

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

В. М. ПАТЛАЙЧУК

**ПРОЄКТУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ
ПАРОВИХ ТУРБІН**

Навчальний посібник

У двох частинах

Частина 1

Розрахунок одноциліндрових турбін

Рекомендовано Вченою радою НУК



ВИДАВНИЦТВО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМ. АДМІРАЛА МАКАРОВА

2020

УДК 621.165(075.8)

П20

Автор В. М. Патлайчук, кандидат технічних наук, доцент

Рецензенти:

С. І. Сербін, доктор технічних наук, професор, директор Машинобудівного навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова;

В. Д. Борисенко, доктор технічних наук, професор, професор кафедри комп'ютерної інженерії Миколаївського національного університету ім. В. О. Сухомилинського;

С. Б. Кулішов, кандидат технічних наук, заступник генерального конструктора ДП НВКГ "Зоря" – "Машпроект" з нової техніки

*Рекомендовано Вченою радою НУК
як навчальний посібник
(протокол № 5 від 25 травня 2018 р.)*

Патлайчук В. М.

П20 Проектування стаціонарних парових турбін : навчальний посібник : у 2 ч. Ч. 1. Розрахунок одноциліндрових турбін / В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2020. – 120 с.

ISBN 978-966-321-410-8

Розглянуто основні етапи розрахунку одноциліндрових парових турбін. Наведено приклади формування вихідних даних для проектування, проведення інформаційного пошуку, оцінки теплофікаційних та регенеративних відборів пари, розрахунку регулюючого ступеня та групи нерегульованих ступенів, оцінки отриманих результатів.

Для студентів технічних вузів, які навчаються за спеціальностями 142 "Енергетичне машинобудування" та 144 "Теплоенергетика". Навчальний посібник може бути корисним для інженерно-технічних працівників, які займаються проектуванням та створенням паротурбінних агрегатів.

УДК 621.165(075.8)

© Патлайчук В. М., 2020

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2020

ISBN 978-966-321-410-8

ВСТУП

В одноциліндрових парових турбінах усі ступені згруповані в одному корпусі (циліндрі). Оскільки одноциліндрові турбіни рідко виконують двопотоковими (винятком з відомих конструкцій можуть служити турбіни атомних криголамів типу "Арктика"), їх максимальна потужність багато в чому обмежена тими ж факторами, що і гранична потужність однопотокових турбін (див., наприклад, [12, с. 141–144]). У даний час одноциліндровими випускають турбіни потужністю, що, як правило, не перевищує 50...80 МВт.

Даний діапазон потужності визначає широкі можливості функціонального призначення таких турбін. Одноциліндрові турбіни можуть використовуватися як енергетичні – для приводу електричного генератора, включеного в енергосистему, і відпуску тепла великим споживачам, наприклад, житловим районам, містам і под. Одноциліндрову конструкцію мають практично всі промислові турбіни, призначені для обслуговування промислового підприємства, наприклад, металургійного, текстильного, хімічного та ін. Такі турбіни використовуються для приводу механізмів (компресорів для хімічної промисловості, нагнітачів коксового газу, вентиляторів котлів для спалювання газу і мазуту тощо), а також можуть працювати на місцеву електричну мережу. Одноциліндрові турбіни знаходять застосування і як суднові – для забезпечення руху судна та його енергопостачання.

1. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЄКТУВАННЯ

При конструюванні і розрахунку проточної частини парових турбін зазвичай задають такі величини:

- 1) тип турбіни за характером теплового процесу;
- 2) номінальна потужність турбоагрегату N_e ;
- 3) початкові параметри пари перед турбіною (тиск p_0 і температура t_0);
- 4) параметри пари (тиск $p_{п.п}$ і температура $t_{п.п}$) після проміжного перегріву (якщо є проміжний перегрів пари);
- 5) тиск відпрацьованої пари p_k ;
- 6) температура живильної води на виході із системи регенерації $t_{ж.в}$;
- 7) параметри (тиск і витрата) регульованих відборів пари (на виробничі потреби та (або) опалення);
- 8) частота обертання ротора турбіни n .

За **характером теплового процесу** розрізняють парові турбіни:

- конденсаційні;
- теплофікаційні;
- спеціального призначення.

Конденсаційні турбіни служать для перетворення максимально можливої частини тепла пари в механічну роботу (тобто генерують тільки механічну енергію). Ці турбіни працюють з випуском відпрацьованої пари в конденсатор, де

підтримується глибокий вакуум. У поєднанні з генераторами змінного електричного струму турбіни цього типу є в даний час основним обладнанням теплових і атомних електростанцій.

Згідно із чинними в даний час стандартами конденсаційним турбінам присвоюється при маркуванні літера "К".

Теплофікаційні турбіни призначені для спільного генерування механічної і теплової енергії. Теплова енергія віддається споживачеві з проміжних або останніх ступенів турбіни у вигляді пари і служить для виробничих потреб та (або) опалення.

Теплофікаційні турбіни мають кілька різновидів:

1) тип Р – турбіни з протитиском.

У таких турбінах уся відпрацьована пара йде на теплофікацію. Розширення пари в турбінах зазвичай ведеться до більшого тиску, ніж атмосферний (від 0,12 до 0,50 МПа, а іноді і вище), що дозволяє використовувати пару у відповідних теплообмінниках для виробничих або побутових потреб (опалення, варіння, сушіння тощо). Сталість тиску відпрацьованої пари у цих турбінах підтримується за допомогою спеціальних регуляторів тиску;

2) тип П – турбіни з виробничим відбором пари;

3) тип Т – турбіни з опалювальним відбором пари.

Турбіни типів П і Т мають регульовані відбори частини пари з проміжних ступенів, відповідно, на виробничі потреби та опалення. Решта ж пари, відпрацювавши в турбіні, йде в конденсатор. Тиск пари, яка відбирається від цих турбін, підтримується в певних межах за допомогою спеціальних регуляторів тиску;

4) тип ПТ – турбіни з виробничим і опалювальним відборами пари. У таких турбінах реалізовані водночас два регульовані відбори пари, відповідно, на виробничі потреби та опалення;

5) тип ПР – турбіни з протитиском і виробничим відбором пари;

6) тип ТР – турбіни з протитиском і опалювальним відбором пари;

7) тип ПТР – турбіни з виробничим, опалювальним відборами пари і протитиском. У турбінах типу ПР, ТР і ПТР частина пари відводиться з одного або декількох проміжних ступенів для потреб виробництва та (або) опалення, а відпрацьована пара також направляється на теплофікацію (як правило, опалення);

8) тип КТ – турбіни конденсаційні з нерегульованим відбором пари на опалення.

Необхідно відзначити, що теплофікаційні турбіни крім регульованих відборів пари зазвичай мають ще й нерегульовані відбори для регенерації.

До турбін спеціального призначення можуть бути віднесені:

1) турбіни м'ятої пари, які використовують для отримання механічної енергії відпрацьовану пару парових молотів, пресів і поршневих машин; тиск цієї пари зазвичай дещо вищий від атмосферного;

2) турбіни двох і трьох тисків, що використовують пару, яка надходить від різних джерел. Наприклад, свіжа пара надходить у перші ступені турбіни, а відпрацьована пара парових молотів, поршневих машин і под. – у проміжні ступені. Турбіни даного типу також часто працюють у складі парогазових установок;

3) передвключені турбіни. Це турбіни з високим протитиском – 1,5...3,0 МПа. Пара після них використовується для роботи в іншій турбіні. Передвключені турбіни зазвичай працюють при високих параметрах свіжої пари (6...22 МПа)

і застосовуються у стаціонарній енергетиці для надбудови¹ електростанцій середніх параметрів з метою підвищення економічності їх роботи;

4) **післявключені турбіни** застосовуються при модернізації енергоблоків, заснованих на використанні турбін з протитиском. Оскільки внаслідок ряду причин відпрацьована пара з протитиском перестала знаходити застосування для виробничих потреб, то її направляють на післявключені турбіни для виробництва електроенергії.

Номінальною потужністю турбоагрегату називають ту найбільшу потужність, яка може розвиватися електричним генератором (для турбіни, що приводить в обертання механізми, заміряється на її вихідному фланці) протягом практично будь-якого відрізка часу не тільки при номінальних параметрах пари, але і при їх відхиленні від номінальних, вказаних у технічних умовах на постачання турбоагрегату (при зниженні початкового тиску, погіршенні вакууму тощо).

