

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до самостійної роботи та виконання контрольної роботи з
дисципліни

«Нагнітачі та теплові двигуни»

Тепловий розрахунок турбінного ступеня

для студентів спеціальності 144

«Теплоенергетика»

(освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика»)

усіх форм навчання

Методичні вказівки до самостійної роботи та виконання контрольної роботи з дисципліни «Нагнітачі та теплові двигуни» «Тепловий розрахунок турбінного ступеня» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання. / Укл.: Голубцов В.М.; Чижов С.Є ; Кузьменко А.А.. Запоріжжя : НУЗП, 2023. 50 с.

Укладачі: Голубцов В.М. проф., докт. техн. наук;
Чижов С.Є., старш. викл.;
Кузьменко А.А., старш. викл..

Рецензент Назаренко О.М., доц. канд. техн. наук.
Відповідальний
за випуск Лапкіна С.О., асист

Затверджено
на засіданні кафедри
«Електричні машини»
Протокол № 6
від 26.01.2023 р.

Рекомендовано до видання
НМК Електротехнічного
факультету
Протокол №6
від 23.02.2023р

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розрахунок турбінного ступеня.....	5
1.Порядок розрахунку ступеня парової турбіни.....	6
2.Визначення втрат і ккд ступені турбіни.....	14
3.Розрахунок розмірів проточної частини ступеня турбіни.....	20
Перелік посилань.....	27
Додаток А.....	28
Додаток Б.....	32
Додаток В.....	33
Додаток Г. Приклад розрахунку ступеня парової турбіни.....	34

ВСТУП

Дані методичні вказівки призначені для закріплення теоретичних знань студентів, придбаних при вивченні дисципліни «Нагнітачі та теплові двигуни» в розділі «Газові і парові турбіни», а також для вироблення у студентів практичних навичок по проектуванню проточної частини парової турбіни.

Контрольна робота складається з розрахункової і графічної частин.

Розрахункова частина містить аеродинамічний розрахунок проточної частини парового турбінного ступеня і вибір його конструктивних елементів.

Графічна частина складається з рисунків, виконаних на листах форматом А4 з зображенням в $h-s$ координатах процесу розширення пари в турбіні, трикутників швидкостей, ескізів проточних частин і профілів соплової і робочої лопаток ступеня.

РОЗРАХУНОК ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ

Розрахунок турбінного ступеня полягає у виборі і визначенні параметрів його проточної частини, а саме:

- форми і типу профілю соплової і робочих лопаток;
- конструктивних розмірів ступеня;
- ККД ступеня;
- внутрішньої потужності ступеня.

Вихідні дані для розрахунку ступеня парової турбіни

1. Тип ступеня (активний, реактивний, осьовий, радіальний).
2. Витрата пари G_0 , кг/с.
3. Початкові параметри пари:
 - тиск P_0 , МПа;
 - температура t_0 , °С;
 - швидкість пари C_0 , м/с.
4. Тиск пари за ступенем P_2 , МПа.
5. Число обертів валу турбіни n , об./хв..
6. Напрямок потоку пари при вході на ступінь α_0 , град..
7. Ступінь використання вхідної χ_0 і вихідної χ_2 швидкості.
8. Ступінь реактивності ρ .

1 ПОРЯДОК РОЗРАХУНКУ СТУПЕНЯ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

За заданими значеннями параметрів пари перед ступенем і за ним на h - s діаграмі для ізоентропного процесу розширення пари визначаються початкова h_0 і кінцева h_{02} ентальпії, а також теплоперепади, кДж/кг:

- на турбінний ступінь

$$\Delta h_o = h_o - h_{o2} ; \quad (1.1)$$

- на соплові решітки

$$\Delta h_{o1} = (1 - \rho) \cdot \Delta h_o ; \quad (1.2)$$

- на робочі решітки

$$\Delta h_{o2} = \rho \cdot \Delta h_o . \quad (1.3)$$

Користуючись таблицями [16] і h - s діаграмою, визначають параметри пари перед і за сопловими і робочими решітками, МПа, °С, м³/кг:

$$P_0, t_0, v_0; P_1, t_1, v_1; P_2, t_2, v_2.$$

Фіктивна швидкість парового потоку (швидкість, еквівалентна всій енергії ступеня, що розташовується), відповідна адіабатному процесу розширення на турбінному ступені, м/с

$$C_a = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_o + \chi_0 \cdot C_0^2} . \quad (1.4)$$

Якщо кінетична енергія на вході перед ступенем повністю використовується, то $\chi_0 = 1$. Значення χ_a приймається в межах (0,42...0,48), причому більше значення приймають для турбін підвищеної економічності. Значення χ_a виражає відношення швидкостей U/C_a , де U - окружна швидкість, м/с.

На підставі прийнятого значення χ_a визначається окружна швидкість на середньому діаметрі облопачування, м/с

$$u = \chi_a \cdot C_a \quad (1.5)$$

Середній діаметр облопачування ступеня, м

$$d_{cp} = \frac{u}{\pi \cdot n} \cdot 60 \quad (1.6)$$

Теоретична швидкість витікання пари із каналів соплових решіток, м/с

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot (1 - \rho) \cdot \Delta h_{01} + \chi_0 \cdot C_0^2} \quad (1.7)$$

Вибираємо кут виходу парового потоку із соплових решіток $\alpha_1 = (11 \dots 16)$ град.. Зменшення α_1 бажано, оскільки це сприяє збільшенню висоти лопаток і зростанню корисної роботи ступеня. Проте, зменшення α_1 веде до додаткового зростання втрат в самих решітках і в зазорі між сопловими і робочими решітками.

Вибираємо ступінь парціальності ε_1 і коефіцієнт витрати соплових решіток μ_1 . Соплові решітки виконуються для повної і парціальної підведеної пари. В турбінах великої потужності парціальне підведення пари, як правило, застосовується лише в регулюючому ступені при сопловому паророзподіленні.

В активних турбінах малої і частково середньої потужності (при малих об'ємних пропусках пари) парціальними виконуються інколи і проміжні ступені.

Приймаємо ступінь парціальності $\varepsilon = 1,0$ і коефіцієнт витрати соплових решіток μ_1 (коефіцієнт витрати соплових решіток при роботі з перегрітою парою лежить в межах $\mu_1 = (0,97 \dots 0,98)$).

Визначаємо висоту соплових решіток, мм

$$l = \frac{G_0 \cdot v_1 \cdot 10^3}{\mu_1 \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha_1} \quad (1.8)$$

де v_1 - питомий об'єм пари (визначаємо по $h-s$ діаграмі).

Висота соплових решіток робить суттєвий вплив на втрати в решітках. Із зменшенням висоти втрати різко зростають.

При висоті решіток $l_1 < (14 \dots 16)$ мм застосовують парціальне підведення пари ($\varepsilon < 1$).

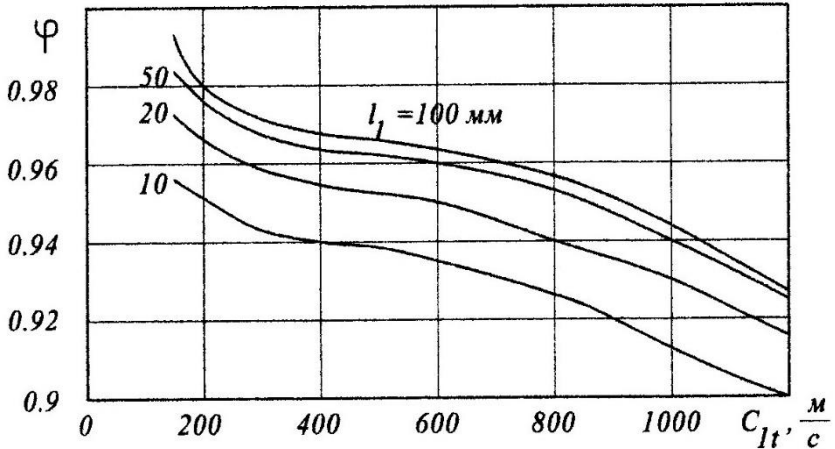


Рисунок 1.1 - Залежність коефіцієнта швидкості для сопел від теоретичної швидкості пари і висоти соплових решіток

Визначаємо дійсну швидкість пари на виході із соплових каналів, м/с

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1t}, \quad (1.9)$$

де φ - коефіцієнт швидкості пари на вході в робочі решітки, який визначається з графіка на рисунку 1.1.

На рисунку 1.2 зображений ескіз проточної частини проміжного ступеня з типовими профілями соплової і робочої лопаток.

Враховуючи великий вплив витoku пари в радіальних ущільненнях на ККД ступені, особливо при високому ступені реактивності, величину зазору в них слід доводити до мінімально можливої ($\delta=(0,5 \dots 1)$ мм).

Робочі лопатки завжди виконують із перекришею по відношенню до соплових решіток.

Для ступенів з невисокими решітками перекриша вибирається:

- біля кореня лопатки $\Delta_1=(1 \dots 1,5)$ мм;
- біля вершин $\Delta_2=(1,5 \dots 2)$ мм.

