{oi})^{\text{max}}$

Для отримання оптимального значення $(U/C_1)_{\text{опт}}$ задаємося значеннями $(U/C_1) = 0,1 \div 0,6$ через інтервал 0,1 і будуюмо графічні залежності $\eta_u = f((U/C_1))$, $\xi_{\text{ТВ}} = f((U/C_1))$ та $\eta_{oi} = f(U/C_1)$.

Як приклад, наведено розрахунок для відношення $(U/C_1) = 0,3$, результати цього розрахунку та розрахунки для інших відношень (U/C_1) заносяться в табл. А.2.

Будуємо трикутники швидкостей течії пари в сопловому апараті та робочих лопатках (рис. А.2).

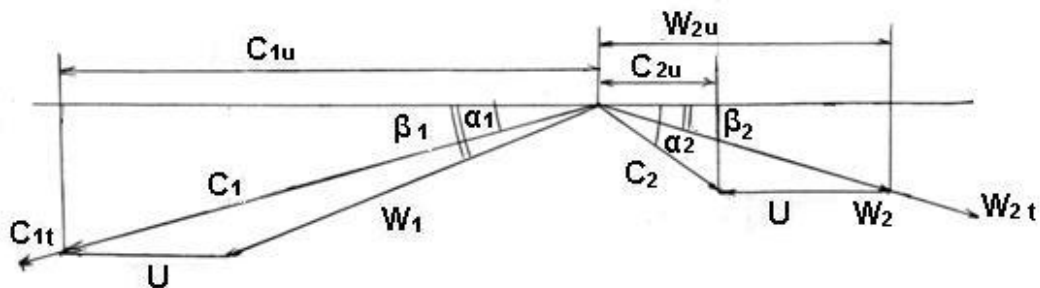


Рисунок А.2. Трикутники швидкостей течії пари в соплових і робочих лопатках для $(U/C_1) = 0,3$

Приймаємо масштаб швидкості: 1 мм – 5,0 м/с. Під кутом $\alpha_1 = 15^\circ$ відкладаємо вектор абсолютної швидкості виходу пари з соплових лопаток C_1 .

Окружна швидкість обертання диску турбіни

$$U = (U/C_1) \cdot C_1 = 0,3 \cdot 618,88 = 185,66 \text{ (м/с)}.$$

Віднімаємо від вектора швидкості C_1 вектор U і знаходимо відносну швидкість виходу пари з соплових лопаток $W_1 = 442,15$ м/с.

Значення W_1 можна розрахувати за формулою

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1} = \\ \sqrt{618,882 + 185,662 - 2 \cdot 185,66 \cdot 618,88 \cdot 0,9659} = 442,15 \text{ (м/с)}.$$

З трикутника швидкостей знаходимо відносний кут виходу пари з робочих лопаток $\beta_1 = 21^\circ 15'$. Можна використати також формулу

$$\beta_1 = \arcsin C_1 \cdot \sin \alpha_1 / W_1 = \arcsin (618,88 \cdot 0,2588) / 442,15 = 21^\circ 15'.$$

Задаємось значенням

$$\beta_2 = \beta_1 - 5^\circ = 21^\circ 15' - 5^\circ = 16^\circ 15'.$$

Приймаємо теоретичну швидкість виходу пари з робочих лопаток

$$W_{2t} = W_1 = 442,15 \text{ м/с}.$$

Для розрахунку швидкості W_2 знаходимо суму

$$\beta_1 + \beta_2 = 21^\circ 15' + 16^\circ 15' = 37^\circ 30'.$$

З графіку $\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$ (рис. 7) знаходимо $\psi = 0,76$.

Дійсна швидкість виходу пари з робочих лопаток

$$W_2 = W_{2t} \cdot \psi = 442,15 \cdot 0,76 = 336,03 \text{ (м/с)}.$$

Складаючи вектори швидкостей W_2 та U , отримуємо значення абсолютної швидкості виходу пари з робочих лопаток $C_2 = 165,58$ (м/с).

Значення C_2 можна отримати з формули

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2} \\ = \sqrt{336,032 + 185,662 - 2 \cdot 336,03 \cdot 185,66 \cdot 0,96} = 165,58 \text{ (м/с)}.$$

Знаходимо абсолютний кут виходу пари з робочих лопаток $\alpha_2 = 34^\circ 36'$.