Поряд з номінальною потужністю для парових турбін використовують також поняття **максимальної потужності**, яка перевищує номінальну потужність при відхиленні параметрів пари від номінальних значень (наприклад, при поглибленні вакууму, підвищенні тиску перед турбіною в допустимих межах) та відключенні відборів пари (регенеративних і теплофікаційних).

Як **початкові параметри пари** беруть її тиск і температуру перед стопорним клапаном турбіни. Тиск пари за котлом вищий від тиску перед стопорним клапаном на величину гідравлічних втрат у паропроводі між котлом і турбіною.

¹ Під **надбудовою електростанції** розуміють установлення на ній котлів високого, надвисокого або надкритичного тисків і передвключених турбін як блока високого тиску на базі існуючої станції середнього тиску.

Температура пари за котлом також вища від температури перед стопорним клапаном унаслідок втрат теплоти від стінок паропроводу в навколишнє середовище.

Задання початкових параметрів пари повинно проводитися у відповідності до діючих нормативних документів. Так, наприклад, згідно з розробленим ОАО "Всероссийский теплотехнический институт" у 2008 р. стандартом СТО 702388424.27.040.004–2008 "Паротурбінні установки. Умови поставки. Норми і вимоги" при виборі потужності й параметрів пари для розроблюваних і реновації відпрацювавших свій ресурс паротурбінних установок (ПТУ) російським компаніям слід керуватися типовим рядом, наведеним у табл. 1, оскільки він за своїми параметрами близький до модельного ряду паротурбінних установок, які вже освоєні вітчизняними і закордонними фірмами або знаходяться у стадії розробки [11, с. 7].

Таблиця 1. Типовий ряд потужностей та параметрів пари

Потужність турбіни, МВт	Тиск свіжої пари, МПа	Температура свіжої пари, °С	Температура проміжного перегріву пари, °С
ПТУ малої потужності			
6...50	2,9; 3,4; 8,8	435; 535	–
Неблочні ПТУ			
50...185	12,8	535	–
Блочні ПТУ			
100...185	12,8	535...560	–
180...250	12,8; 23,5	540...580	540...580
300...1200	23,5...30,0	540...600	540...620

Згідно із чинним у Російській Федерації стандартом ГОСТ 24278–89 "Установки турбінні парові стаціонарні для приводу електричних генераторів ТЕС. Загальні технічні вимоги" (дата останньої зміни 20.07.2010) при виборі параметрів стаціонарних установок з паровими турбінами потужністю

50...1600 МВт, з номінальною частотою обертання 3000 об/хв, призначених для приводу генераторів теплових електростанцій, що працюють на органічному паливі, допускається приймати [1, с. 4]:

– потужність турбіни і тиск свіжої пари, зазначені в табл. 2, з відхиленням $\pm 5\%$;

– температури свіжої пари і проміжного перегріву пари, зазначені в табл. 2, з відхиленням $\pm 8^\circ\text{C}$ при температурі до 535°C , а при більш високих температурах $\pm 5^\circ\text{C}$.

У табл. 2 значення параметрів, що в дужках, допускаються під час виготовлення турбін на вимогу замовника.

Параметри пари після проміжного перегріву вказують за станом перед відсічними клапанами групи ступенів середнього тиску. Тиск проміжного перегріву вибирають на основі економічних розрахунків за мінімумом витрат на вироблення корисної енергії. Необхідно відзначити, що для характерного для одноциліндрових турбін діапазону потужності застосування проміжного перегріву пари вважається економічно недоцільним (див. табл. 1 і 2).

Таблиця 2. Параметри установок з паровими турбінами

Потужність турбіни, МВт	Тиск свіжої пари, МПа	Температура свіжої пари, $^\circ\text{C}$	Температура проміжного перегріву пари, $^\circ\text{C}$
50...100	(9,0); 12,8	(500; 520; 535);	–
100...185	12,8;	555	
180...215	(16,2; 18,0)	(520; 535; 560);	(520; 535; 560); 540;
		540; 565	565
160...225 ²	17,0	540; 560	540; 565
250	(16,2); 23,5	(520; 535);	(520; 535); 540; 560
300...600	(16,2; 18,0);		
	23,5	540; 560	
800...1600	23,5	540; 560	540; 560

² Значення потужності турбіни і тиску свіжої пари уточнюються при проєктуванні.

Тиском відпрацьованої пари називають тиск у вихідному перерізі випускного патрубка турбіни. Вибір кінцевого тиску пари в турбінах є завданням оптимізації і визначається він на основі техніко-економічних розрахунків за мінімумом витрат на вироблення корисної енергії.

До стаціонарних установок, як правило, не ставлять жорстких вимог щодо маси і габаритів, а тому їх намагаються проектувати з максимальною ефективністю. Тиск і температура конденсації пари в таких випадках повинні забезпечити необхідний температурний напір у конденсаторі між парою та охолоджуючою водою. Для сучасних великих парових турбін при існуючих системах водопостачання температура конденсації пари береться не менше 26...29 °С, що відповідає тиску конденсації 3,5...4,0 кПа [12, с. 21].

Для паротурбінних установок транспортних суден величина кінцевого тиску пари, як правило, береться в інтервалі 4,5...6,0 кПа (відповідає температурі конденсації 31...36 °С); для установок кораблів військово-морського флоту і легких суден, де масогабаритні показники мають більш пріоритетне значення порівняно з економічними, – в інтервалі значень 12...20 кПа (температура конденсації 49...60 °С); для установок підводних апаратів – 25...30 кПа (65...69 °С) [3, с. 20].

У табл. 3 як приклад наведені значення кінцевого тиску пари для деяких одноциліндрових конденсаційних турбін і турбін з конденсацією виробництва ОАО "Калужский турбинный завод" [4].

Для турбін з протитиском тиск відпрацьованої пари визначається залежно від потреб об'єкта енергопостачання. Конкретні значення цього параметра для турбін, що серійно випускаються підприємством ОАО "Калужский турбинный завод", наведені в табл. 4 [4].

Таблиця 3. Параметри конденсаційних турбін і турбін з конденсацією ОАО "Калужский турбинный завод"

Марка турбіни	Номінальна потужність, МВт	Абсолютний тиск пари за турбіною, кПа	
		на номінальному режимі	на конденсаційному режимі ³
К-20-6,1Т	20,0	10,5	—
К-12-4,2	12,0	9,8	—
К-7,5-6,4	7,5	10,6	—
К-6-3,4	6,0	9,95	—
К-6-1,6У	6,0	9,8	—
К-6-1,6	6,0	10,4	—
К-2,5-3,4	2,6	10,0	—
К-4,9-4,4Р	4,9	12,0	—
К-37-3,4	37,0	15,0	—
ПТ-25/30-8,8/1,0-1	25,0	3,5	8,2
ПТ-30/35-3,4/1,0	30,0	3,7	13,2
ПТ-27/35-3,9/1,7	29,3	4,7	19,1
ПТ-29/35-2,9/1,0	29,0	9,1	29,2
ПТ-25-3,4/0,6	25,0	3,5	31,0
ПТ-12/13-3,4/1,0-1	12,5	3,5	6,1
П-25-3,4/0,6	18,2	6,1	9,6
П-6-3,4/1,0	6,0	4,3	5,0
П-6-3,4/0,5-1	6,0	3,5	5,0
П-6-1,2/0,5	6,0	6,0	7,0

³ Для теплофіксаційних турбін.