Тоді, м

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 + \Delta_2 . \quad (1.10)$$

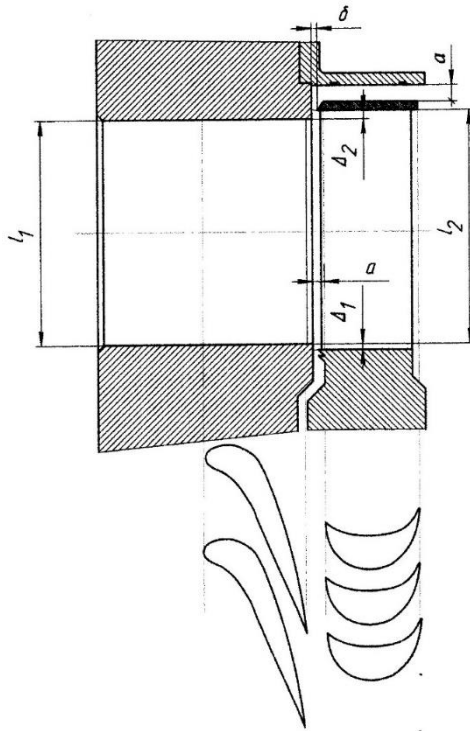


Рисунок 1.2 - Ескіз проточної частини проміжного ступеня

Визначаємо відносну швидкість пари на вході в робочі решітки,
м/с

$$W_1 = \sqrt{(C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1)}. \quad (1.11)$$

Визначуваний кут входу пари на робочі лопатки, град.

$$\sin \beta_1 = \left(\frac{C_1}{W_1} \right) \cdot \sin \alpha_1. \quad (1.12)$$

Звідки, град.

$$\beta_1 = \arcsin \left[\left(\frac{C_1}{W_1} \right) \cdot \sin \alpha_1 \right]. \quad (1.13)$$

Кут виходу пари з робочих лопаток, град.

$$\beta_2 = \beta_1 - 3. \quad (1.14)$$

Теоретична швидкість пари на виході з робочих лопаток, м/с

$$W_{2r} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_{02} + W_1^2}. \quad (1.15)$$

Дійсна відносна швидкість пари на виході з робочих лопаток,
м/с

$$W_2 = \psi_1 \cdot W_{2r}, \quad (1.16)$$

де ψ_1 - коефіцієнт швидкості пари в робочих решітках (визначається з рисунку 1.3).

Знайдене з рисунку 1.3 значення ψ_1 відноситься до швидкості пари на робочих лопатках W_2 близько 500м/с. При інших швидкостях знайдене з рисунку 1.3 значення ψ_1 слід помножити на поправочний коефіцієнт k , визначуваний з рисунку 1.4 ($\psi_2 = \psi_1 \cdot k$).

Уточнюємо дійсну швидкість пари на виході з робочих решіток,
м/с

$$W_2 = \psi_2 \cdot W_{2r}.$$

Уточнюємо кут виходу пари з робочих лопаток, град.

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{C_{2a}}{W_2}\right), \quad (1.17)$$

де, м/с

$$C_{2a} = \frac{G_0 \cdot v_2}{\pi \cdot d_{cp} \cdot l_2}.$$

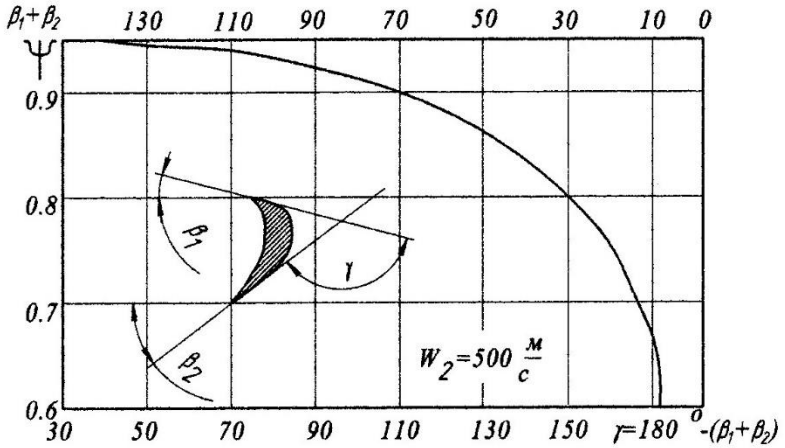


Рисунок 1.3 - Залежність дослідних значень коефіцієнту швидкості пари на робочих лопатках від кута повороту потоку пари

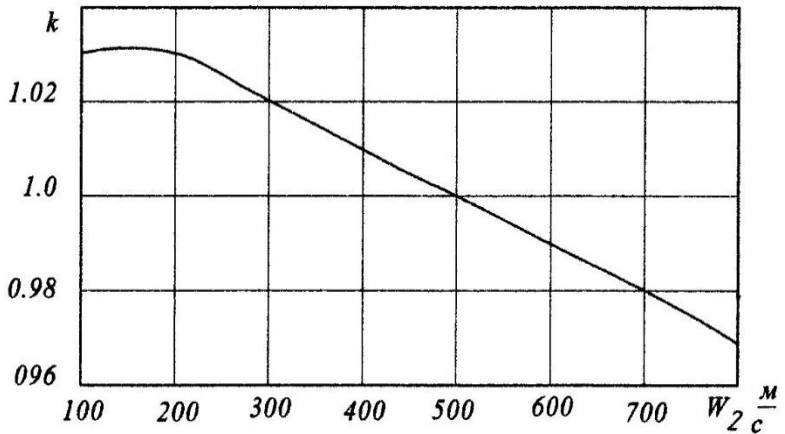


Рисунок 1.4 - Поправочний коефіцієнт на швидкість пари

Після цього уточнюємо коефіцієнт швидкості пари на виході з робочих лопаток ψ , відповідний набутого уточненого значення кута β_2 з урахуванням поправочного коефіцієнта k (приймається також рівним 1,03 при невеликій різниці швидкостей)

$$\psi = \psi_3 \cdot k.$$

Розраховуємо погрішність визначення коефіцієнта ψ

$$\Delta\psi = \frac{(\psi_{\max} - \psi_{\min})}{\psi_{\max}}.$$

Набуте значення погрішності повинно знаходитися в допустимих для технічних розрахунків межах.

Уточнюємо дійсну швидкість пари на виході з робочих решіток, м/с

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t}.$$

Абсолютна швидкість пари на виході з робочих лопаток, м/с

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}. \quad (1.18)$$

Із співвідношення $\sin \alpha_2 = (W_2 \cdot \sin \beta_2) / C_2$ або $\sin \alpha_2 = C_{2a} / C_2$ визначуваний кут напряму абсолютній швидкості α_2

$$\alpha_2 = \arcsin \left[\frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{C_2} \right]. \quad (1.19)$$

Будуємо в масштабі трикутники швидкостей (рисунок 1.5).

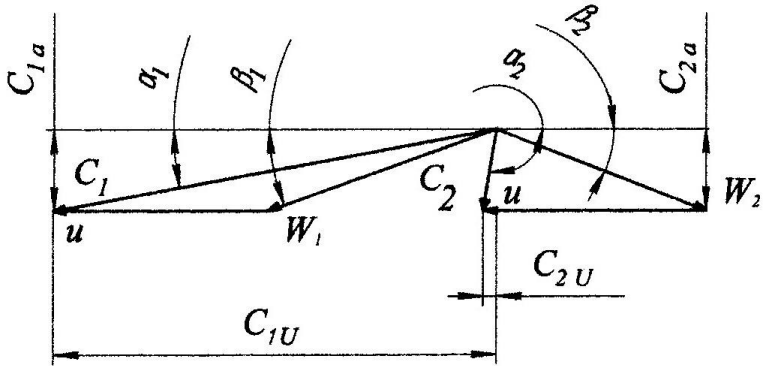


Рисунок 1.5 - Трикутники швидкостей турбінного ступеня

Із трикутників швидкостей знаходимо проекції швидкостей C_1 і C_2 на окружний і аксіальний напрями, м/с

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1; \quad (1.20)$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2; \quad (1.21)$$

$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1; \quad (1.22)$$

$$C_{2a} = C_2 \cdot \sin \alpha_2. \quad (1.23)$$

2 ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ І ККД СТУПЕНІ ТУРБИНИ

Втрати в соплових каналах, кДж/кг

$$\Delta h_c = \frac{C_{1t}^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - \varphi^2). \quad (2.1)$$

Втрати на робочих лопатках, кДж/кг

$$\Delta h_l = \frac{W_{2t}^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - \psi^2). \quad (2.2)$$

Втрати з вихідною швидкістю, кДж/кг

$$\Delta h_{в.с.} = \frac{C_2^2 \cdot 10^{-3}}{2}. \quad (2.3)$$

Визначаємо коефіцієнти втрат, які виражені в долях енергії, що розташовується:

- у соплових решітках

$$\xi_c = \frac{\Delta h_c}{E_0}; \quad (2.4)$$

- у робочих решітках

$$\xi_l = \frac{\Delta h_l}{E_0}; \quad (2.5)$$

- з вихідною швидкістю

$$\xi_{в.с.} = \frac{\Delta h_{в.с.}}{E_0}. \quad (2.6)$$

де E_0 - енергія пари, що доводиться на ступінь, кДж/кг

$$E = \Delta h_0 - \mu_0 \cdot \Delta h_{в.с} - \mu_1 \cdot \Delta h_{в.с}; \quad (2.7)$$

де μ_0 - коефіцієнт використання вихідної швидкості попереднього нерегулюючого ступеня (для першого ступеня $\mu_0 = 0$);

μ_1 - коефіцієнт використання вихідної швидкості даного ступеня $\mu_1 = (0,75 \dots 0,8)$.

Визначуваний відносний ККД лопатки

$$\eta_{ол} = \frac{\Delta h_u}{E_0} = 1 - \frac{\Delta h_c}{E_0} - \frac{\Delta h_l}{E_0} - (1 - \mu_1) \cdot \frac{\Delta h_{в.с.}}{E_0} = 1 - \xi_c - \xi_l - (1 - \mu_1) \cdot \xi_{в.с.}, \quad (2.8)$$

де Δh_u - використаний теплоперепад, віднесений до вінців робочих решіток, кДж/кг

$$\Delta h_u = \Delta h_o + \mu_0 \cdot \Delta h_{e.c.} - \mu_1 \cdot \Delta h_{e.c.} - \Delta h_c - \Delta h_l - (1 - \mu_1) \cdot \Delta h_{e.c.} \quad (2.9)$$

Для визначення відносного внутрішнього ККД ступеня знаходять втрати енергії на тертя і вентиляцію, витік пари через внутрішні зазори в діафрагмових і радіальних ущільненнях.