Значення α_2 можна отримати при розрахунках за формулою

$$\alpha_2 = \arcsin W_2 \cdot \sin \beta_2 / C_2 = \arcsin (336,03 \cdot 0,2798) / 165,58 = 34^\circ 36'.$$

Робимо перевірку величини $\alpha_2 < 90^\circ$ чи $\alpha_2 > 90^\circ$. Знаходимо значення швидкості

$$W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2 = 336,03 \cdot 0,96 = 322,59.$$

Оскільки

$$W_{2u} - U = 322,59 - 185,66 = +136,93, \text{ то } \alpha_2 < 90^0.$$

Розраховуємо відносний лопатковий ККД ступеню за формулою

$$(\eta_u)_{\text{пр}} = 2\varphi^2 \cdot \left(1 + \frac{\psi \cdot \cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right) \cdot \left[\cos\alpha_1 - \left(\frac{U}{C_1}\right)\right] \cdot \left(\frac{U}{C_1}\right) =$$

$$\left(\frac{2 \cdot 229,0}{663,32^2}\right) \cdot [597,78 + 136,29] = 0,6194.$$

Для перевірки точності проведених розрахунків виконується порівняння отриманих даних з результатами розрахунків за формулою

$$\eta_u = \frac{2 \cdot u}{C_{1t}^2} (C_{1u} + C_{2u}) = \frac{2 \cdot 247,65}{529,13^2} (478,42 - 39,33) = 0,7768,$$

$$\text{де } C_{1u} = C_1 \cdot \cos\alpha_1 = 618,88 \cdot \cos 15^0 = 597,78 \text{ (м/с),}$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos\alpha_2 = 165,58 \cdot \cos 34^0 36' = 136,29 \text{ (м/с).}$$

Похибка розрахунків

$$\Delta\eta = \eta_u - (\eta_u)_{\text{пр}} = 0,621 - 0,6194 = 0,005 < 0,02.$$

Таким чином, розрахунки значення η_u виконано з достатньою точністю.

Такі ж розрахунки виконуємо для інших значень (U/C_1) , результати розрахунків заносимо до табл. Д. 2 і на графік $\eta_u = f((U/C_1))$ (рис. А.3).

З наведених даних видно, що максимальна величина $\eta_u^{\text{max}} = 0,756$ відповідає значенню $(U/C_1) = 0,5$.

Для визначення оптимального співвідношення $(U/C_1)_{\text{опт}}$, для отримання максимальної величини відносного внутрішнього ККД η_{oi}^{max} графоаналітичним методом, будуємо графічну залежність $\eta_{oi} = f(U/C_1)$. Цей коефіцієнт відрізняється від η_u тим, що при розрахунку η_{oi} додатково враховуються втрати енергії пари на тертя і вентиляцію в каналі між диском з робочими лопатками та корпусом турбіни.

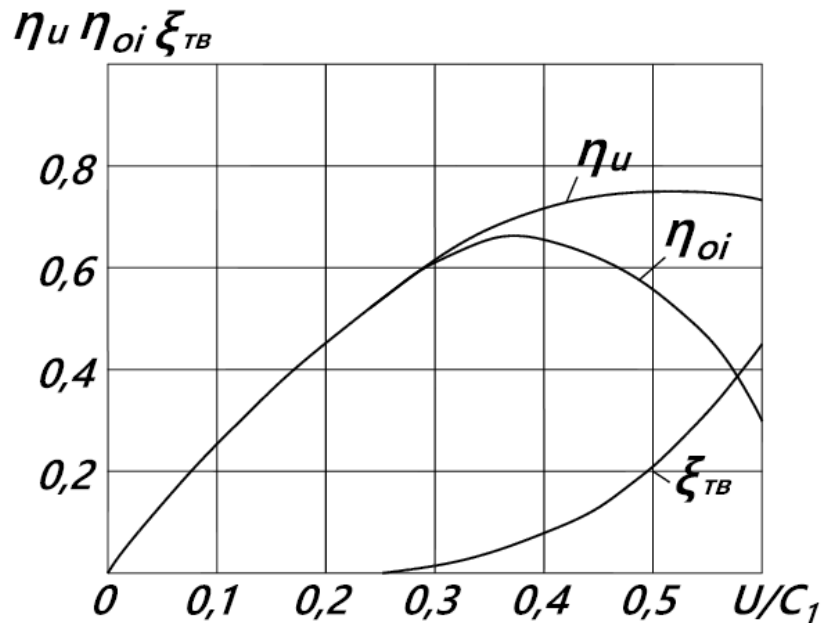


Рисунок А.3. Характеристики залежності параметрів η_u , η_{oi} , $\xi_{ТВ}$ від відношення (U/C_1)

Виконуємо розрахунок втрат на тертя і вентиляцію для кожного значення (U/C_1) . Результати розрахунків заносяться в табл. А. 2.

Зв'язок між η_{oi} та η_u має такий вигляд

$$\eta_{oi} = \eta_u - \xi_{ТВ},$$

де $\xi_{ТВ}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію.