Таблиця 4. Параметри турбін з протитиском ОАО "Калужский турбинный завод"

Марка турбіни	Номинальна потужність, МВт	Номинальні параметри свіжої пари		Номинальні параметри пари за турбіною	
		Абсолютний тиск, МПа	Температура, °С	Абсолютний тиск, МПа	Температура, °С
P-25-3,4/0,1	25,0	3,4	435	0,12	104
P-12-8,8/3,1-1	12,0	8,8	535	3,05	399
P-12-8,8/1,8-1	12,0	8,8	535	1,75	338
P-12-3,4/1,0	12,0	3,4	435	1,0	292
P-12-3,4/0,5-1	12,0	3,4	435	0,5	221
P-12-3,4/0,1	12,0	3,4	435	0,12	104
P-12-2,7/0,2	12,0	2,7	380	0,2	121
P-6-3,4/1,0-1	6,0	3,4	435	1,0	293
P-6-3,4/0,5-1	6,0	3,4	435	0,5	225
P-4-3,4/1,5-1	4,0	3,4	435	1,45	335
P-4-3,4/0,5-1	4,0	3,4	435	0,5	229
P-4-2,1/0,3	4,0	2,05	370	0,3	175
P-2,5-3,4/0,3-1	2,5	3,4	435	0,3	194
P-2,5-2,1/0,6	2,5	2,05	370	0,6	243
P-2,5-2,1/0,3	2,5	2,05	370	0,3	184
P-1,6-2,8/0,7	1,6	2,8	350	0,7	222
P-1,4-3,4/1,3	1,4	3,4	410	1,3	309
P-1,4-2,3/0,7	1,4	2,3	380	0,7	260
ПР-12-3,4/1,0/0,1	12,0	3,4	435	0,12	105
ПР-12-3,4/0,6/0,1	12,0	3,4	435	0,1	99
ПР-6-3,4/1,5/0,5-1	6,0	3,4	435	0,5	238
ПР-6-3,4/1,0/0,1-1	6,0	3,4	435	0,12	136
ПР-6-3,4/0,5/0,1-1	6,0	3,4	435	0,12	145
ПР-2,5-1,3/0,6/0,1	2,5	1,3	300	0,12	113

Розрахункову температуру живильної води $t_{ж.в}$ вибирають за попередньою оцінкою економічності всього об'єкта енергопостачання. Якщо розглядати економічність тільки паротурбінної установки, то доцільною температурою живильної води є температура насичення при тиску на вході в котел. Однак у цьому випадку ККД котла знижується за рахунок підвищення температури випускних газів. Температура живильної води залежно від початкового тиску знаходиться зазвичай у таких межах: при $p_0 = 24,0$ МПа $t_{ж.в} = 260...270$ °С; при $p_0 = 13,0$ МПа $t_{ж.в} = 230...235$ °С; при $p_0 = 10,0$ МПа $t_{ж.в} = 215...220$ °С [12, с. 139]. Для менших тисків пари, які, як правило, характерні для одноциліндрових турбін, температура живильної води може складати $90...215$ °С [4].

Параметри регульованих відборів пари (на виробничі потреби та (або) опалення) задаються для теплофікаційних турбін і визначаються залежно від потреб об'єкта енергопостачання.

Про конкретні величини цих параметрів можна судити на прикладі теплофікаційних турбін, що серійно випускаються підприємством ОАО "Калужский турбинный завод" (табл. 5 і 6) [4].

Таблиця 5. Параметри теплофікаційних турбін ОАО "Калужский турбинный завод" (тип ПТ)

Параметр	Марка турбіни				
	ПТ-12/13-3,4/1,0-1	ПТ-25/30-8,8/1,0-1	ПТ-30/35-3,4/1,0	ПТ-29/35-2,9/1,0	ПТ-25-3,4/0,6
Номінальна (максимальна) потужність, МВт	12,5 (13,5)	25 (30)	30 (35)	29 (35)	25 (30)
Параметри свіжої пари на номінальному режимі					
Абсолютний тиск, МПа	3,4	8,8	3,4	2,9	3,4
Температура, °С	435	535	435	405	435
Витрата, т/год	106,7	156,3	234,6	211,1	174,1

Продовж. табл. 5

Параметр	Марка турбіни				
	ПТ-12/13- 3,4/1,0-1	ПТ-25/30- 8,8/1,0-1	ПТ-30/35- 3,4/1,0	ПТ-29/35- 2,9/1,0	ПТ-25- 3,4/0,6
Регульований виробничий відбір, номінал (робочий діапазон)					
Абсолютний тиск, МПа	1,0 (0,8...1,3)				0,6 (0,5...0,7)
Температура, °С	295 (273...323)	272 (250...295)	288 (265...318)	280 (261...311)	235 (220...340)
Витрата, т/год	50 (0...80)	70 (0...120)	100 (0...120)	70 (0...120)	70 (0...90)
Регульований опалювальний відбір, номінал (робочий діапазон)					
Абсолютний тиск, МПа	0,12 (0,07...0,25)				
Температура, °С	104 (89...162)	104 (90...140)	104 (89...158)	104 (89...162)	108 (90...180)
Витрата, т/год	40,0 (0...65)	40,9 (0...65)	80,0 (0...100)	66,0 (0...80)	90,0 (0...130)
Номінальне теплове навантаження, Гкал/год	21,60	21,88	45,60	36,58	57,85

Таблиця 6. Параметри теплофікаційних турбін ОАО "Калужский турбинный завод" (тип П)

Параметр	Марка турбіни			
	П-25- 3,4/0,6	П-6-3,4/1,0	П-6-3,4/0,5-1	П-6-1,2/0,5
Номінальна (максимальна) потужність, МВт	18,2 (25,4)	6,0 (6,6)		
Параметри свіжої пари на номінальному режимі				
Абсолютний тиск, МПа	3,2	3,4		1,2
Температура, °С	435			270
Витрата, т/год	110,0	43,7	53,4	49,2
Регульований виробничий відбір, номінал (робочий діапазон)				
Абсолютний тиск, МПа	0,6 (0,5...0,7)	1,0 (0,8...1,3)	0,5 (0,4...0,7)	0,5 (0,4...0,6)
Температура, °С	255 (235...341)	304 (283...333)	229 (208...262)	192 (175...208)
Витрата, т/год	50	20 (0...40)	40 (0...47)	20 (0...30)

Частота обертання ротора турбіни визначається найчастіше частотою обертання ротора привідного механізму. Для електричного генератора з дво полюсним ротором при частоті змінного струму 50 Гц частота обертання роторів турбіни і генератора дорівнює 3000 об/хв. Якщо потужність турбіни мала (менше 4000 кВт), частоту обертання її ротора доцільно виконувати підвищеною, а між турбіною та генератором встановлювати для зниження частоти обертання редуктор.

Для багатоциліндрових турбін великої потужності (понад 500...1000 МВт) для скорочення кількості циліндрів низького тиску доцільно використовувати частоту обертання 1500 об/хв при чотириполюсному роторі електричного генератора.

Пристапуючи до розрахунку парової турбіни, слід вибрати **розрахункову потужність**, тобто потужність, що відповідає найбільшій економічності турбіни $N_e^{ек}$. Для турбін, що працюють у досить широкому діапазоні зміни навантаження, як розрахункову беруть потужність, що дорівнює 0,8...0,9 від номінальної. Турбіни, які передбачається експлуатувати при повному їх завантаженні протягом тривалого часу, зазвичай мають розрахункову потужність, близьку до номінальної: $N_e^{ек} = (0,9...1,0) N_e$. Турбіни для атомних електростанцій проєктуються, як правило, за умови $N_e^{ек} = N_e$.

Зразок вихідних даних до проєктування парової турбіни наведений у прикладі 1.

Приклад 1

Виконати розрахунок стаціонарної парової турбіни при таких вихідних даних:

- тип турбіни – конденсаційна (К);
- призначення – привід генератора електричного струму;
- номінальна електрична потужність турбоагрегату – 6000 кВт;

тиск пари перед стопорним клапаном – 3,4 МПа;
температура пари перед стопорним клапаном – 435 °С;
проміжний перегрів – відсутній;
тиск відпрацьованої пари – 10,0 кПа;
температура живильної води – 105 °С;
регульовані відбори пари – відсутні;
частота обертання ротора турбіни – 3000 об/хв.

2. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

На початковому етапі проєктування доцільно провести інформаційний пошук з метою аналізу вже наявних конструктивних рішень паротурбінних установок, близьких до проєктної потужності і призначення.

Для аналізу можна порекомендувати конструкції одноциліндрових парових турбін, що серійно випускаються такими виробниками: ПАТ "Турбоатом" (Україна), "Siemens AG" (Німеччина), "Alstom S.A." (Франція), "General Electric Company" (США), ОАО "Калужский турбинный завод" (Росія), ЗАО "Уральский турбинный завод" (торгова марка "ТМЗ") (Росія), ОАО "Силовые машины" (торгова марка "ЛМЗ") (Росія), "Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd." (Японія), "Ansaldo Energia S.p.A." (Італія), "Ebara Corporation" (торгова марка "Elliott") (Японія), "MAN Diesel & Turbo SE" (Німеччина), "Dresser-Rand Company" (США).

Зразок проведеного інформаційного пошуку поданий у прикладі 2.

Приклад 2

Виконаємо інформаційний пошук для вихідних даних, наведених у прикладі 1.