Потужність, що витрачається на тертя і вентиляцію в ступені при ступені парціальності $\mathcal{E} = 1$, кВт

$$N_{m.e.} = 1,07 \cdot \lambda \cdot d^2 \cdot \left(\frac{U}{100} \right)^3 \cdot \rho, \quad (2.10)$$

де λ - коефіцієнт, значення якого для перегрітої пари рівне (1,1...1,2); для насиченої пари - 1,3;

d - діаметр диску, зміряний посередині лопаток, м, $d = d_{cp} - l_1$;

ρ - щільність середовища, в якому обертається диск, кг/м³ $\rho = \frac{1}{v_1}$;

v_1 - питомий об'єм пари, м³/кг.

Втрати на тертя і вентиляцію, кДж/кг

$$\Delta h_{m.e.} = \frac{N_{m.e.}}{G_o} \quad (2.11)$$

Втрати на тертя і вентиляцію в долях енергії, що розташовується

$$\xi_{m.e.} = \frac{\Delta h_{m.e.}}{E_o} \quad (2.12)$$

Втрати на витік пари в діафрагмових і радіальних ущільненнях визначаються в долях енергії, що розташовується на ступінь, по формулі (для діафрагмових ущільнень)

$$\xi_{1yn} = \frac{\mu_{1yn} \cdot F_{1yn} \cdot \eta_{o.l.}}{\mu_{1c.p.} \cdot F_1 \cdot \sqrt{z_1}} \quad (2.13)$$

де μ_{1yn} - коефіцієнт витрати пари в ущільненнях діафрагм

(знаходиться по кривим на рисунку 2.1; $\frac{\delta}{\Delta}$ приймається рівним (0,5...1,5));

F_{1yn} - площа кільцевого зазору діафрагмового ущільнення, м²

$$F_{1yn} = \pi \cdot d_{yn} \cdot \delta_1 \cdot 10^{-3}; \quad (2.14)$$

d_{yn} - діаметр по діафрагмовому ущільненню (залежить від конструктивних особливостей турбін), приймається в межах (0,4...0,6) м;

δ_1 - радіальний зазор в ущільненні (приймається 0,5мм);

$\mu_{1c.p.}$ - коефіцієнт витрати пари в соплових решітках (згідно з експериментальними даними $\mu_{1c.p.} = (0,96...0,98)$ для перегрітої пари і (1,02...1,04) для вологої пари);

F_1 - вихідний перетин соплових решіток, м²

$$F_1 = \frac{G_0 \cdot v_1}{\mu_{1c.p.} \cdot C_{1r}}; \quad (2.15)$$

z_1 - число гребінців ущільнювачів в діафрагмі (приймається 4).

Абсолютна величина втрат в діафрагмових ущільненнях, кДж/кг

$$\Delta h_{1yn} = \xi_{1yn} \cdot E_o. \quad (2.16)$$

Втрата на витік пари в радіальних ущільненнях робочих лопаток

$$\xi_{2yn} = \frac{\Delta h_{2yn}}{E_o} = \frac{\mu_{2yn} \cdot F_{2yn} \cdot \eta_{ол}}{\mu_1 \cdot F_1 \cdot \sqrt{z_2}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n}{1-\rho}}, \quad (2.17)$$

де Δh^{2yn} - абсолютна величина витоку пари в радіальних ущільненнях робочих лопаток, кДж/кг;

μ_{2yn} - коефіцієнт витрати пари в зазорах радіальних ущільнень
(визначається по кривим графічних залежностей (рисунок 2.1);

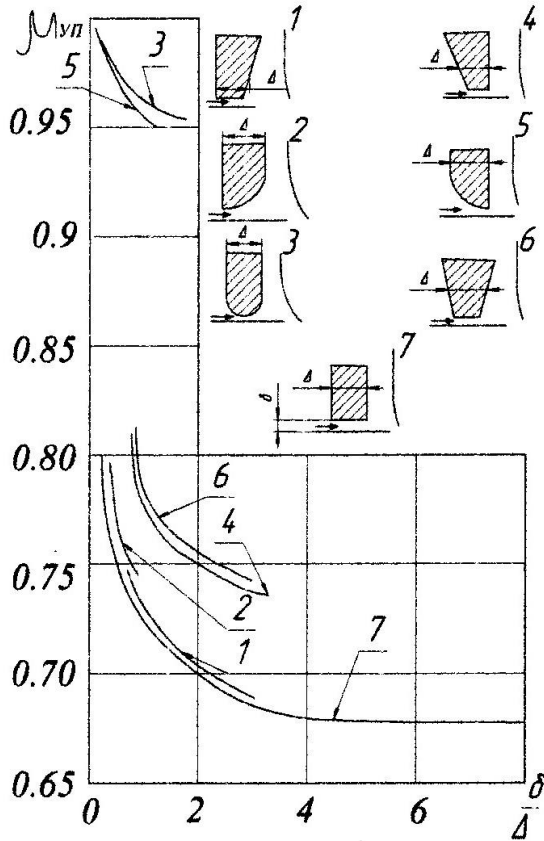


Рисунок 2.1 - Значення коефіцієнту витрати для лабіринтових ущільнень різної форми

F_{2yn} - площа кільцевого зазору радіального ущільнення, m^2

$$F_{2yn} = \pi \cdot (d_{cp} + l_2) \cdot \delta_2 \cdot 10^{-3}; \quad (2.18)$$

δ_2 - радіальний зазор в ущільненні (приймається 0,5мм);

z_2 - число гребінців ущільнювачів (приймається 4), шт.;

ρ_n - ступінь реактивності на периферії ступеня

$$\rho_n = 1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\frac{d_{cp}}{l_2}}{1 + \frac{d_{cp}}{l_2}} \right)^2. \quad (2.19)$$

Абсолютна величина втрат від витoku в радіальних ущільненнях, кДж/кг

$$\Delta h_{2,yn} = \xi_{2,yn} \cdot E_0. \quad (2.20)$$

Відносний внутрішній ККД ступеня

$$\eta_{oi} = \eta_{ol} - \xi_{m.v.} - \xi_{1,yn} - \xi_{2,yn}. \quad (2.21)$$

Використаний теплоперепад в ступені, кДж/кг

$$\Delta h_i = \Delta h_u - \Delta h_{m.v.} - \Delta h_{1,yn} - \Delta h_{2,yn}. \quad (2.22)$$

Внутрішня потужність ступеня, кВт

$$N_i = G_0 \cdot \Delta h_i. \quad (2.23)$$

На рисунку 2.2 зображений тепловий процес ступеня в h - S діаграмі.

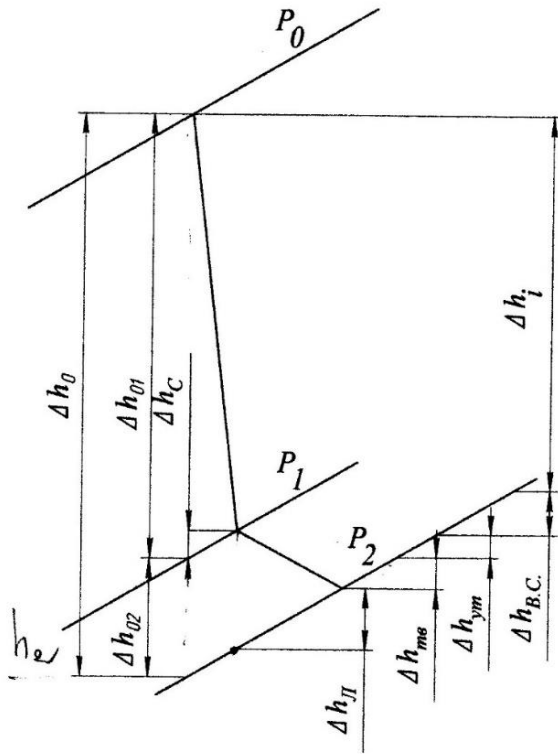


Рисунок 2.2 - Тепловий процес нерегульованого ступеня в h - s діаграмі

3 РОЗРАХУНОК РОЗМІРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СТУПЕНЯ ТУРБИНИ

Для визначення режиму руху парового струменя в ступені визначаємо відношення тиску пари на виході із ступеня до тиску на його вході P_1/P_0 .

Визначаємо число Маха для соплових решіток

$$M_{c1} = \frac{C_1}{a_1}, \quad (3.1)$$

де a_1 - швидкість розповсюдження звуку у вихідному перетині соплових решіток, м/с

$$a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_1} \quad (3.2)$$

$\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x_{cp}$ (x_{cp} - середній ступінь сухості пари);

$\kappa = 1,3$ - для перегрітої пари ;

P_1 - тиск, Па.

Перевіряємо вихідну висоту соплових решіток, м

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_1}. \quad (3.3)$$

По набутих значеннях числа Маха M_{c1} і кута виходу потоку пари (кут нахилу соплових лопаток) по таблиці 3.1 підбираємо профіль соплової лопатки.

Для вибраного профілю лопатки з таблиці 3.1 беремо величину відносного кроку

$$\bar{t} = \frac{t_1}{B}, \quad (3.4)$$

де B - хорда профілю соплової лопатки, мм.

Визначуваний крок соплових решіток, мм

$$t_1 = \bar{t} \cdot B \quad (3.5)$$

Кількість направляючих лопаток, шт.

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_1 \cdot 10^{-3}}. \quad (3.6)$$

Якщо визначена таким чином кількість лопаток виявиться не

цілим числом, то, округливши його до найближчого більшого цілого числа, підраховуємо остаточно крок решіток t_1 , мм

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot 10^3}{z_1}. \quad (3.7)$$

Залежно від значення числа Маха і кута виходу потоку пари з таблиці 3.1 визначаємо характеристики профілю соплової лопатки.

Для побудови профілю визначимо коефіцієнт подібності

$$k'_{nod} = \frac{B}{51,95}. \quad (3.8)$$

Профіль лопатки і основні геометричні розміри підбираються по даним координатам точок профілю з таблиці Б.1 Додатку Б. Розміри і координати, що вказані в таблиці Б.1 Додатку Б, потрібно помножити на коефіцієнт подібності k'_{nod} .