В свою чергу

$$\xi_{ТВ} = 2000 \cdot N_{ТВ} / G_o \cdot C_{1t}^2,$$

де $N_{ТВ}$ – потужність турбіни, що витрачається на компенсацію тертя і вентиляцію

$$N_{ТВ} = \lambda [1.07 \cdot d^2 + 0.61 \cdot (1 - \varepsilon - 0.5 \cdot \varepsilon_k) \cdot d \cdot 1_2^{1.5}] \cdot (U^3 / 10^6) \cdot \rho_1 \text{ (кВт)}.$$

В даній формулі $\lambda = 1,1$ – коефіцієнт для перегрітої пари; d – діаметр диску турбіни, що вимірюється на середині висоти лопатки

$$d = 60 \cdot U / (\pi \cdot n) = 60 \cdot 185,66 / (3,14 \cdot 9000) = 0,394 \text{ (м)}.$$

Приймаємо висоту соплової лопатки $l_1 = 0,011$ м і висоту робочої лопатки $l_2 = l_1 + 0,002$ м, тобто

$$l_2 = 0,011 + 0,002 = 0,013 \text{ (м)}.$$

Ступінь парціальності соплового апарату

$$\varepsilon = G_0 V_{It} / (\pi \cdot d \cdot l_1 \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha_1) = \\ 2,855 \cdot 0,192 / (3,14 \cdot 0,394 \cdot 0,011 \cdot 663,32 \cdot \sin 15^\circ) = 0,239.$$

В даній формулі V_{It} – теоретичний питомий об’єм пари на виході з соплового апарату при адіабатному процесі розширення (точка 3).

Як видно, процес на виході з соплового апарату відбувається в області вологої пари, тому використовується формула

$$V_{It} = X \cdot V_{ch} = 0,98 \cdot 0,196 = 0,192 \text{ (м}^3\text{/кг)},$$

де $X = 0,98$ – ступінь сухості пари в т. 3, $V_{ch} = 0,196 \text{ м}^3\text{/кг}$ – питомий об’єм сухої насиченої пари при $P_2 = 1,0 \text{ МПа}$.

Густина пари $\rho_1 = 1/V_{It} = 1/0,192 = 5,206 \text{ кг/м}^3$.

Частина кола лопаток, що закрита кожухом, $\varepsilon_k = 1 - 0,239 = 0,761$.

Таким чином, N_{TB} має значення

$$N_{TB} = 1,1 \cdot [1,07 \cdot 0,394^2 + 0,61 \cdot (1 - 0,239 - 0,5 \cdot 0,761) \cdot 1,3^{1,5}] \cdot (185,66^3 / 10^6) \cdot 5,206 = \\ 11,055 \text{ (кВт)}.$$

Коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію

$$\xi_{TB} = 2000 \cdot N_{TB} / G_0 \cdot C_{1t}^2 = 2000 \cdot 11,055 / 2,855 \cdot 663,32^2 = 0,0176.$$

Відносний внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = \eta_u - \xi_{TB} = 0,621 - 0,0176 = 0,6034.$$

Аналогічним чином розраховуються значення η_{oi} для інших співвідношень (U/C_1) . За максимальним значенням η_{oi}^{\max} знаходимо оптимальне значення $(U/C_1)_{\text{опт}}$.

Із графіка $\eta_{oi} = f(U/C_1)$ видно, що максимальне значення $\eta_{oi}^{\max} = 0,650$ при $(U/C_1)_{\text{опт}} = 0,37$.

А.2.3 Розрахунки робочого процесу в турбіні при оптимальному значенні $(U/C_1)_{\text{опт}} = 0,37$.

За приведеною методикою розраховуються характеристики турбіни при заданому значенні $(U/C_1)_{\text{опт}} = 0,37$ і значенню $\eta_{oi}^{\text{max}} = 0,65$ з уточненнями величин відповідних параметрів.

В результаті виконаних розрахунків отримуємо такі характеристики робочого процесу.

Витрата пари на турбіну

$$G_0 = \frac{N_e}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_p} = 350 / (220,0 \cdot 0,65 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,98) = 2,767 \text{ (кг/с)}.$$

де відносний внутрішній ККД $\eta_{oi} = 0,65$; механічний ККД $\eta_m = 0,95$; ККД електричного генератора $\eta_r = 0,95$; ККД редуктора $\eta_p = 0,98$.