Серійний випуск конденсаційних парових турбін, які мають потужність, близьку до проєктної – 6 МВт, і призначені для приводу генераторів електричного струму, в даний час ведуть багато компаній. З них можна виокремити наступні:

- ОАО "Калужский турбинный завод" (турбіни К-6-3,4; К-6-1,6; К-7,5-6,4; К-2,5-3,4 та ін. [4; 6; 13]);
- "Siemens AG" (турбіни SST-060, SST-100, SST-110 та SST-111 потужністю 1,5...12 МВт [8; 17]);
- "General Electric Co." (турбіни серії MP/МС потужністю до 40 МВт [15]);
- "Alstom S.A." (турбіни серії GRT потужністю 5...65 МВт [18]);
- "Ebara Corp." ("Elliott Group") (лінія E (E-Line) турбін потужністю 1,0...7,5 МВт [19]);
- "MAN Diesel & Turbo SE" (турбіни серії "MARC® 2" потужністю 4...10 МВт [16]).

Як базову для проектування вибираємо конструкцію парової турбіни **К-6-3,4**, що серійно виробляється підприємством ОАО "Калужский турбинный завод".

Парова турбіна К-6-3,4 (рис. П1) призначена для приводу електричного генератора потужністю 6 МВт. Параметри свіжої пари на номінальному режимі наступні: тиск – 3,4 МПа, температура – 435 °С. Робочий діапазон даних параметрів відповідно 3,1...3,6 МПа і 420...445 °С. Номінальний абсолютний тиск пари за турбіною – 9,95 кПа, частота обертання ротора – 3000 об/хв.

Конструктивно турбіна виконана в одному корпусі з горизонтальним роз'ємом і двома технологічними вертикальними роз'ємами, має сопловий паророзподіл, розташований у клапанній коробці, і стопорний клапан, розміщений на верхній частині корпусу. Проточна частина турбіни складається з двовінцевого регулюючого ступеня та 15 активних ступенів тиску. Турбіна забезпечена трьома регенеративними відборами пари: перший відбір – за 7-м, другий – за 10-м і третій – за 13-м ступенем. Підігрів живильної води сягає 105 °С.

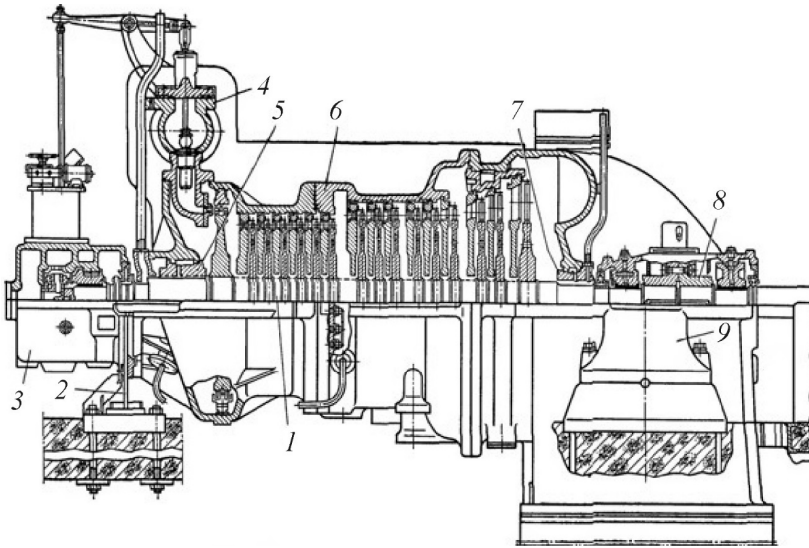


Рис. П1. Поздовжній переріз турбіни К-6-3,4:

1 – вал; 2 – гнучка опора; 3 – корпус переднього ущільнення;
4 – клапанна коробка; 5, 7 – відповідно переднє та заднє кінцеві
ущільнення; 6 – корпус турбіни; 8 – жорстка сполучна муфта;
9 – опорна лапа турбіни

Фікспункт турбіни відносно фундаменту здійснено поперечними і вертикальною шпонками. Вертикальна шпонка розташована під корпусом заднього підшипника, тобто поблизу випускного патрубку, винесена на поперечну балку фундаменту, яка знаходиться між турбіною та генератором, і фіксує вісь випускного патрубку. Поперечні шпонки розташовані під лапами випускного патрубку. Поперечні (горизонтальні) шпонки допускають вільне переміщення випускної частини в поперечному напрямку, вертикальна шпонка – у вертикальному і поздовжньому напрямках.

Передній упорний підшипник турбіни – комбінований, опорно-упорний. Упорний диск має радіальні свердління та

служить одночасно головним масляним насосом і регулятором кількості обертів. Дана конструкція характерна для всіх турбін ОАО "Калужский турбинный завод".

Витрата пари на турбіну на номінальному режимі складає 25,4 т/год. Питома витрата тепла, яка характеризує економічність енергетичної установки, не перевищує 13830 кДж/(кВт·год). Конденсатор КП-540/2 має площу поверхні охолодження 540 м² та гідравлічний опір за водою 0,04 МПа. Витрата охолоджуючої води через конденсатор і маслоохолоджувачі складає 2080 м³/год при температурі на вході 32 °С. Поверхня нагрівання регенеративних підігрівників – 18 м², поверхня охолодження кожного з двох маслоохолоджувачів – 18 м².

Монтажні характеристики паротурбінної установки наступні: маса турбіни з фундаментною рамою – 42,87 т, маса конденсатора – 14,14 т, маса устаткування, що поставляється, – 74,76 т, висота фундаменту турбіни – 6,0 м.

3. ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА ПРОЦЕСУ ТЕЧІЇ ПАРИ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ТУРБІНИ

Для розрахунку теплової схеми паротурбінної установки і проектування турбінних ступенів необхідна попередня оцінка зміни параметрів пари при його русі через турбіну. З цією метою будують процес на $h-s$ -діаграмі водяної пари на основі приблизних значень відносного внутрішнього ККД, отриманих за даними фактичної ефективності турбін, що перебувають в експлуатації. Після побудови процесу за допомогою $h-s$ -діаграми можна легко визначити параметри пари в будь-якій точці проточної частини турбіни і, зокрема, в регенеративних і теплофікаційних відборах, а також на виході з турбіни. Побудований процес на $h-s$ -діаграмі використовується для розрахунку теплової схеми, визначення витрати пари через турбіну і попередньої оцінки характеристик теплової економічності паротурбінної установки.

Для наближеної побудови процесу на $h-s$ -діаграмі повинні бути відомі параметри пари перед стопорним клапаном p_0 і t_0 , яким відповідає точка 0 на рис. 1. Для того щоб знайти параметри в точці 0', тобто визначити стан пари перед сопловими каналами першого ступеня турбіни (регулюючого при сопловому паророзподілі), оцінюють втрати тиску при течії в стопорному і регулюючих клапанах за формулою

$$\Delta p_0 = (0,02 \dots 0,05) p_0.$$

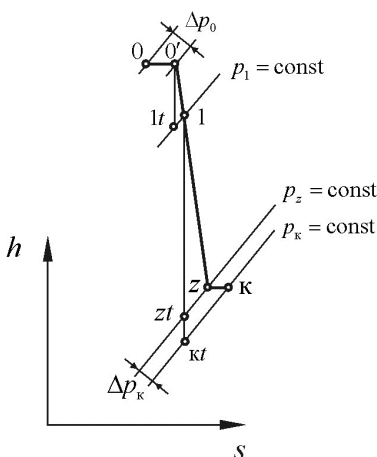


Рис. 1. Схема течії пари в турбіні на $h-s$ -діаграмі

ККД, більшим значенням – більші. Для попередньої оцінки параметрів можна взяти η_{oi} окремих відсіків турбіни таким, що дорівнює 0,78...0,80. Протягом детального поступового розрахунку відносний внутрішній ККД турбіни й окремих її відсіків буде уточнено.

Оцінимо параметри пари на виході з регулюючого ступеня. Для цього необхідно задатися його типом і величиною перероблюваного в ньому теплоперепаді $\Delta h_a^{p.ct}$.

Регулюючі ступені виконують як одновінцевими, так і двовінцевими. Одновінцеві активні регулюючі ступені зазвичай застосовують для спрацьовування порівняно малих теплоперепадів – до 80...120 кДж/кг. Двовінцеві ступені застосовують для спрацьовування порівняно високих теплоперепадів – 100...250 кДж/кг.

На $h-s$ -діаграмі параметрам кінця ізоентропійної течії в регулюючому ступені відповідає точка $1t$ (див. рис. 1).