Значення M , вказане на рисунку Б.1 Додатку Б визначається по формулі

$$M = [\sin(\beta - 3,938) \cdot 48,715] + 3,35. \quad (3.9)$$

Кут установки соплової лопатки β вибираємо з діапазону оптимального кута установки, приведену в таблиці 3.1.

Приймаючи оптимальний кут β , будуємо ескіз соплової лопатки (рис.3.1).

Примітка. Група А відноситься до дозвуккових, Б - до навколозвуккових, В - до надзвуккових потоків пари. Застосовуються наступні позначення решіток: С - соплова. Наприклад: С-90-12А (перші дві цифри позначають кут входу, другі дві цифри - кут виходу парового потоку в градусах, остання літера вказує область швидкостей, що рекомендується).

Визначаємо вихідний перетин каналів робочих решіток, м²

$$F_2 = \frac{G_0 \cdot v_2}{\mu_2 \cdot W_{2t}} \quad (3.10)$$

де μ_2 - коефіцієнт витрати пари в робочих решітках.

Таблиця 3.1 - Основні параметри соплових турбінних решіток

Група	Діапазон чисел Маха	Позначення профілю	Кут виходу потоку пари α_1 , град.	Оптимальний відносний крок $t_1=V$	Хорда профілю соплових решіток, В, мм	Оптимальний кут установки, град.
1	2	3	4	5	6	7
А	0,1...0,9	С-90-09А	8...11	0,72...0,85	60,6	27...33
		С-90-12А	10...14	0,72...0,87	62,5	31...36
		С-90-15А	13...17	0,70...0,85	51,5	36...43
		С-50-18А	16...20	0,70...0,80	47,1	41...46
		С-90-22А	20...24	0,70...0,80	45	41...47
		С-90-27А	24...30	0,65...0,75	45	45...51
		С-90-33А	30...36	0,62...0,75	45	52...58
		С-90-38А	35...42	0,60...0,73	45	56...68
		С-55-15А	12...18	0,72...0,87	45	50...56
		С-55-20А	17...33	0,70...0,85	41,5	62...67
		С-45-25А	21...28	0,60...0,75	45,8	62...67
		С-60-30А	27...34	0,52...0,70	34,6	67...73
		С-65-20А	17...33	0,60...0,70	45	48...55
С-70-25А	22...28	0,50...0,67	45	53...59		
Б	0,85...1,3	С-90-12Б	10...14	0,72...0,87	56,6	32...37
		С-90-15Б	13...17	0,70...0,85	52	35...41
В	1,3...1,6	С-90-12В	10...14	0,58...0,68	40,9	39...43
		С-90-15В	13...17	0,55...0,65	42	38...42

Розрахункова вихідна висота робочих решіток, мм

$$l_2 = \frac{F_2 \cdot 10^3}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \beta_2} \quad (3.11)$$

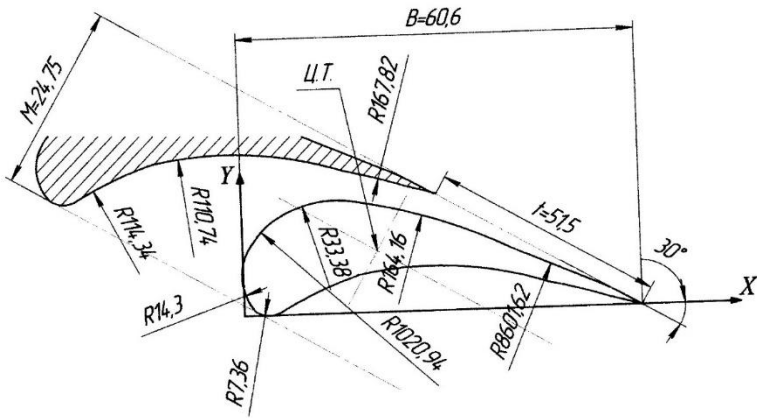


Рисунок 3.1 - Ескіз профілю соплової лопатки С-90-09А

Визначаємо швидкість розповсюдження звуку в робочих решітках, м/с

$$a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_2} . \quad (3.12)$$

Визначаємо число Маха для робочих решіток

$$M_{w_2} = \frac{W_2}{a_2} . \quad (3.13)$$

По таблиці 3.2 підбираємо профіль робочої лопатки.

Для вибраної лопатки з таблиці 3.2 визначаємо величину відносного кроку

$$\bar{t}_2 = \frac{t_2}{B} , \quad (3.14)$$

де B - хорда профілю робочої лопатки, мм.

Для вибраної лопатки крок робочих решіток, мм

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot B . \quad (3.15)$$

Кількість робочих лопаток, шт.

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot 10^3}{t_2} . \quad (3.16)$$

Оскільки кількість лопаток не може бути дробовим числом, округляємо до найближчого більшого цілого і уточнюємо остаточний крок решіток, мм

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot 10^3}{z_2} \quad (3.17)$$

Залежно від значення числа Маха і кута виходу потоку пари з таблиці 3.2 визначаємо характеристики профілю робочої лопатки.

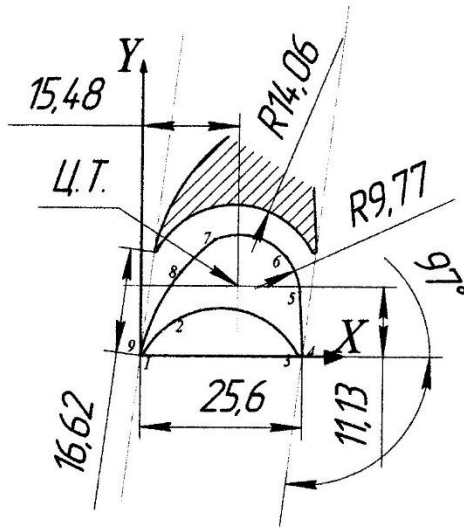


Рисунок 3.2 - Ескіз профілю робочої лопатки P-30-21A

Для побудови профілю визначимо коефіцієнт подібності

$$k''_{под} = \frac{B}{25}. \quad (3.18)$$

Профіль лопатки і основні геометричні розміри підбираються по даним координатам точок профілю з таблиці В.1 Додатку В. Розміри і координати, що вказані в таблиці В.1 Додатку В, потрібно помножити на коефіцієнт подібності $k''_{под}$.

Кут установки робочої лопатки β вибираємо з діапазону оптимального кута установки, приведеному в таблиці 3.2.

Приймаючи оптимальний кут β , будуємо ескіз робочої лопатки (рис. 3.2).

Таблиця 3.2 - Основні параметри робочих турбінних решіток

Група	Діапазон чисел Маха	Позначення профілю	Кут виходу у потіку пари β_2 , град.	Оптимальний відносний крок $i=t_2/B$	Хорда профілю робочих решіток B , мм	Оптимальний кут установки, град.
1	2	3	4	5	6	7
А	0,1...0,9	P-23A	12...16	0,6...0,75	25,9	77...82
		P-26-17A	15...19	0,6...0,7	25,7	75...81
		P-30-21A	19...24	0,58...0,68	25,6	77...83
		P-35-25A	22...28	0,55...0,65	25,4	76...82
		P-46-29A	25...32	0,45...0,58	25,6	75...81
		P-50-33A	30...36	0,43...0,55	25,6	75...81
		P-60-38A	35...42	0,41...0,51	26,1	72...78
		P-23-14AK	12...16	0,6...0,75	25,9	75...81
		P-26-17AK	15...19	0,6...0,7	25,7	75...81
Б	0,85...1,25	P-27-17Б	15...19	0,57...0,65	25,4	75...81
		P-27-17Бк	15...19	0,57...0,68	25,4	75...81
		P-30-21Б	19-24	0,55...0,65	20,1	81...85
		P-35-25Б	22...28	0,55...0,65	25,2	82...87
В	1,25...1,9	P-21-18В	16...20	0,6...0,7	20	86...89
		P-25-22В	20...24	0,54...0,64	20	87...90

Примітка. Група А відноситься до дозвуківих, Б - до навколзвуківих, В - до надзвуківих потоків пари. Застосовуються наступні позначення решіток: Р - робоча. Наприклад: Р-30-21А (перші дві цифри позначають кут входу, другі дві цифри - кут виходу)

парового потоку в градусах, остання літера вказує область швидкостей, що рекомендується).

Вихідні дані для розрахунку турбінного проміжного ступеня (по варіантах) приведені в таблиці А.1 Додатку А. Приклад розрахунку турбінного ступеня приведено в Додатку Г.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Зуб М.М. Паровые турбины. Киев: Вища школа, 1974.
2. Семенов А.С., Шевченко А.М. Тепловой расчет паровой турбины. Киев: Вища школа, 1975.
3. Швець І. Т., Кіраковський Н. Ф. Загальнотеплотехніка та теплові двигуни. Київ: Вища школа, 1977. - 269 с.
4. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Рівне : НУВГП, 2008.- 241с.
5. Степанов М.Н. Гідравлічні машини. Київ: Вища школа, 1973.-124 с.
6. Чепурний М. М., Резидент Н. В. Нагнітачі та теплові двигуни: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2012. -99 с.
7. Романовський Г. Ф., Іпатенко О. Я., Патлайчук В. М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2002.
8. Герасимов Г.Г. Нагнітачі та теплові двигуни: навч. посіб. Рівне: НУВГП, 2012.-552с.