Теоретична швидкість виходу пари з соплового апарату

$$\tilde{N}_{1t} = 44,72 \sqrt{\frac{3}{0} - \frac{3}{2t}} = 44,72 \sqrt{I_0} = 44,72 \sqrt{220} = 663 \text{ (м/с)}.$$

Дійсна швидкість виходу пари з соплового апарату

$$C_{1t} = \varphi \cdot \tilde{N}_{1t} = 0,933 \cdot 663,32 = 618,88 \text{ (м/с)}.$$

де значення $\varphi = 0,933$ приймаємо з графіка $\varphi = f(C_{1t}, l_1)$ на рис. 5 для $(C_{1t}) = 663,3$ м/с та $l_1 = 11$ мм.

Будуємо вхідний та вихідний трикутники швидкості і розраховуємо відповідні характеристики робочого процесу (аналогічно рис. Д.2).

$$C_1 = 618,863 \text{ м/с}; \alpha_1 = 15^0;$$

$$U = (U/C_1)_{\text{опт}} \cdot C_1 = 0,37 \cdot 618,88 = 229,0 \text{ (м/с)};$$

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha =}$$

$$\sqrt{618,882 + 229,02 - 2 \cdot 618,88 \cdot 229,0 \cdot 0,9659} = 402,18 \text{ (м/с)};$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1} = \arcsin(618,88 \cdot 0,2588 / 402,18) = 23^0 30';$$

$$\beta_2 = \beta_1 - 5^0 = 23^0 30' - 5^0 = 18^0 30';$$

$$\beta_1 + \beta_2 = 23^0 30' + 18^0 30' = 42^0.$$

Відповідно до графіка на рис. 6 значення $\psi = 0,78$;

$$W_{2t} = W_1 = 402,18 \text{ м/с};$$

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t} = 0,78 \cdot 402,18 = 313,7 \text{ (м/с)};$$

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2} =$$

$$\sqrt{313,7^2 + 229,0^2 - 2 \cdot 313,7 \cdot 229,0 \cdot 0,9483} = 120,84 \text{ (м/с)};$$

$$W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2 = 313,7 \cdot 0,9483 = 297,48 \text{ (м/с)};$$

$$W_{2u} - U = 297,48 - 229,0 = 88,48 > 0, \text{ отже, } \alpha_2 < 90^\circ;$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{C_2} = \arcsin (313,7 \cdot 0,3173 / 120,84) = 55^\circ 26';$$

$$\eta_u = 2 \cdot \varphi^2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1} \right) \cdot \frac{U}{C_1} =$$

$$2 \cdot 0,933^2 \cdot (1 + 0,78 \cdot 0,9483 / 0,9171) \cdot (0,9659 - 0,37) \cdot 0,37 = 0,693;$$

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 = 618,88 \cdot 0,9659 = 597,78 \text{ (м/с)};$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2 = 120,84 \cdot 0,5678 = 68,61 \text{ (м/с)};$$

$$(\eta_u)_{\text{гр}} = \frac{2U}{C_{1t}^2} (C_{1u} + C_{2u}) = 0,694;$$

$$\eta_u - (\eta_u)_{\text{гр}} = 0,693 - 0,694 = -0,001 < 0,02.$$

Таким чином, розрахунки щодо значення відносного лопаткового ККД $\eta_u = 0,693$ виконано правильно.

Розрахунки втрат на тертя і вентиляцію.

Коефіцієнт для перегрітої пари $\lambda = 1,1$.

Середній діаметр ступеню

$$d = 60 \cdot U / (\pi \cdot n) = 60 \cdot 229,0 / (3,14 \cdot 9000) = 0,486 \text{ (м)}.$$

Довжину соплової лопатки приймаємо $l_1 = 0,011 \text{ м}$.

Вхідна довжина робочої лопатки $l_2 = l_1 + 0,002 \text{ м} = 0,013 \text{ (м)}$.

Ступінь сухості пари на виході із сопла $X_1 = 0,98$.

Питомий об'єм сухої насиченої пари $V_{ch} = 0,196 \text{ (м}^3\text{/кг)}$.

Питомий об'єм вологої насиченої пари $V_1 = V_{ch} \cdot X = 0,192 \text{ (м}^3\text{/кг)}$.