Горизонтальний відрізок 0–0' на рис. 1 відповідає руху пари в стопорному і регулюючих клапанах.

Одноциліндрові парові турбіни випускаються в широкому діапазоні потужності та характеризуються великою різноманітністю теплового процесу. З цієї причини інтервал, в якому може знаходитися їх відносний внутрішній ККД η_{oi} , є досить великим – 0,72...0,85. Як правило, меншим значенням заданої потужності турбіни відповідають менші значення

Оскільки тиск у кінці ізоентропійної і дійсної течій практично однаковий, то піднявшись по ізобарі $p_1 = \text{const}$ до ентальпії $h_1 = h'_0 - \Delta h_a^{\text{p.ct}} \eta_{oi}$ знаходимо точку 1, яка визначає параметри кінця дійсної течії у регулюючому ступені.

Опустивши з точки 1 вертикальну лінію до перетину з ізобарою $p_k = \text{const}$, знаходимо допоміжну точку kt .

При побудові процесу необхідно враховувати втрати тиску у випускному патрубку турбіни. У сучасних потужних конденсаційних турбінах випускні патрубки проектують з нульовими або дуже малими втратами за рахунок використання кінетичної енергії потоку на виході з останнього ступеня (дифузорний ефект випускного патрубка). В одноциліндрових турбінах, особливо в турбінах старих серій, втрати у випускному патрубку можуть бути значними.

Розраховуємо втрати тиску, пов'язані з випуском пари в конденсатор, за формулою

$$\Delta p_k = \xi \frac{c_{\text{в.п}}^2}{10^4} p_k,$$

де $c_{\text{в.п}}$ – швидкість потоку у випускному патрубку, яка дорівнює 100...120 м/с для багатоциліндрових конденсаційних турбін і 50...80 м/с для одноциліндрових турбін; ξ – дослідний коефіцієнт, який залежно від аеродинамічної досконалості патрубка може коливатися в межах 0...0,1 [12, с. 147].

Тиск на виході пари з проточної частини турбіни

$$p_z = p_k + \Delta p_k.$$

На перетині ізобари $p_z = \text{const}$ і лінії $1-kt$ позначаємо точку zt , яка відповідає параметрам наприкінці ізоентропійної течії пари в групі нерегульованих ступенів турбіни. Різниця ентальпій у точках 1 і zt становить ізоентропійний теплоперепад у цих ступенях ΔH_a^{tp} .

Піднявшись по ізобарі $p_z = \text{const}$ до ентальпії $h_z = h_1 - \Delta H_a^{\text{гп}} \eta_{oi}$, знаходимо точку z , що визначає параметри кінця дійсної течії пари в турбіні. Горизонтальний відрізок z –к відповідає руху пари у випускному патрубку.

Внутрішній теплоперепад турбіни

$$\Delta H_i = h'_0 - h_z.$$

Внутрішній ККД проєктованої паротурбінної установки без урахування регенеративного підігріву живильної води

$$\eta_i = \frac{\Delta H_i}{h_0 - h'_k},$$

де h_0 – ентальпія пари перед стопорним клапаном; h'_k – ентальпія конденсату при тиску в конденсаторі.

Виграш в економічності від нескінченно великої кількості регенеративних підігрівників

$$\xi_p^\infty = 1 - \frac{1 - \frac{T_k(s_0 - s'_k)}{h_0 - h'_k}}{1 - \frac{T_k(s_0 - s_{ж.в})}{h_0 - h_{ж.в}}},$$

де T_k – температура конденсації пари при тиску в конденсаторі (в градусах Кельвіна; визначається за таблицями як функція від p_k); $h_{ж.в}$ – ентальпія живильної води (визначається за таблицями як функція від $t_{ж.в}$); s_0 та s'_k – ентропія пари перед стопорним клапаном і конденсату при тиску в конденсаторі (визначаються за побудованим процесом на h – s –діаграмі).

Коефіцієнт урахування кінцевої кількості регенеративних підігрівників ξ_p / ξ_p^∞ можна оцінити за рис. 2 залежно від кіль-

кості регенеративних підігрівників z_p і безрозмірного комплексу

$$K_t = \frac{t_{ж.в} - t_k}{t'_0 - t_k},$$

де t_k – температура конденсації пари при тиску в конденсаторі (в градусах Цельсія); t'_0 – температура пароутворення в циклі (визначається за таблицями як функція від p_0).

Виграш в економічності від прийнятої кількості регенеративних підігрівників

$$\xi_p = \xi_p^\infty (\xi_p / \xi_p^\infty).$$

Внутрішній ККД паротурбінної установки з урахуванням регенерації

$$\eta_{ip} = \frac{\eta_i}{1 - \xi_p}.$$

Розрахувавши наведений внутрішній теплоперепад турбіни за формулою

$$\Delta \bar{H}_i = \eta_{ip} (h_0 - h_{ж.в}),$$

можна визначити витрату пари через перший ступінь турбіни:

$$G = \frac{N_e \cdot 10^3}{\Delta \bar{H}_i \eta_M \eta_{e,\Gamma}},$$

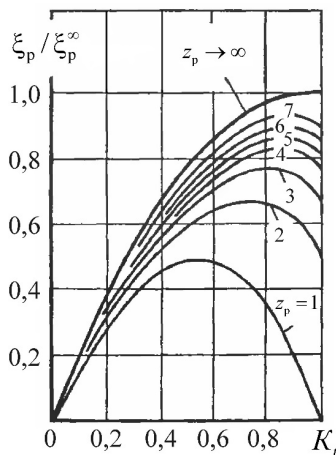


Рис. 2. Відносний виграш у питомій витраті тепла для установок без проміжного перегріву пари [12, с. 27]

де $\eta_{e.g}$ – ККД електричного генератора (орієнтовно береться за табл. 7 [5] як функція від номінальної електричної потужності турбоагрегату N_e).

Таблиця 7. ККД електричних генераторів ООО "Электротяжмаш-Привод" (частота обертання 3000 об/хв)

Тип генератора	Номінальна потужність, МВт	ККД
T-2,5-2 УЗ	2,5	0,970
T-4-2 УЗ	4,0	0,973
T-6-2 УЗ	6,0	0,976
ТТК-8-2УЗ	8,0	0,978
ТС-10-2Р УХЛЗ	10	0,977
T-12-2 УЗ	12	0,977
T-16-2 УЗ	16	0,978
ТТК-16-2 УЗ	16	0,980
ТС-20-2 УЗ	20	0,980
T-25-23 УЗ	25	0,980
ТТК-25-2 УЗ	25	0,982
ТС-32-2 УХЛЗ	32	0,982
T-32-2 ВЗ	32	0,984
ТТК-32-К-2 УЗ	32	0,982
ТТК-37-К-2Р	37	0,980
ТТК-40-2 УЗ	40	0,983
T-50-2 УЗ	50	0,982
ТТК-50-2 УЗ	50	0,983
ТС-63-2 ВЗ	63	0,984
ТТК-63-2 УЗ	63	0,983
ТТК-70-2 УЗ	70	0,983
ТТК-80-2 УЗ	80	0,983
ТТК-90-2 УЗ	90	0,984

Механічний ККД турбоагрегату, що входить у вищенаведену формулу:

$$\eta_m = 1 - \frac{\Delta N_m / N_i}{100},$$

де $\Delta N_m / N_i$ – механічні втрати в турбоагрегаті, які можуть бути оцінені за рис. 3 як функція від N_e .

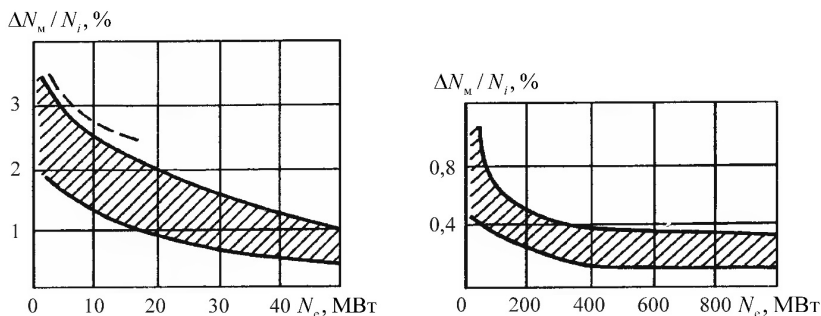


Рис. 3. Механічні втрати потужності
в турбоагрегаті [12, с. 146]:
— — — — — втрати потужності в редукторі

Якщо турбіна має регульовані відбори пари, то витрата через перший ступінь повинна бути збільшена на кількість пари, що відбирається. Конкретне значення кількості пари задається у вихідних даних на проектування.