Додаток А

Таблиця А.1 - Вихідні дані для розрахунку

Ном ер завд ання	Витра та пари, G_0 , кг/ с	Початкові параметри пари			Тиск пари за ступенем P_2 , МПа	Число обертів турбіни, об./хв.	Напря м пари при вході в ступінь α_1	Ступінь використа ння швидкості		Ступі нь реакти вності, %
		Тис к P_0 , МПа а	Тем п-ра t_0 , °С	Шви дкіст ь C_0 , м/с				вхід ний χ_0	вихі дний χ_2	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	30	2,5	400	90	2,0	3000	90	1,0	0,5	10
2	38	0,4	180	55	0,2	3000	90	1,0	0	6
3	50	2,2	320	53,8	1,6	1500	90	1,0	0,5	5
4	45	0,8	220	100	0,2	3000	90	1,0	0,35	6
5	37	1,4	310	40	1,0	1500	90	1,0	0,6	25
6	32	2,8	290	50	2,4	3000	90	1,0	0,4	35
7	50	1,8	310	50	1,4	3000	90	1,0	0,5	20
8	38	0,4	180	80	0,2	3000	90	1,0	0	25
9	20	4,0	420	75	3,4	3200	90	1,0	0,6	15
10	46	0,85	210	60	0,6	1500	90	1,0	1	20
11	31	1,8	320	50	1,4	3000	90	1,0	0,6	45
12	52	1,6	300	50	1,28	2400	90	1,0	0	25
13	54	1,35	290	45	1,02	2800	90	1,0	0	30
14	50	2,2	320	50	1,6	1500	90	1,0	0,5	15
15	23,6	4,28	310	50	3,72	3000	90	1,0	0,5	8
16	23,6	3,72	295	60	3,28	2500	90	1,0	0	8
17	23,6	3,28	290	70	2,93	3000	90	1,0	0	8
18	23,6	2,93	280	50	2,58	3000	90	1,0	0,3	8
19	22,1	2,58	270	70	2,22	3000	90	1,0	0	10
20	22,1	2,22	250	65	1,92	1500	90	1,0	0	10
21	22,1	1,92	220	45	1,63	3000	90	1,0	0	20
22	22,1	1,63	210	40	1,4	1500	90	1,0	0	10

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
23	20,74	1,41	200	90	1,14	3000	90	1,0	0,5	12
24	20,74	1,14	190	80	0,9	3000	90	1,0	0,4	12
25	20,74	0,9	180	70	0,69	1500	90	1,0	0,3	13
26	19,98	0,69	170	70	0,52	1500	90	1,0	0	13
27	19,98	0,52	160	60	0,39	1500	90	1,0	0	15
28	19,98	0,39	160	50	0,3	3000	90	1,0	0	15
29	18,82	0,3	155	45	0,19	3000	90	1,0	0	17
30	18,82	0,19	150	50	0,11	3000	90	1,0	0	18
31	31	2,8	390	90	2,3	3000	90	1,0	0,5	1
32	37	0,42	190	50	0,22	3000	90	1,0	0	5
33	48	2,2	310	50	1,5	1500	90	1,0	0,5	5
34	45	0,9	210	110	0,23	3000	90	1,0	0,35	5
35	35	1,4	300	50	1,0	1500	90	1,0	0,6	25
36	34	2,8	290	50	2,4	3000	90	1,0	0,4	35
37	33	1,4	300	50	1,0	1500	90	1,0	0,6	25
38	48	1,8	310	40	1,4	3000	90	1,0	0,6	25
39	32	2,7	290	30	2,3	3000	90	1,0	0,4	23
40	35	0,4	180	30	0,2	3000	90	1,0	0	25
41	35	0,4	180	30	0,2	3000	90	1,0	0	25
42	22	4,0	410	35	3,4	3000	90	1,0	0,6	15
43	45	0,85	205	30	0,6	1500	90	1,0	0	2
44	30	1,8	300	40	1,4	3000	90	1,0	0,5	45
45	50	1,6	310	40	1,28	2500	90	1,0	0	25
46	50	1,35	290	40	1,02	2800	90	1,0	0	3
47	52	2,2	320	50	1,6	1500	90	1,0	0,5	15
48	34	0,42	185	35	0,22	3000	90	1,0	0	2
49	20	3,9	400	40	3,3	3000	90	1,0	0,6	15
50	47	0,9	200	35	0,7	1500	90	1,0	0	2
51	32	1,85	305	40	1,45	3000	90	1,0	0,5	4
52	51	1,7	320	45	1,3	2500	90	1,0	0	2
53	52	1,4	250	40	1,1	2800	90	1,0	0	25
54	35	0,4	180	40	0,23	3000	90	1,0	0	25

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
55	36	0,41	180	35	0,2	3000	90	1,0	0	2
56	23	4,0	400	35	3,4	3000	90	1,0	0,6	15
57	44	0,9	210	30	0,6	1500	90	1,0	0	2
58	31	1,85	300	40	1,4	3000	90	1,0	0,5	45
59	55	1,6	310	40	1,31	2500	90	1,0	0	2
60	50	2,2	320	50	1,6	1500	90	1,0	0,5	15
61	35	0,41	180	35	0,22	3000	90	1,0	0,5	2
62	24	3,9	390	40	3,3	3000	90	1,0	0,6	1
63	45	0,9	180	30	0,65	1500	90	1,0	0	15
64	30	1,8	300	42	1,4	3000	90	1,0	0	35
65	50	1,8	310	40	1,3	3000	90	1,0	0	15
66	50	1,4	300	40	1,2	3000	90	1,0	0	2
67	32	0,39	190	40	0,24	3000	90	1,0	0	15
68	42	0,4	180	35	0,2	3000	90	1,0	0	2
69	30	2,7	380	80	2,3	3000	90	1,0	0	15
70	38	0,41	180	50	0,22	3000	90	1,0	0	5
71	45	2,1	300	50	1,5	1500	90	1,0	0,5	5
72	46	1,0	220	100	0,3	3000	90	1,0	0,3	5
73	34	1,5	310	50	1,0	1500	90	1,0	0,5	20
74	34	2,8	300	50	2,35	3000	90	1,0	0,4	30
75	35	1,5	300	50	1,0	1500	90	1,0	0,5	20
76	45	2,0	310	50	1,5	3000	90	1,0	0,5	20
77	30	2,6	280	40	2,2	3000	90	1,0	0,5	2
78	40	0,4	190	45	0,2	3000	90	1,0	0,1	2
79	25	4,0	410	40	3,4	3000	90	1,0	0,5	2
80	40	0,9	200	3,5	0,6	1500	90	1,0	0	2
81	30	1,8	290	50	1,4	3000	90	1,0	0,5	40
82	51	1,6	300	40	1,3	3000	90	1,0	0	20
83	50	2,4	300	55	1,5	1500	90	1,0	0,5	20
84	37	0,4	175	35	0,21	3000	90	1,0	0,5	15
85	25	4,0	395	45	3,4	3000	90	1,0	0,6	15
86	44	0,9	190	35	0,65	1500	90	1,0	0	15

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
87	32	1,9	290	40	1,4	3000	90	1,0	0	30
88	53	1,9	300	40	1,3	3000	90	1,0	0	10
89	51	1,5	300	42	1,2	3000	90	1,0	0	20
90	31	0,4	190	42	0,24	3000	90	1,0	0	10
91	41	0,4	180	42	0,2	3000	90	1,0	0	15
92	35	2,8	350	70	2,3	3000	90	1,0	0	10
93	35	0,4	182	50	0,21	3000	90	1,0	0	5
94	41	2,0	290	50	1,5	1500	90	1,0	0,5	5
95	45	1,1	210	110	0,3	3000	90	1,0	0	5
96	35	0,45	180	50	0,2	3000	90	1,0	0	20
97	22	0,39	410	50	3,4	3100	90	1,0	0,6	10
98	50	1,7	300	50	1,29	2500	90	1,0	0	25
99	50	1,4	280	50	1,02	2800	50	1,0	0	25
100	50	2,5	330	50	1,7	1500	90	1,0	0,5	20

Додаток Б

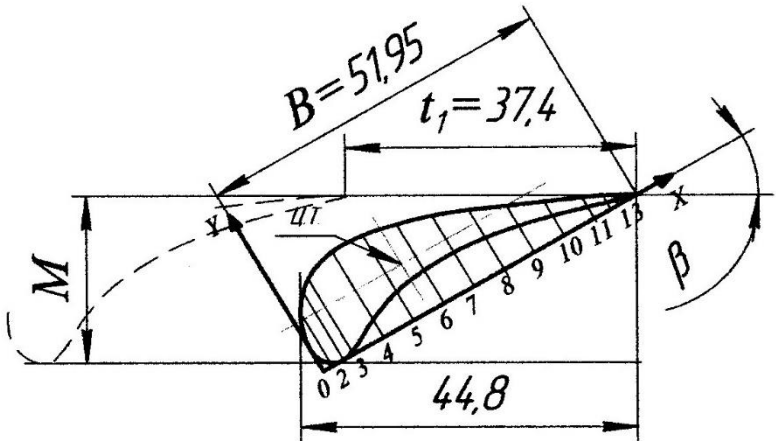


Рисунок Б.1- Профіль направляючої лопатки

Таблиця Б.1- Координати точок спинки і увігнутої поверхні профілю, мм

№ точк и	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
X	0	1, 5	3, 35	5	10	15	20	25	30	35	40	45	47, 7	49	51, 95
Y _{сп}	3, 35	9, 05	11, 5	12, 85	14, 6	14, 5	13, 47	12, 08	10, 18	7, 98	5, 8	3, 61	2, 4	1, 42	0
Y _{вог}	3, 35	0, 56	0	0,4 8	3, 02	4, 9	5,6 3	5,8	5,4	4, 52	3, 36	2	1, 18	0, 5	0

Додаток В

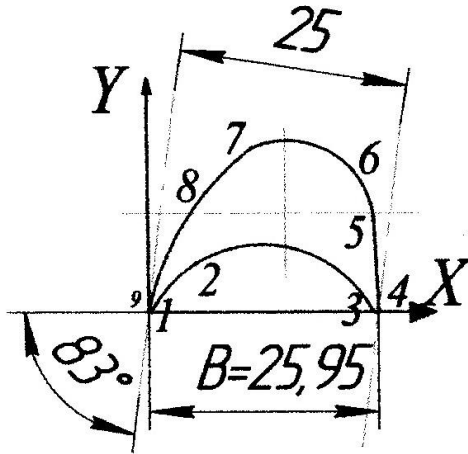


Рисунок В.1 - Профіль робочої лопатки

Таблиця В.1 - Координати точок спряження, мм

№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0,37	5,34	25,17 6	25,93 8	25,4	23,2	11,66 5	6,425	0,01 1
Y	0,09 1	5,44 6	0,229	0,365	10,29 1	15,77 4	18,48 2	13,38 1	0,26 5

Додаток Г

Приклад розрахунку ступеня парової турбіни

Розрахунок турбінного ступеня полягає у виборі і визначенні параметрів його проточної частини:

- форми і типу профілю соплової і робочих лопаток;
- конструктивних розмірів ступеня;
- ККД ступеня;
- внутрішньої потужності ступеня.