Ступінь парціальності

$$\varepsilon = \frac{(G_0) \cdot V_{1t}}{\pi d \cdot l_1 \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha} = 2,767 \cdot 0,192 / (3,14 \cdot 0,486 \cdot 0,011 \cdot 662,32 \cdot 0,2588) = 0,185.$$

Відносна площа кільця, зайнята кожухом

$$\varepsilon_k = 1 - \varepsilon_k = 1 - 0,185 = 0,813;$$

$$\rho_1 = 1/V_{1t} = 1/0,192 = 5,206 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Втрати потужності на тертя і вентиляцію

$$N_{\text{ТВ}} = \lambda [1,07d^2 + 0,61(1 - \varepsilon - 0,5 \varepsilon_k)dl_2^{1,5}] \frac{U^3}{10^6} \rho_1 =$$

$$1,1 [1,07 \cdot 0,486^2 + 0,61(1 - 0,185 - 0,5 \cdot 0,813) \cdot 0,486 \cdot 1,3^{1,5}] \cdot 2,29^3 \cdot 5,206 =$$

$$29,49 \text{ (кВт)}.$$

Коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію

$$\xi_{\text{ТВ}} = \frac{2000N_{\text{ТВ}}}{G_0 \cdot C_{1t}^2} = 2000 \cdot 29,49 / 2,767 \cdot 663,32^2 = 0,0484.$$

Розрахунковий відносний внутрішній ККД

$$\eta_{oi} = \eta_u - \xi_{\text{ТВ}} = 0,693 - 0,0484 = 0,6446.$$

А.2.4 Процес розширення пари в турбіні в $h-s$ діаграмі

Процес розширення пари в $h-s$ діаграмі з урахуванням внутрішніх втрат енергії в елементах наведено на рис. А.1.

Втрата в сопловому апараті

$$\Delta H_c = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{2000} = C_{1t}^2 / 2000 \cdot (1 - \varphi^2) = 663,32^2 / 2000 \cdot (1 - 0,933^2) = 28,49 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Відкладаємо на $h-s$ діаграмі вгору по адіабаті від т. 3 величину $\Delta H_c = 28,49$ кДж/кг і проводимо горизонталь до перетину з ізобарою $P_2 = 1,0$ МПа в т. 4.

Втрата на робочих лопатках $\Delta H_{\text{л}} = (W_{2t}^2 - W_2^2) : 2000$

$$\Delta H_{\text{л}} = \frac{W_{1t}^2 - W_2^2}{2000} = W_{2t}^2 / 2000 \cdot (1 - \psi^2) = 402,18^2 / 2000 \cdot (1 - 0,78^2) = 31,67 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right),$$

таким же чином відкладаємо $\Delta H_{\text{л}}$ і отримуємо т. 5.

Втрата на тертя і вентиляцію, отримуємо на ізобарі P_2 точку 6.

$$\Delta H_{\text{ТВ}} = \frac{N_{\text{ТВ}}}{G_0} = \frac{29,49}{2,767} = 10,66 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right),$$

Втрата з вихідною швидкістю, отримуємо на ізобарі P_2 точку 7.

$$\Delta H_{\text{в.ш}} = \frac{C_2^2}{2000} = 120,84^2 / 2000 = 7,3 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right),$$

Стан пари в т. 7 є перегрітим, тому втрати енергії від вологості пари не відбувається.

Дійсний перепад тепла з урахування втрат

$$H_i = H_0 - (\Delta H_c + \Delta H_{л} + \Delta H_{m.в} + \Delta H_{в.ш}) = 220 - (28,49 + 31,67 + 10,66 + 7,3) = 220 - 78,12 = 141,88 \text{ (кДж/кг)}.$$

Коефіцієнт корисної дії з урахуванням втрат теплоти на тертя і вентиляцію

$$(\eta_{oi})_{\Delta H} = H_i / H_0 = 141,88 / 220,0 = 0,645.$$

Визначення похибки проведених досліджень та кінцеве значення відносного внутрішнього ККД – η_{oi} .

$$\Delta \eta_{oi} = \eta_{oi} - (\eta_{oi})_{\Delta H} = 0,6446 - 0,645 = -0,0004 < 0,02.$$

Враховуючи отриману точність розрахунків можна визначити такі показники робочого процесу турбіни

$$\eta_{oi} = 0,645; G_0 = 2,767 \text{ (кг/с)}.$$

А.3 ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТИ ПАРИ ЧЕРЕЗ ПЕРЕДНЄ ЛАБІРИНТНЕ УЩІЛЬНЕННЯ ТУРБИНИ

Типові схеми лабіринтних ущільнень показані на рис. 5.1.