Витрата пари через конденсатор турбіни

$$G_k = \frac{N_e \cdot 10^3}{(h_k - h'_k) \eta_m \eta_{e.g}} \left(\frac{1}{\eta_{ip}} - 1 \right),$$

де h_k — ентальпія пари на вході в конденсатор.

Зразок проведеної попередньої оцінки процесу течії пари в проточній частині турбіни наведений у прикладі 3.

Приклад 3

Виконаємо попередню оцінку процесу течії пари в проточній частині турбіни для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів інформаційного пошуку прикладу 2.

Попередню оцінку процесу течії пари в проточній частині турбіни проводимо для визначення ряду параметрів (витрати пари, теплоперепадів тощо), необхідних для подальшого детального теплового розрахунку.

Розрахунки супроводжуються побудовою процесу розширення пари в турбіні на $h-s$ -діаграмі (рис. П2). Побудований на $h-s$ -діаграмі процес дозволяє легко оцінювати параметри пари в будь-якій точці проточної частини турбіни і, зокрема, в регенеративних відборах і на виході з турбіни.

Результати розрахунку наведені в табл. П1.

Таблиця П1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Номінальна електрична потужність турбоагрегату N_e , МВт	Вихідні дані	6,0
2. Параметри пари перед стопорним клапаном:		
тиск p_0 , МПа	Вихідні дані	3,4
температура t_0 , °С	Вихідні дані	435
ентальпія h_0 , кДж/кг	За $h-s$ -діаграмою як	3304
ентропія s_0 , кДж/(кг·К)	$f(p_0, t_0)$	6,97
тиск у конденсаторі p_k , кПа	Вихідні дані	10,0
3. Температура конденсації пари при тиску в конденсаторі:		
t_k , °С	За таблицями як $f(p_k)$	45,8
T_k , К		319,0
4. Параметри живильної води:		
температура $t_{ж.в}$, °С	Вихідні дані	105

Продовж. табл. III

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
ентальпія $h_{ж.в}$, кДж/кг	За таблицями як $f(t_{ж.в}, p_0)$	443
ентропія $s_{ж.в}$, кДж/(кг·К)		1,36
5. Кількість регенеративних підігрівників z_p	Беремо згідно з прототипом	3
6. Втрати тиску в стопорному і регулюючому клапанах Δp_0 , МПа	$(0,02...0,05)p_0$	0,136
7. Параметри пари перед соплами першого ступеня турбіни:		
ентальпія h'_0 , кДж/кг	Дорівнює h_0	3304
тиск p'_0 , МПа	$p_0 - \Delta p_0$	3,264
питомий об'єм v'_0 , м ³ /кг	За $h-s$ -діаграмою як $f(h'_0, p'_0)$	0,096
ентропія s'_0 , кДж/(кг·К)		6,99
8. Відносний внутрішній ККД регулюючого ступеня і групи нерегульованих ступенів η_{oi}	Беремо 0,78...0,80	0,80
9. Спосіб паророзподілу	Беремо	Сопловий
10. Тип регулюючого ступеня	Беремо	Дво-вінцевий
11. Ізоентропійний теплоперепад у регулюючому ступені $\Delta h_a^{p.ct}$, кДж/кг	Беремо 100...250	160
12. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в регулюючому ступені:		
ентальпія h_{lt} , кДж/кг	$h'_0 - \Delta h_a^{p.ct}$	3144
ентропія s_{lt} , кДж/(кг·К)	Дорівнює s'_0	6,99
тиск p_{lt} , МПа	За $h-s$ -діаграмою як $f(h_{lt}, s_{lt})$	1,90

Продовж. табл. III

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
13. Параметри пари в кінці дійсної течії у регулюючому ступені: ентальпія h_1 , кДж/кг тиск p_1 , МПа ентропія s_1 , кДж/(кг·К) температура t_1 , °С питомий об'єм v_1 , м³/кг міра сухості x_1		
	$h'_0 - \Delta h_a^{p,ct} \eta_{oi}$	3176
	Дорівнює p_{1t}	1,90
	За h - s -діаграмою як $f(h_1, p_1)$	7,04
		367
		0,151
		Перегріта пара
14. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в нерегульованих ступенях (без урахування втрат у випускному патрубку): тиск p_{kt} , кПа ентропія s_{kt} , кДж/(кг·К) ентальпія h_{kt} , кДж/кг		
	Дорівнює p_k	10,0
	Дорівнює s_1	7,04
	За h - s -діаграмою, як $f(p_{kt}, s_{kt})$	2231
15. Швидкість потоку у випускному патрубку $c_{в.п}$, м/с	Беремо 50...80	80
16. Аеродинамічний коефіцієнт випускного патрубка ξ	Беремо 0...0,1	0,1
17. Втрати тиску у випускному патрубку Δp_k , кПа	$\xi \frac{c_{в.п}^2}{10^4} p_k$	0,64
18. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в нерегульованих ступенях (з урахуванням втрат у випускному патрубку): тиск p_{zt} , кПа ентропія s_{zt} , кДж/(кг·К)		
	$p_k + \Delta p_k$	10,64
	Дорівнює s_{kt}	6,99

Продовж. табл. III

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
ентальпія h_{zt} , кДж/кг	За h - s -діаграмою як $f(p_{zt}, s_{zt})$	2239
19. Ізоентропійний теплоперепад у групі нерегульованих ступенів $\Delta H_a^{гр}$, кДж/кг	$h_1 - h_{zt}$	937
20. Параметри пари в кінці дійсної течії в турбіні: ентальпія h_z , кДж/кг тиск p_z , кПа питомий об'єм v_z , м ³ /кг ентропія s_z , кДж/(кг·К) міра сухості x_z		
	$h_1 - \Delta H_a^{гр} \eta_{oi}$	2426,4
	Дорівнює p_{zt}	10,64
	За h - s -діаграмою як $f(h_z, p_z)$	12,91
		7,63
		0,933
21. Параметри пари в кінці течії у випускному патрубку: ентальпія h_k , кДж/кг ентропія s_k , кДж/(кг·К)		
	Дорівнює h_z	2426,4
	За h - s -діаграмою як $f(h_k, p_k)$	7,65
22. Внутрішній теплоперепад у турбіні ΔH_i , кДж/кг	$h'_0 - h_z$	877,6
23. Параметри конденсату при тиску в конденсаторі: ентальпія h'_k , кДж/кг ентропія s'_k , кДж/(кг·К)		
	За таблицями як $f(p_k)$	192 0,65
24. Внутрішній ККД паротурбінної установки без урахування регенерації η_i	$\frac{\Delta H_i}{h_0 - h'_k}$	0,282

Продовж. табл. III

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
25. Виграш в економічності від нескінченно великої кількості регенеративних підігрівників ξ_p^∞	$1 - \frac{T_k(s_0 - s'_k)}{h_0 - h'_k} \cdot \frac{1 - \frac{T_k(s_0 - s_{ж.в})}{h_0 - h_{ж.в}}}{1 - \frac{T_k(s_0 - s'_k)}{h_0 - h'_k}}$	0,0595
26. Температура пароутворення в циклі t'_0 , °C	За таблицями як $f(p_0)$	240,9
27. Комплекс K_t	$\frac{t_{ж.в} - t_k}{t'_0 - t_k}$	0,303
28. Коефіцієнт урахування кінцевої кількості регенеративних підігрівників ξ_p / ξ_p^∞	За рис. 2 як $f(Kt, z_p)$	0,48
29. Виграш в економічності від прийнятої кількості регенеративних підігрівників ξ_p	$\xi_p^\infty (\xi_p / \xi_p^\infty)$	0,0286
30. Внутрішній ККД паротурбінної установки з урахуванням регенерації η_{ip}	$\frac{\eta_i}{1 - \xi_p}$	0,290
31. Наведений внутрішній теплоперепад турбіни $\Delta \bar{H}_i$, кДж/кг	$\eta_{ip}(h_0 - h_{ж.в})$	829,7
32. Механічні втрати в турбоагрегаті $\Delta N_m / N_i$, %	За рис. 3 як $f(N_e)$	2,1
33. Механічний ККД турбоагрегату η_m	$1 - \frac{\Delta N_m / N_i}{100}$	0,979
34. ККД електричного генератора $\eta_{е.г}$	За табл. 7 як $f(N_e)$	0,976
35. Витрата пари через перший ступінь турбіни G , кг/с	$\frac{N_e \cdot 10^3}{\Delta \bar{H}_i \eta_m \eta_{е.г}}$	7,568
36. Витрата пари через конденсатор G_k , кг/с	$\frac{N_e \cdot 10^3}{(h_k - h'_k) \eta_m \eta_{е.г}} \left(\frac{1}{\eta_{ip}} - 1 \right)$	6,880