Вихідні дані для розрахунку ступеня парової турбіни:

1. Тип ступеня (активний, реактивний, осьовий, радіальний).
2. Витрата пари $G_0=32$ кг/с.
3. Початкові параметри пари:
 - тиск $P_0=2,8$ МПа;
 - температура $t_0=290$ °С;
 - швидкість пари $C_0=50$ м/с.
4. Тиск пари за ступенем $P_2=2,4$ МПа.
5. Число обертів валу турбіни $n=3000$ об./хв..
6. Напрямок потоку пари при вході на ступінь $\alpha_0=90$ град..
7. Ступінь використання вхідної $\chi_0=1,0$ і вихідної $\chi_2=0,4$ швидкостей.
8. Ступінь реактивності $\rho=35$.

Розрахунок ступеня парової турбіни

За заданими значеннями параметрів пари перед ступенем і за ним на $h-s$ діаграмі для ізоентропного процесу розширення пари визначаємо початкову h_0 і кінцеву h_{02} ентальпії, а також теплоперепади, кДж/кг:

- на турбінний ступінь

$$\Delta h_o = h_o - h_{o2} = 2975 - 2939 = 36;$$

- на соплові решітки

$$\Delta h_{o1} = (1 - \rho) \cdot \Delta h_o = (1 - 0,35) \cdot 36 = 23,4;$$

- на робочі решітки

$$\Delta h_{o2} = \rho \cdot \Delta h_o = 0,35 \cdot 36 = 12,6.$$

Користуючись таблицями [16] і h -діаграмою, визначаємо параметри пари перед і за сопловими і робочими решітками:

$$P_0=2,8 \text{ МПа}, t_0=290 \text{ }^\circ\text{C}, v_0=0,085 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_1=2,5 \text{ МПа}, t_1=277 \text{ }^\circ\text{C}, v_1=0,092 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_2=2,4 \text{ МПа}, t_2=270 \text{ }^\circ\text{C}, v_2=0,096 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Фіктивна швидкість парового потоку (швидкість, еквівалентна всій енергії ступеня), відповідна розширенню адіабати на турбінному ступені, м/с

$$C_a = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_0 + \chi_0 \cdot C_0^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 36 + 1 \cdot 50^2} = 272,9.$$

Приймаємо значення $\chi_a = 0,44$. Значення χ_a виражає відношення швидкостей U/C_a , де U - окружна швидкість, м/с.

На підставі прийнятого значення χ_a визначається окружна швидкість на середньому діаметрі облопачування, м/с

$$u = \chi_a \cdot C_a = 0,44 \cdot 272,9 = 120,4.$$

Середній діаметр облопачування ступеня, м

$$d = \frac{u}{\pi \cdot n} = \frac{120,4 \cdot 60}{3,14 \cdot 3000} = 0,767.$$

Теоретична швидкість витікання пари із каналів соплових решіток, м/с

$$C = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot (1 - \rho) \cdot \Delta h_{01} + \chi_0 \cdot C_0^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,35) \cdot 23,4 + 1 \cdot 50^2} = 181,4.$$

Вибираємо кут виходу парового потоку із соплових решіток $\alpha_1 = 11$ град., ступінь парціальності $\varepsilon = 1,0$ і коефіцієнт витрати соплових решіток $\mu_l = 0,97$.

Визначаємо висоту соплових решіток, мм

$$l_1 = \frac{G_0 \cdot v_1}{\mu_1 \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{32 \cdot 0,092 \cdot 10^3}{0,97 \cdot 3,14 \cdot 0,767 \cdot 181,4 \cdot \sin 11} = 36,4,$$

де v_1 - питомий об'єм пари (визначаємо по $h-s$ діаграмі), м³/кг.

Визначаємо дійсну швидкість пари на виході із соплових каналів, м/с

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1t} = 0,97 \cdot 181,4 = 175,96,$$

де φ - коефіцієнт швидкості пари на вході в робочі решітки (визначається з графіка на рисунку 1.1).

Для ступенів з невисокими решітками перекриша вибирається біля кореня лопатки Δ_1 , біля вершин Δ_2 , а також приймаються конструктивні розміри a і δ , м

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 + \Delta_2 = 0,0364 + 0,001 + 0,0016 = 0,039.$$

Визначаємо відносну швидкість пари на вході в робочі решітки, м/с

$$W_1 = \sqrt{(C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1)} = \sqrt{(175,96^2 + 120,4^2 - 2 \cdot 120,4 \cdot 175,96 \cdot \cos 11)} = 62,17.$$

Визначуваний кут входу пари на робочі лопатки, град.

$$\sin \beta_1 = \left(\frac{C_1}{W_1} \right) \cdot \sin \alpha_1.$$

Звідки, град.

$$\beta = \arcsin \left[\left(\frac{C_1}{W_1} \right) \cdot \sin \alpha_1 \right] = \arcsin \left[\left(\frac{175,96}{62,17} \right) \cdot \sin 11 \right] = 33.$$

Кут виходу пари з робочих лопаток, град.

$$\beta_2 = \beta_1 - 3 = 33 - 3 = 30.$$

Теоретична швидкість пари на виході з робочих лопаток, м/с

$$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_{02} + W_1^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 12,6 + 62,17^2} = 170,48.$$

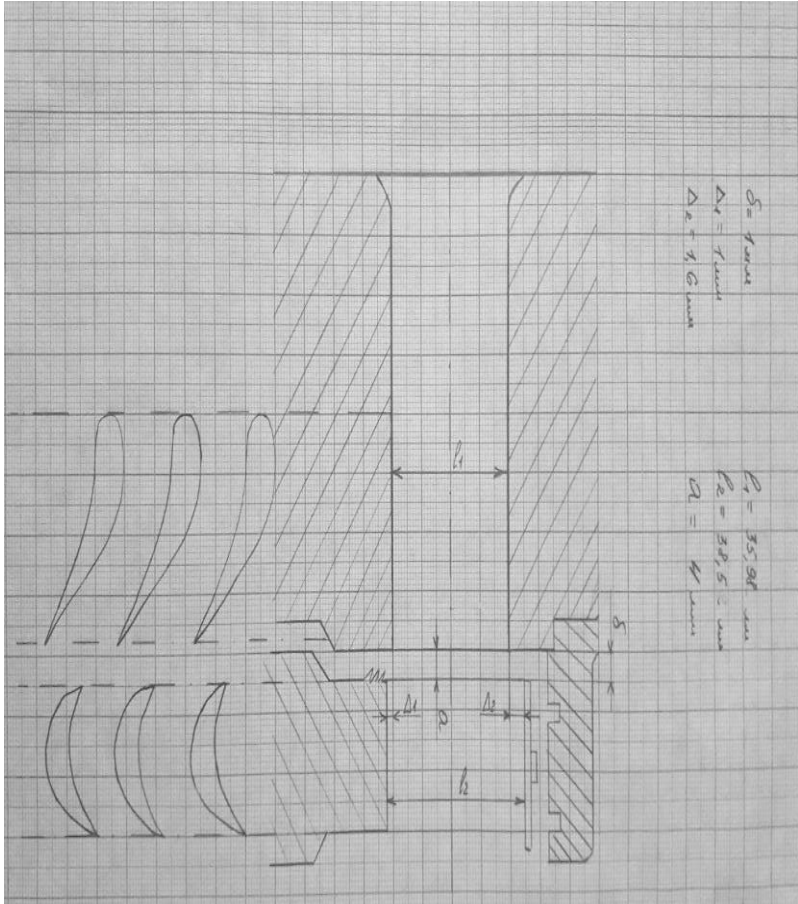


Рисунок Г.1 - Ескіз проточної частини проміжного ступеня

Дійсна відносна швидкість пари на виході з робочих лопаток,
м/с

$$W_2 = \psi_1 \cdot W_{2t} = 0,89 \cdot 170,48 = 151,73,$$

де ψ - коефіцієнт швидкості пари в робочих решітках (визначається з графіка на рисунку 1.3).

Знайдене по графіку на рисунку 1.3 значення ψ відноситься до швидкості пари на робочих лопатках W_2 близько 500м/с. При інших швидкостях знайдене з графіка на рисунку 1.3 значення ψ слід помножити на поправочний коефіцієнт k , визначуваний з рисунку 1.4 ($\psi_2 = \psi_1 \cdot k = 0,89 \cdot 1,03 = 0,9167$).

Уточнюємо дійсну швидкість пари на виході з робочих решіток, м/с

$$W_2 = \psi_2 \cdot W_{2t} = 0,9167 \cdot 170,48 = 156,28.$$

Уточнюємо кут виходу пари з робочих лопаток, град.

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{C_{2a}}{W_2}\right) = \arcsin\left(\frac{32,7}{156,28}\right) = 12,$$

де
$$C_{2a} = \frac{G_0 \cdot v_2}{\pi \cdot d_{cp} \cdot l_2} = \frac{32 \cdot 0,096}{3,14 \cdot 0,767 \cdot 0,039} = 32,7 \text{ м/с.}$$

Після цього уточнюємо коефіцієнт швидкості пари на виході з робочих лопаток $\psi = 0,85$, відповідний набутого уточненого значення кута $\beta_2 = 12$ град. з урахуванням поправочного коефіцієнта $k = 1,03$

$$\psi = \psi_3 \cdot k = 0,85 \cdot 1,03 = 0,8755.$$

Розраховуємо погрішність визначення коефіцієнту ψ

$$\Delta\psi = \frac{(\psi_{max} - \psi_{min})}{\psi_{max}} = \frac{(0,9167 - 0,8755)}{0,9167} = 0,045.$$

Набуте значення погрішності повинне знаходитися в допустимих для технічних розрахунків межах.