Розрахунок втрати пари через переднє ущільнення виконуємо за формулою (5.1)

$$G_y = \kappa_y \cdot \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{P_1}{V_{1t}}} \cdot \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{z}} = 0,73 \cdot 0,0002355 \cdot \sqrt{\frac{106}{0,192}} \cdot \sqrt{\frac{(1-0,132)/}{30}} = 0,071 \text{ (кг/с)}.$$

Для розрахунку приймаємо наступні параметри: тиск пари перед ущільненням $P_1 = 1 \cdot 10^6$ Па; кількість гребінців $z = 30$; питомий об'єм пари перед ущільненням (т. 4) $V_{1t} = 0,192$ м³/кг. Приймаємо товщину гребінців ущільнень $\Delta = 0,0005$ м, зазор в ущільненнях $\delta = 0,0005$ м. За графіком (рис. 5.2) знаходимо $\mu_y = 0,73$. Середній діаметр ущільнень $d_y = 0,15$ м. Площа зазору в ущільненнях

$$F_y = \pi \cdot d_y \cdot \delta = 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,0005 = 0,0002355 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Відношення тиску пари за ущільненням і перед ним

$$\varepsilon = P_{2a} / P_1 = 0,103 \text{ МПа} / 1 \text{ МПа} = 0,103.$$

Враховуючи, що величина $\varepsilon = 0,103 < \varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ущ}} = 0,13$, то у формулу для визначення G_y підставляємо $\varepsilon = 0,13$.

Загальна витрата пари на турбіну з урахуванням втрат через переднє ущільнення $G_{\Sigma} = G_0 + G_y = 2,767 + 0,071 = 2,838$ (кг/с).

А.4 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТУРБИНИ

Тип соплового каналу (звужувальний чи розширювальний) визначаємо за відношенням тиску пари за соплом до тиску перед соплом, тобто, по відношенню $\beta = P_2/P_0' = 1,0 \text{ МПа} / 2,66 \text{ МПа} = 0,376$, що порівнюємо з критичним відношенням тисків $\beta_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{кр}}}{P_0'}$ (для перегрітої пари $\beta_{\text{кр}} = 0,546$; для сухої насиченої пари $\beta_{\text{кр}} = 0,577$). Якщо $P_2/P_0' \geq \beta_{\text{кр}}$, то застосовують звужувальні сопла, якщо $P_2/P_0' < \beta_{\text{кр}}$ – то розширювальні сопла.

Враховуючи те, що в даному випадку $\beta < \beta_{\text{кр}}$, вибираємо розширювальні сопла. Розрахунки виконуються в наступній послідовності.

Площа вихідного перерізу сопел (з врахуванням втрати пари через переднє кінцеве лабіринтове ущільнення)

$$F_1 = \frac{(G_0 + G_{\text{ут}}) \cdot V_1}{c_1} = 2,838 \cdot 0,192 / 662,32 = 0,823 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Площа мінімального (критичного) перерізу сопла

$$F_{\text{min}} = \frac{(G_0 + G_{\text{ут}}) \cdot V_{\text{кр}}}{\mu_1 \cdot c_{\text{кр}}} = 2,838 \cdot 0,14 / 0,97 \cdot 544 = 0,78 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{)},$$

де μ_1 – коефіцієнт витрати пари в соплах, приймаємо $\mu_1 = 0,97$.

Критичні параметри знаходяться відповідно до критичного тиску пари в соплах

$$P_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} \cdot P_0' = 0,546 \cdot 2,66 = 1,452 \text{ (МПа)}.$$

В місці пересічення критичної ізобари $P_{\text{кр}}$ з адіабатою H_0 знаходимо значення питомого критичного об'єму $V_{\text{кр}} = 0,14 \text{ м}^3/\text{кг}$; ентальпію $h_{\text{кр}} = 2800,0 \text{ кДж/кг}$.

Критичний перепад теплоти

$$H_{\text{кр}} = h_0 - h_{\text{кр}} = 2948,0 - 2800,0 = 148,0 \text{ (кДж/кг)}.$$

Критична швидкість пари в сопловому апараті

$$C_{кр} = \sqrt{2000 \cdot H_{кр}} = \sqrt{2000 \cdot 148,0} = 544,0 \text{ (м/с)}.$$

Висоту соплових лопаток $l_1 = 0,011$ м залишаємо такою, яку приймали раніше в п. 4.3.

Знаходимо уточнений ступінь парціальності ε , що раніше був отриманий в п. 4.3 із врахуванням втрати пари через лабіринтове ущільнення

$$\varepsilon = \frac{(G_0 + G_{ут}) \cdot V_{1t}}{\pi d \cdot l_1 \cdot c_{1t} \cdot \sin \alpha} = 2,838 \cdot 0,192 / 3,14 \cdot 0,486 \cdot 0,011 \cdot 662,32 \cdot 0,2538 = 0,1894$$

Знаючи ступінь парціальності і середній діаметр ступеню, можна визначити довжину дуги, що займають сопла:

$$m = \varepsilon \cdot \pi \cdot d = 0,1894 \cdot 3,14 \cdot 0,486 = 0,289 \text{ (м)}.$$

Крок сопел може бути прийнятим в межах $t_1 = 30 - 60$ мм, приймаємо $t_1 = 40$ мм.