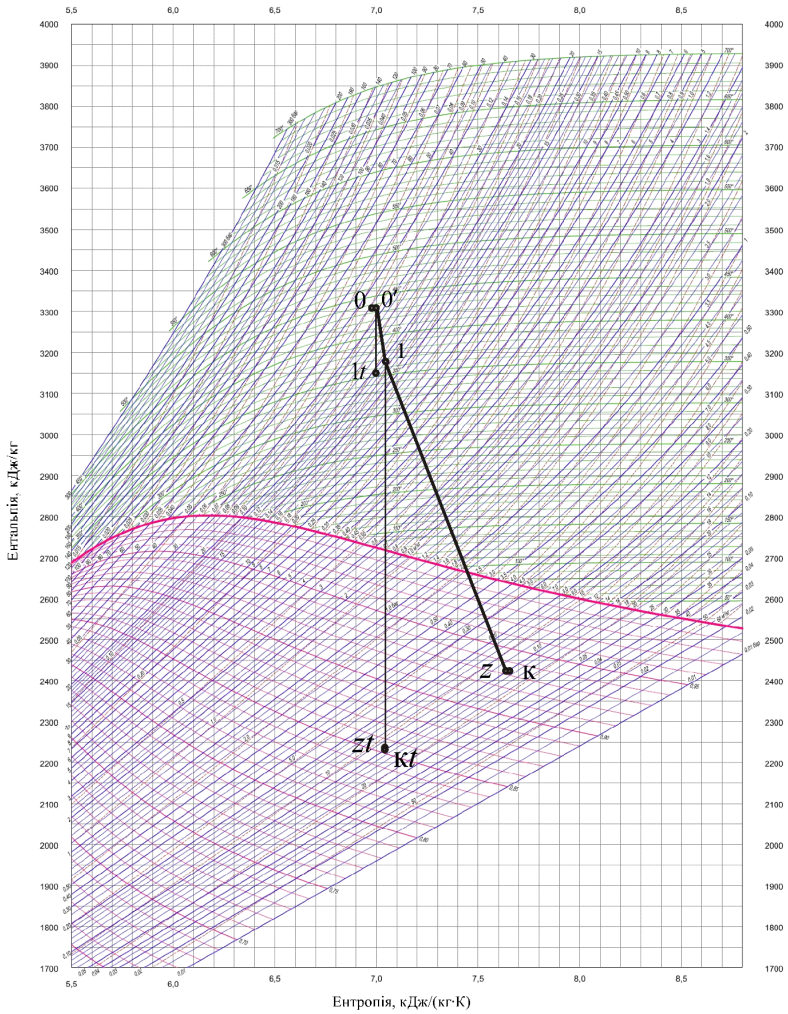


Рис. П2. Процес течії пари в турбіні на $h-s$ -діаграмі, виконаний для попередньої оцінки параметрів

4. ОЦІНКА РЕГЕНЕРАТИВНИХ І ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ВІДБОРІВ ПАРИ

На даному етапі проектування необхідно визначитися з тепловою схемою паротурбінної установки: вибрати кількість регенеративних підігрівників, тиск у деаераторі, параметри пари привідної турбіни живильного насоса, для турбін атомних електростанцій – тиск у проміжному сепараторі і под.

У результаті розрахунку теплової схеми визначають витрати пари у всіх ступенях, а також витрати пари в регенеративних підігрівниках. Крім того, обчислюють інші теплові характеристики паротурбінної установки: питому витрату пари, питому витрату теплоти, ефективний ККД.

Детальний розрахунок теплової схеми установки виходить за рамки даного навчального посібника і докладно розглядається в роботі [10]. На початковій стадії проектування доцільно орієнтуватися на теплову схему паротурбінної установки, яка обрана за результатами інформаційного пошуку як базова. Надалі тепла схема повинна бути уточнена.

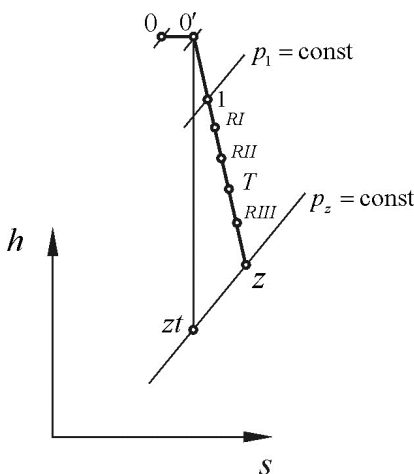
В процесі спрощеного розрахунку розташування в турбіні точок відбору пари на регенеративні підігрівники вибирають таким чином, щоб у кожному з підігрівників ентальпія живильної води підвищувалася приблизно на одне і те ж значення, тобто щоб зниження тепла між сусідніми відборами

пари були приблизно однаковими. При такому виборі точок відбору згідно з [12, с. 26] економічна ефективність регенерації буде максимальною.

Розташування точок теплофікаційних відборів визначається згідно із заданими на проектування параметрами пари в цих відборах.

Вибрані точки відбору відзначають на побудованому в h - s -діаграмі процесі розширення пари (рис. 4). Необхідні для розрахунку теплової схеми параметри пари знімаються з h - s -діаграми за місцем розташування цих точок.

Рис. 4. Розташування точок регенеративних і теплофікаційних відборів на побудованому процесі течії пари:
 RI , RII та $RIII$ – точки відборів пари на регенерацію; T – точка теплофікаційного відбору



Частка пари, яка відбирається на регенеративний підігрівник, може бути оцінена за формулою

$$\alpha = \frac{h_{ж.в} - h'_к}{z_p (h_{п1} - h'_{п1})},$$

де $h_{ж.в}$ – ентальпія живильної води на виході із системи регенерації; $h'_к$ – ентальпія конденсату при тиску в конденсаторі;

z_p – прийнята кількість регенеративних підігрівників; $h_{п1}$ – ентальпія пари; $h'_{п1}$ – ентальпія конденсату пари, що відбирається.

Тракт парової турбіни умовно розбивається на кілька відсіків за розташуванням точок відбору пари. Результати розрахунку для окремих відсіків зводяться в таблицю.

Використовуючи отримані результати, визначають приведений внутрішній теплоперепад турбіни:

$$\Delta \bar{H}_i = \sum_{k=1}^n \Delta H_{ik} (1 - \Sigma \alpha)_k,$$

де ΔH_{ik} та $(1 - \Sigma \alpha)_k$ – параметри для одиничного відсіку турбіни; n – кількість відсіків.

Визначається уточнене значення витрати пари через перший ступінь турбіни (тобто через регулюючий ступінь):

$$G = \frac{N_e \cdot 10^3}{\Delta \bar{H}_i \eta_m \eta_{e,\Gamma}}.$$

Значення параметрів N_e , η_m та $\eta_{e,\Gamma}$ беруться з попередніх етапів розрахунку.

Витрати пари через одиничні відсіки турбіни, визначені з урахуванням уточненого значення витрати пари через перший ступінь за формулою $G_k = G (1 - \Sigma \alpha)_k$, також вносяться у зведену таблицю.

Зразок виконаної оцінки регенеративних відборів пари поданий у прикладі 4.

Приклад 4

Виконаємо оцінку відборів пари на регенерацію для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів розрахунку прикладів 2 і 3.

На підставі результатів інформаційного пошуку попередньо вважаємо, що проточна частина проєктованої турбіни складається з двовінцевого регулюючого ступеня та 15 активних ступенів тиску. Кількість ступенів надалі буде уточнена в ході детального розрахунку проточної частини.

Розташування регенеративних відборів пари беремо за турбіною, яка була обрана як прототип – К-6-3,4 підприємства ОАО "Калужский турбинный завод", три нерегульовані відбори пари на регенерацію якої розподілені таким чином:

1-й відбір – після 6-го нерегульованого ступеня;

2-й відбір – після 9-го нерегульованого ступеня;

3-й відбір – після 12-го нерегульованого ступеня.