Уточнюємо дійсну швидкість пари на виході з робочих решіток, м/с

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t} = 0,8755 \cdot 170,48 = 153,04.$$

Абсолютна швидкість пари на виході з робочих лопаток, м/с

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2} = \sqrt{153,04^2 + 120,4^2 - 2 \cdot 120,4 \cdot 153,04 \cdot \cos 12} = 43,25.$$

Із співвідношення $\sin \alpha_2 = (W_2 \cdot \sin \beta_2) / C_2$ або $\sin \alpha_2 = C_{2a} / C_2$ визначуваний кут напряду абсолютної швидкості α_2 , град.

$$\alpha_2 = \arcsin \left[\frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{C_2} \right] = \arcsin \left[\frac{153,04 \cdot \sin 12}{43,25} \right] = 47.$$

Будуємо в масштабі трикутники швидкостей (рис. Г.2).

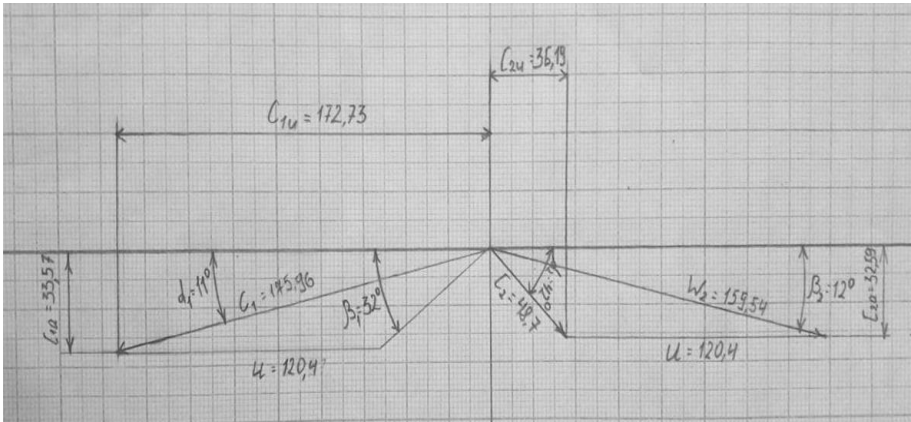


Рисунок Г.2 - Трикутники швидкостей турбінного ступеня (в масштабі)

З трикутників швидкостей знаходимо проекції швидкостей C_1 і C_2 на окружний і аксіальний напрями, м/с

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 = 175,96 \cdot \cos 11 = 172,73;$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2 = 43,25 \cdot \cos 47 = 29,5;$$

$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1 = 175,96 \cdot \sin 11 = 33,57;$$

$$C_{2a} = C_2 \cdot \sin \alpha_2 = 43,25 \cdot \sin 47 = 31,63.$$

2. Визначення втрат і ККД ступені турбіни

Втрати в соплових каналах, кДж/кг

$$\Delta h_c = \frac{C_{1t}^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{181,4^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - 0,97^2) = 0,97.$$

Втрати на робочих лопатках, кДж/кг

$$\Delta h_l = \frac{W_{2t}^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{170,48^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - 0,8755^2) = 3,39.$$

Втрати з вихідною швидкістю, кДж/кг

$$\Delta h_{в.с.} = \frac{C_2^2 \cdot 10^{-3}}{2} = \frac{43,25^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,935.$$

Визначаємо коефіцієнти втрат, що виражені в долях наявної енергії

- у соплових решітках

$$\xi_c = \frac{\Delta h_c}{E_0} = \frac{0,97}{35,252} = 0,028;$$

- у робочих решітках

$$\xi_l = \frac{\Delta h_l}{E_0} = \frac{3,39}{35,252} = 0,096;$$

- з вихідною швидкістю

$$\xi_{в.с.} = \frac{\Delta h_{в.с.}}{E_0} = \frac{0,935}{35,252} = 0,027;$$

де E_0 - енергія пари, що доводиться на ступінь, кДж/кг

$$E_0 = \Delta h_0 - \mu_0 \cdot \Delta h_{в.с.} - \mu_1 \cdot \Delta h_{в.с.} = 36 - 0 \cdot 0,935 - 0,8 \cdot 0,935 = 35,252;$$

μ_0 - коефіцієнт використання вихідної швидкості попереднього нерегулюючого ступеня (для першого ступеня $\mu_0=0$);

μ_1 - коефіцієнт використання вихідної швидкості даного ступеня ($\mu_1=0,8$).

Визначуваний відносний ККД лопатки

$$\begin{aligned}\eta_{ол} &= \frac{\Delta h_u}{E_0} = 1 - \frac{\Delta h_c}{E_0} - \frac{\Delta h_l}{E_0} - (1 - \mu_1) \cdot \frac{\Delta h_{в.с.}}{E_0} \\ &= 1 - \xi_c - \xi_l - (1 - \mu_1) \cdot \xi_{в.с.} = \\ &= \frac{30,7}{35,252} = 1 - \frac{0,97}{35,252} - \frac{3,39}{35,252} - (1 - 0,8) \cdot \frac{0,935}{35,252} = 1 - 0,028 - \\ &0,096 - (1 - 0,8) \cdot 0,027 = 0,87,\end{aligned}$$

де Δh_u - використаний теплоперепад, віднесений до вінців робочих решіток, кДж/кг

$$\begin{aligned}\Delta h_u &= \Delta h_o + \mu_0 \cdot \Delta h_{в.с.} - \mu_1 \cdot \Delta h_{в.с.} - \Delta h_c - \Delta h_l - (1 - \mu_1) \cdot \Delta h_{в.с.} \\ &= 36 + 0 \cdot 0,935 - 0,8 \cdot 0,935 - 0,97 - 3,39 - (1 - 0,8) \cdot 0,935 = 30,7.\end{aligned}$$

Визначимо потужність, що витрачається на тертя і вентиляцію в ступені при ступені парціальності $\mathcal{E}=1$, кВт

$$\begin{aligned}N_{m.в.} &= 1,07 \cdot \lambda \cdot d^2 \left(\frac{U}{100} \right)^3 \cdot \rho = 1,07 \cdot 1,1 \cdot 0,73^2 \cdot \left(\frac{120,4}{100} \right)^3 \cdot 11,76 \\ &= 12,87,\end{aligned}$$

де λ - коефіцієнт, значення якого для перегрітої пари рівне $\lambda=1,1$;
 d - діаметр диску, зміряний посередині лопаток, м

$$d = d_{cp} - l_1 = 0,767 - 0,0364 = 0,73;$$

ρ - щільність середовища, в якому обертається диск, кг/м³

$$\rho = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,085} = 11,76;$$

v_1 - питомий об'єм пари, м³/кг .

Втрати на тертя і вентиляцію, кДж/кг

$$\Delta h_{m.e.} = \frac{N_{m.e.}}{G_o} = \frac{12,87}{32} = 0,4.$$

Втрати на тертя і вентиляцію в долях наявної енергії

$$\xi_{m.e.} = \frac{\Delta h_{m.e.}}{E_o} = \frac{0,4}{35,252} = 0,0113.$$

Втрати на витік пари в діафрагмових і радіальних ущільненнях визначаються в долях енергії, що розташовується, на ступінь (для діафрагмових ущільнень)

$$\xi_{1yn} = \frac{\mu_{1yn} \cdot F_{1yn} \cdot \eta_{o.l.}}{\mu_{1c.p.} \cdot F_1 \cdot \sqrt{Z_1}} = \frac{0,76 \cdot 0,000785 \cdot 0,87}{0,98 \cdot 0,0166 \cdot \sqrt{4}} = 0,016;$$

μ_{1yn} - коефіцієнт витрати пари в ущільненнях діафрагм (знаходиться по кривим на рисунку 2.1);

F_{1yn} - площа кільцевого зазору діафрагмового ущільнення, м²

$$F_{1yn} = \pi \cdot d_{yn} \cdot \delta_1 = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 0,000785;$$

d_{yn} - діаметр по діафрагмовому ущільненню, приймаємо $d_{yn} = 0,5$ м (залежить від конструктивних особливостей турбін);

δ_1 - радіальний зазор в ущільненні (приймаємо 0,5мм);

$\mu_{1c.p.}$ - коефіцієнт витрати пари в соплових решітках (для перегрітої пари приймаємо $\mu_{1c.p.} = 0,98$);

F_1 - вихідний перетин соплових решіток, м²

$$F_1 = \frac{G_0 \cdot v_1}{\mu_{1c.p.} \cdot C_{1t}} = \frac{32 \cdot 0,092}{0,98 \cdot 181,4} = 0,0166;$$

z_1 - число гребінців ущільнювачів у діаграмі (приймаємо 4).