Кількість сопел

$$z_1 = \frac{\varepsilon \cdot \pi \cdot d}{t_1} = \frac{m}{t_1} = 0,289 / 0,040 = 7,22 \text{ (шт.)}.$$

Отримане значення z_1 закруглюємо до найближчого простого цілого числа $z_1 = 7$ шт.

Уточнений крок сопел $t_1 = 0,289 / 7 = 0,041$ м.

Уточнений вихідний переріз одного соплового каналу

$$F'_1 = \frac{F_1}{z_1} = 0,823 \cdot 10^{-3} / 7 = 0,1176 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Уточнений мінімальний переріз одного соплового каналу

$$F'_{min} = \frac{F_{min}}{z_1} = 0,78 \cdot 10^{-3} / 7 = 0,111 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{)}.$$

При прямокутному перерізі сопел ширина соплового каналу у вихідному перерізі

$$b_1 = \frac{F'_1}{l_1} = 0,1176 \cdot 10^{-3} / 0,011 = 10,7 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 11 \text{ (мм)};$$

в мінімальному перерізі:

$$b_{min} = \frac{F'_{min}}{l_1} = 0,111 \cdot 10^{-3} / 0,011 = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 10 \text{ (мм)}.$$

Довжина розширювальної частини сопла

$$l_p = \frac{b_1 - b_{min}}{2 \cdot t \cdot g_2^2} = (11 - 10) / (2 \cdot 0,1051) = 5 \text{ (мм)}.$$

де γ – кут розкриття сопла, приймається рівним $6 - 12^\circ$, приймаємо $\gamma = 6^\circ$.

Розміри робочих лопаток визначаються наступним чином:

- вхідна висота робочих лопаток приймається дещо більше висоти соплової лопатки на величину перекривання у $2 - 4$ мм, приймаємо

$$l_2' = l_1 + 2 \text{ мм} = 11 \text{ мм} + 2 \text{ мм} = 13 \text{ (мм)},$$

- вихідна висота робочих лопаток визначається за формулою

$$l_2 = \frac{G_0 \cdot V_{2t}}{\pi \cdot d \cdot \varepsilon \cdot W_{2t} \cdot \sin \beta_2} = 2,767 \cdot 0,194 / (3,14 \cdot 0,486 \cdot 0,1894 \cdot 402,18 \cdot 0,3173) = 0,014 \text{ (м)},$$

де G_0 – витрата пари в турбіні, кг/с; d – середній діаметр ступеню турбіни, м; ε – ступінь парціальності; W_{2t} – теоретична відносна швидкість виходу пари з робочих лопаток, м/с; β_2 – кут напрямку відносної швидкості виходу пари з робочих лопаток.

Питомий об'єм пара на виході із робочих лопаток при теоретичному процесі розширення V_{2t} , визначається по $h - s$ діаграмі у т. 4 (рис. А. 4) наступним чином:

$$V_{2t} = X_4 \cdot V_{ch} = 0,99 \cdot 0,196 = 0,194 \text{ м}^3/\text{кг},$$

де $X = 0,99$ – ступінь сухості пари в т. 4; $V_{ch} = 0,196 \text{ м}^3/\text{кг}$ – питомий об'єм сухої насиченої пари при $P_2 = 1,0$ МПа.

З метою отримання плавної проточної частини турбіни не слід допускати великої різниці між висотами l_1 та l_2 . Крім того, вхідна висота робочої лопатки l_1 не повинна бути більше вихідної висоти l_2 .

Кількість робочих лопаток можна визначити як

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d}{t_2},$$

де t_2 – крок робочих лопаток. Формула для його розрахунку надана в п. 7.

Отримане значення z_2 закруглюємо до найближчого простого цілого числа.

А.5 ПРОФІЛЮВАННЯ РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ АКТИВНОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ

Профіль робочої лопатки повинен задовольняти аеродинамічні умови обтікання решітки з мінімальними втратами у відповідності з виконаним тепловим розрахунком, а також умовам підтримання міцності лопатки.

Вихідними даними для побудови профілю лопатки є: кути входу і виходу пари із робочих лопаток β_1 і β_2 , які визначаються із трикутників швидкостей, ширина лопатки B_2 в осьовому напрямі, крок робочої лопатки. Для одноступінчатих турбін можна прийняти $B_2 = 15 - 20$ мм.

Для побудови профілю лопатки може бути прийнятий наступний порядок виконання:

1. Обираємо масштаб побудови профілю лопатки (5:1).
2. На відстані, що дорівнює ширині лопатки B_2 проводимо дві паралельні лінії $x-x$ і $y-y$ (рис. А. 5), які означають передній і задній фронти профілю. Приймаємо $B_2 = 20$ мм.
3. Від лінії $x-x$ на відстані, що дорівнює $R \cdot \cos \beta_1$, проводимо лінію центрів профілю $z-z$. Величина R розраховується як
$$R = B_2 / (\cos \beta_1 + \cos \beta_2) = B_2 / (\cos 23^{\circ} 30' + \cos 18^{\circ} 30') = 20 / (0,9174 + 0,9483) = 10,72 \text{ мм.}$$
4. На лінії $x-x$ вибираємо довільну точку (A). З цієї вибраної точки (A) під кутом $(90^{\circ} - \beta_1) = 90^{\circ} - 23^{\circ} 30' = 66^{\circ} 30'$ до переднього фронту решітки проводимо пряму.
5. З точки (A) по цій прямій відкладаємо відрізок довжиною R і відмічаємо точку (O).
6. З точки (O) описуємо дугу радіусом R , яка є увігнутою поверхнею профілю, до пересічення з лініями $x-x$ і $y-y$ в точках (A) і (B).
7. Від точок (A) і (B) вздовж ліній $x-x$ і $y-y$ відкладаємо відрізки Δt_1 та Δt_2 , які є товщиною передньої та задньої кромки в окружному напрямку, і знаходимо точки (A_1) та (B_1)

$$\Delta t_1 = S_l / \sin \beta_1 = 0,7 / \sin 23^{\circ} 30' = 0,7 / 0,3982 = 1,76 \text{ мм} \approx 2,0 \text{ (мм)},$$

$$\Delta t_2 = S_2 / \sin \beta_2 = 1,0 / \sin 18^\circ 30' = 1,0 / 0,3173 = 3,15 \text{ мм} \approx 3,0 \text{ (мм)}.$$

Товщина передньої кромки робочої лопатки вибирається $S_1 = 0,7$ мм (рекомендується 0,3 – 0,7 мм); товщина задньої кромки $S_2 = 1,0$ мм (рекомендується 0,5 – 1,0 мм).

8. З точок (A_1) та (B_1) під кутами відповідно β_1 та β_2 до відповідних фронтів решітки проводять промені до пересічення їх в точці (M).

9. З точки (M) проводиться бісектриса кута A_1MB_1 .

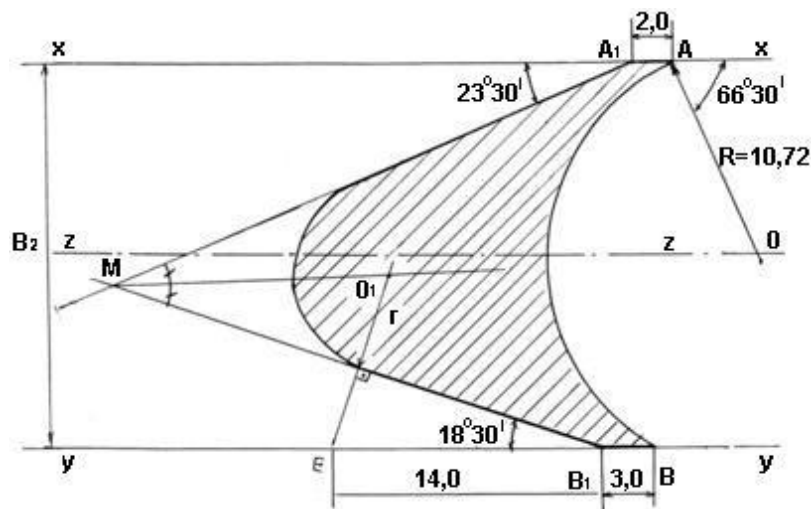


Рисунок А.5. Розрахований профіль активної робочої лопатки парової турбіни

10. З точки (B) відкладаємо крок решітки t_2 і знаходимо точку (E), з якої під кутом $(90^\circ - \beta_2) = (90^\circ - 18^\circ 30') = 71^\circ 30'$ до заднього фронту решітки (або перпендикулярно лінії B_1M) проводять пряму до пересічення з бісектрисою кута A_1MB_1 в точці O_1 .

Крок решітки дорівнює

$$t_2 = B_2/2 \cdot \sin \beta_1 (\cos \beta_1 + \cos \beta_2) = \\ = 20/2 \cdot \sin 23^\circ 30' (\cos 23^\circ 30' + \cos 18^\circ 30') = 13,5 \text{ мм} \approx 14 \text{ (мм)}.$$

11. З точки O' , як з центру проводиться спряжена дуга кола радіусом r .

За аналогічною методикою будується профіль другої сусідньої лопатки, яка розташована від першої на відстані кроку робочих лопаток t_2 .