Абсолютна величина втрат в діафрагмових ущільненнях, кДж/кг

$$\Delta h_{1yn} = \xi_{1yn} \cdot E_0 = 0,016 \cdot 35,252 = 0,56.$$

Втрата на вигік пари в радіальних ущільненнях робочих лопаток

$$\begin{aligned} \xi_{2yn} &= \frac{\Delta h_{2yn}}{E_0} = \frac{\mu_{2yn} \cdot F_{2yn} \cdot \eta_{o.l.}}{\mu_1 \cdot F_1 \cdot \sqrt{z_2}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n}{1 - \rho}} \\ &= \frac{0,78 \cdot 0,00127 \cdot 0,87}{0,8 \cdot 0,0166 \cdot \sqrt{4}} \cdot \sqrt{\frac{0,41}{1 - 0,35}} = 0,026; \end{aligned}$$

де Δh_{2yn} - абсолютна величина витоку пари в радіальних ущільненнях робочих лопаток, кДж/кг;

μ_{2yn} - коефіцієнт витрати пари в зазорах радіальних ущільнень (визначається по кривим графічних залежностей рис. 2.1);

F_{2yn} - площа кільцевого зазору радіального ущільнення, м²

$$F_{2yn} = \pi \cdot (d_{cp} + l_2) \cdot \delta_2 = 3,14 \cdot (0,767 + 0,039) \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 0,00127;$$

δ_2 - радіальний зазор в ущільненні (приймається 0,5мм);

z_2 - число гребінців ущільнювачів (приймається 4);

ρ_n - ступінь реактивності на периферії ступеня

$$\rho = 1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\frac{d_{cp}}{l_2}}{1 + \frac{d_{cp}}{l_2}} \right)^2 = 1 - (1 - 0,35) \left(\frac{\frac{0,767}{0,039}}{1 + \frac{0,767}{0,039}} \right)^2 = 0,41.$$

$$\eta_{oi} = \eta_{oi} - \xi_{m.e.} - \xi_{1yn} - \xi_{2yn} = 0,87 - 0,0113 - 0,016 - 0,026 = 0,82.$$

Використаний теплоперепад в ступені, кДж/кг

$$\Delta h_i = \Delta h_u - \Delta h_{m.e.} - \Delta h_{1yn} - \Delta h_{2yn} = 30,7 - 0,4 - 0,56 - 0,92 = 28,82.$$

Внутрішня потужність ступеня, кВт

$$N_i = G_0 \cdot \Delta h_i = 32 \cdot 28,82 = 922,24.$$

На рисунку 3 зображений тепловий процес ступеня в h - S діаграмі.

3. Розрахунок розмірів проточної частини ступеня турбіни

Режим руху парового струменя в ступені визначаємо відношенням тиску пари на виході із ступеня до тиску на його вході P_1/P_0 .

Для цього визначаємо число Маха для соплових решіток

$$M = \frac{C_1}{a_1} = \frac{175,96}{547} = 0,322,$$

де a_1 - швидкість розповсюдження звуку у вихідному перетині соплових решіток, м/с

$$a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_1} = \sqrt{1,3 \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,092} = 547;$$

$\kappa=1,3$ - для перегрітої пари;

P_1 - тиск, Па.

Перевіряємо вихідну висоту соплових решіток, м

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \sin \alpha_1} = \frac{0,000785}{3,14 \cdot 0,767 \sin 11} = 0,0017.$$

По набутим значенням числа Маха M_{c1} і куту входу потоку пари (кут нахилу соплових лопаток) по таблиці 3.1 підбираємо профіль соплової лопатки С-90-12А.

Для обраного профілю лопатки з таблиці 3.1 беремо величину відносного кроку і оптимальний кут установки

$$\bar{t} = \frac{t_1}{B} = 0,85,$$

де B - хорда профілю соплової лопатки ($B = 62,5$ мм).

Визначуваний крок соплових решіток, мм

$$t_1 = \bar{t} \cdot B = 0,85 \cdot 62,5 = 53,125.$$

Кількість направляючих лопаток, шт.

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_1} = \frac{3,14 \cdot 0,767}{53,125} \cdot 10^3 = 45,3 \approx 46.$$

Остаточний крок решітки, мм

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{Z_1} = \frac{3,14 \cdot 0,767}{46} \cdot 10^3 = 52,356.$$

Залежно від значення числа Маха і кута виходу потоку пари по таблиці 3.1 визначаємо характеристики профілю соплової лопатки.

Для побудови профілю визначимо коефіцієнт подібності

$$k'_{\text{под}} = \frac{B}{51,95} = \frac{62,5}{51,95} = 1,203.$$

Профіль лопатки і основні геометричні розміри підбираються по даним координатам точок профілю з таблиці Б.1 Додатку Б. Розміри і

координати, що вказані в таблиці Б.1 Додатку Б, потрібно помножити на коефіцієнт подібності $k'_{\text{под}}$.

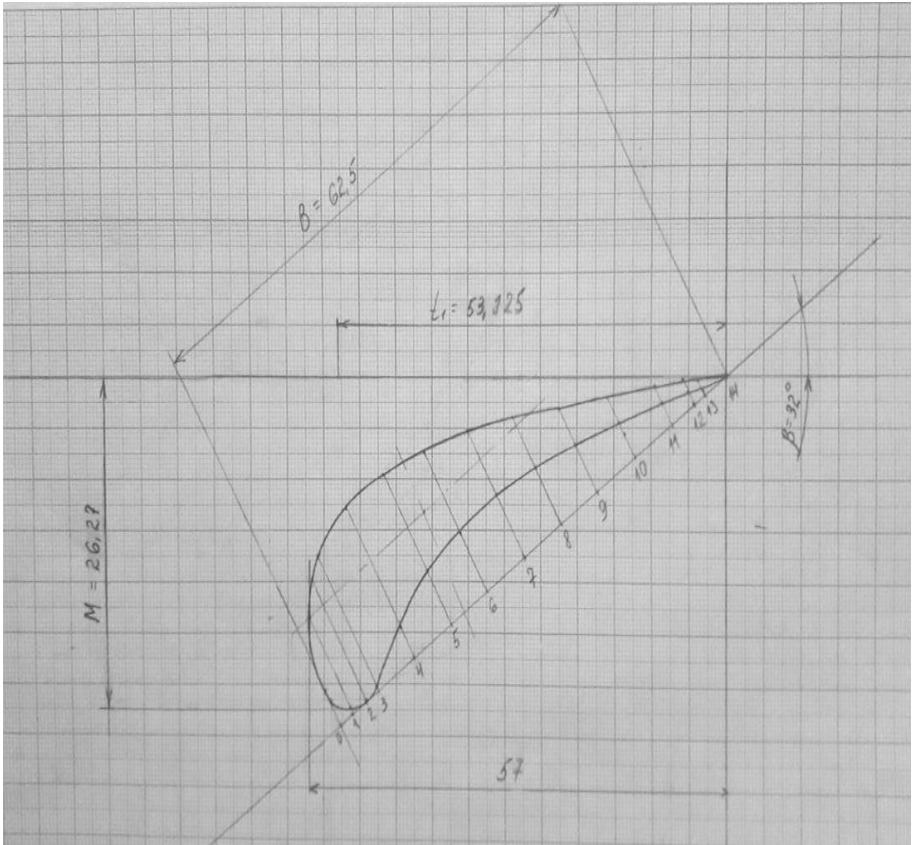


Рисунок Г.4 - Ескіз профілю соплової лопатки (в масштабі)

Значення M , вказане на рисунку Б.1 Додатку Б визначаємо по формулі

$$\begin{aligned}
 M &= [\sin(\beta - 3,938) \cdot 48,715] + 3,35 \\
 &= [\sin(33 - 3,938) \cdot 48,715] + 3,35 = 26,267.
 \end{aligned}$$

Кут установки соплової лопатки β вибираємо з діапазону оптимального кута установки, приведеному в таблиці 3.1.

Приймаємо оптимальний кут $\beta=33$ град. та будуємо ескіз соплової лопатки.

Визначаємо вихідний перетин каналів робочих решіток, м²

$$F_2 = \frac{G_0 \cdot V_2}{\mu_2 \cdot W_{2t}} = \frac{32 \cdot 0,096}{0,8 \cdot 170,48} = 0,0225,$$

де μ_2 - коефіцієнт витрати пари в робочих решіток, прийнято рівним 0,8.

Розрахункова вихідна висота робочих решіток, мм

$$l_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \beta_2} = \frac{0,0225 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,767 \cdot \sin 12} = 44,9.$$

Швидкість розповсюдження звуку в робочих решітках, м/с

$$a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_2} = \sqrt{1,3 \cdot 2,4 \cdot 10^6 \cdot 0,096} = 547,28.$$

Число Маха для робочих решіток

$$M_{W_2} = \frac{W_2}{a_2} = \frac{153,04}{547,28} = 0,28.$$

По таблиці 3.2 підбираємо профіль робочої лопатки Р-23А.

Для вибраної лопатки з таблиці 3.2 визначаємо величину відносного кроку

$$\bar{t}_2 = \frac{t}{B} = 0,68,$$

де B - хорда профілю робочої лопатки ($B=25,9$ мм).

Для вибраної лопатки крок робочих решіток, мм

$$t_2 = \bar{t} \cdot B = 0,68 \cdot 25,9 = 17,61.$$

Кількість робочих лопаток, шт.

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_2} = \frac{3,14 \cdot 0,767}{17,61} \cdot 10^3 = 136,76 \approx 137.$$

Уточнюємо остаточний крок решіток, мм

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{Z_2} = \frac{3,14 \cdot 0,767}{137} \cdot 10^3 = 17,58.$$

Залежно від значення числа Маха і кута виходу потоку пари по таблиці В.1 Додатку В визначаємо характеристики профілю робочої лопатки.

Для побудови профілю визначимо коефіцієнт подібності

$$k_{\text{под}}'' = \frac{B}{25} = \frac{25,9}{25} = 1,036.$$

Профіль лопатки і основні геометричні розміри підбираються по даним координатам точок профілю з таблиці В.1 Додатку В. Розміри і координати, що вказані в таблиці 3.2, потрібно помножити на коефіцієнт подібності $k_{\text{под}}''$.

Кут установки робочої лопатки β вибираємо з діапазону оптимального кута установки, приведеному в таблиці 3.2.

Приймаємо оптимальний кут $\beta = 81$ град. та будуємо ескіз робочої лопатки.



Рисунок Г.5 - Ескіз профілю робочої лопатки (в масштабі)

Висновок: в контрольній роботі виконано тепловий розрахунок турбінного ступеня, а саме розраховано такі показники, як: швидкість пари на виході, проєкції швидкостей, значення втрат і ККД ступені турбіни, розміри проточної частини.

Виходячи з розрахованих значень, виконано такі рисунки, як: ескіз проточної частини проміжного ступеня, трикутники швидкостей, тепловий процес нерегульованого ступеня в $h-s$ діаграмі, ескіз профілю соплової та робочої лопаток.