Попередньо вважаємо, що перероблювані теплоперепади в нерегульованих ступенях приблизно однакові. Виходячи з цього припущення, відзначаємо вибрані точки відбору (*RI*, *RII* та *RIII*) на побудованому раніше в $h-s$ -діаграмі процесі розширення пари (рис. П3). Необхідні для розрахунку теплової схеми параметри пари знімаємо з $h-s$ -діаграми за місцем розташування даних точок.

Частку пари, яка відбирається на кожен регенеративний підігрівник, оцінюємо за формулою

$$\alpha = \frac{h_{\text{ж.в}} - h'_{\text{к}}}{z_{\text{р}}(h_{\text{п1}} - h'_{\text{п1}})},$$

де $h_{\text{ж.в}} = 443$ кДж/кг – ентальпія живильної води (див. п. 4 табл. П1); $h'_{\text{к}} = 192$ кДж/кг – ентальпія конденсату при тиску в конденсаторі (див. п. 23 табл. П1); $z_{\text{р}} = 3$ – кількість регенеративних підігрівників; $h_{\text{п1}}$ – ентальпія пари, що відбирається (визначаємо за рис. П3), кДж/кг; $h'_{\text{п1}}$ – ентальпія конденсату пари, що відбирається при тиску в точці відбору $p_{\text{п1}}$ (визначаємо за таблицями властивостей водяної пари), кДж/кг.

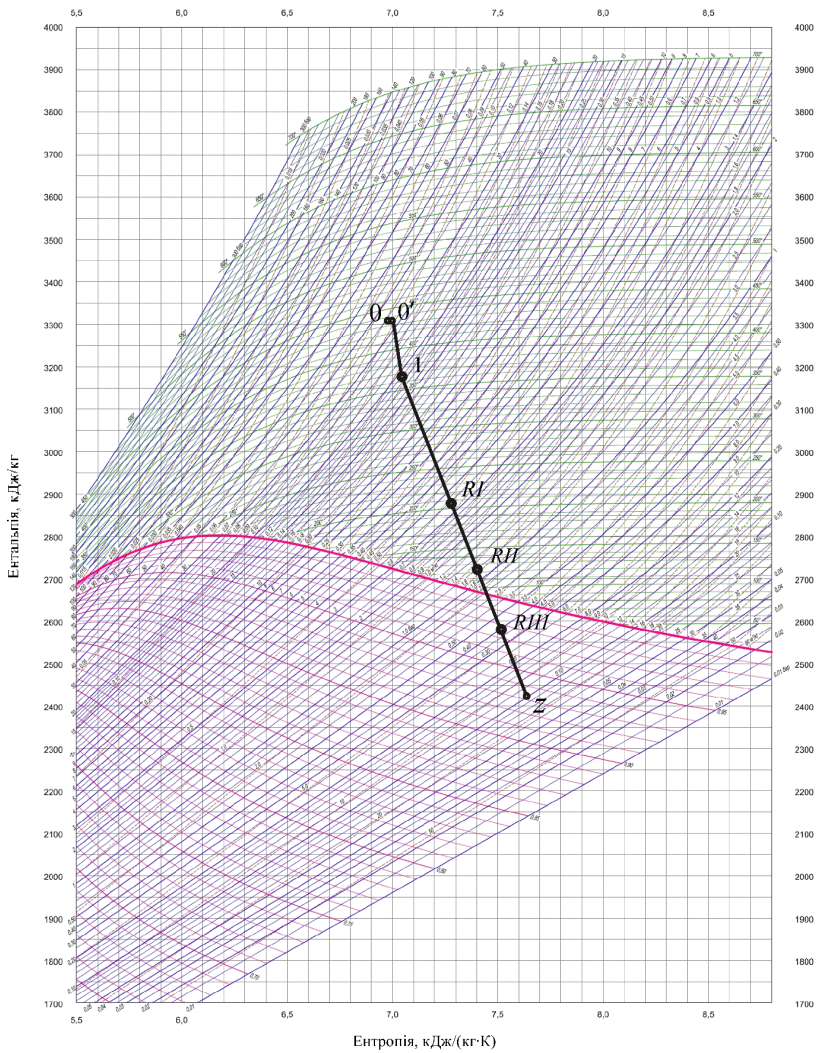


Рис. ПЗ. Розташування точок відбору пари на регенерацію

Тракт парової турбіни умовно розбиваємо на чотири відсіки за розташуванням точок відбору пари. Результати розрахунку для окремих відсіків зведені в пп. 1–8 табл. П2.

Таблиця П2

Параметр	Відсік турбіни			
	від входу в турбіну до відбору № 1	від відбору № 1 до відбору № 2	від відбору № 2 до відбору № 3	від відбору № 3 до конденса-тора
1. Тиск пари перед відсіком $p_{п1}$, МПа	3,264	0,340	0,124	0,039
2. Тиск пари за відсіком $p_{п2}$, МПа	0,340	0,124	0,039	0,01064
3. Ентальпія відібраної в кінці попереднього відсіку пари $h_{п1}$, кДж/кг	—	2876	2726	2576
4. Ентальпія конденсату відібраної пари $h'_{п1}$, кДж/кг	—	580	443	315
5. Частка відібраної пари α	—	0,0364	0,0366	0,0370
6. Внутрішній теплоперепад відсіку ΔH_i , кДж/кг	428,0	150,0		149,6
7. Відносна витрата пари через відсік $1 - \Sigma \alpha$	1,000	0,964	0,927	0,890
8. Приведений теплоперепад відсіку $\Delta H_i (1 - \Sigma \alpha)$, кДж/кг	428,0	144,6	139,1	133,1
9. Витрата пари через відсік $G (1 - \Sigma \alpha)$, кг/с	7,433	7,165	6,890	6,615

За результатами розрахунку знаходимо приведений внутрішній теплоперепад турбіни:

$$\Delta \bar{H}_i = \sum_{k=1}^4 \Delta H_{ik} (1 - \Sigma \alpha)_k = 844,8 \text{ кДж/кг},$$

де ΔH_{ik} та $(1 - \Sigma \alpha)_k$ – параметри для одиничного відсіку турбіни.

Визначаємо уточнене значення витрати пари через перший ступінь турбіни (тобто через регулюючий ступінь):

$$G = \frac{N_e \cdot 10^3}{\Delta \bar{H}_l \eta_m \eta_{e.g}} = \frac{6 \cdot 10^3}{844,8 \cdot 0,979 \cdot 0,976} = 7,433 \text{ кг/с.}$$

Значення раніше визначених параметрів N_e , η_m і $\eta_{e.g}$ беруться з табл. П1 (пп. 1, 33 та 34).

Витрати пари через одиничні відсіки турбіни, визначені з урахуванням уточненого значення витрати пари через перший ступінь за формулою $G_k = G (1 - \Sigma \alpha)_k$, наводимо в п. 9 табл. П2.

5. РОЗРАХУНОК ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТУРБІНИ

У зв'язку з особливостями проектування проточної частини всі ступені турбіни можна розділити на чотири групи:

- 1) регулюючий ступінь;
- 2) ступені малих об'ємних витрат пари (перші нерегульовані ступені турбін невеликої потужності);
- 3) проміжні ступені з відносно великою об'ємною витратою пари;
- 4) останні ступені, які працюють у частині низького тиску турбіни при дуже великій об'ємній витраті пари.

Регулюючий ступінь – це перший ступінь турбіни при сопловому паророзподілі. При дросельному паророзподілі регулюючий ступінь у турбіні відсутній. Основною конструктивною особливістю регулюючого ступеня є змінювана міра впуску при зміні витрати пари на турбіну. У зв'язку із цим сопла регулюючого ступеня об'єднані в групи. До кожної групи сопел пара підводиться через самостійний регулюючий клапан. При одному відкритому клапані пара йде через одну групу сопел, тому ступінь працює при малій мірі впуску. При подальшому відкритті таких регулюючих клапанів міра впуску зростає. При всіх відкритих клапанах міра впуску регулюючого ступеня завжди менше одиниці.

Регулюючий ступінь конструктивно відокремлений камерою від наступних нерегульованих ступенів. Ця камера необхідна для розтікання пари в коловому напрямку, щоб забезпечити підведення її до першого нерегульованого ступеня по всій окружності без істотних аеродинамічних втрат тиску.

За умови економічної роботи турбіни із сопловим паророзподілом при змінній витраті пари в регулюючому ступені повинен спрацьовувати підвищений теплоперепад $\Delta h_a^{p,ct}$.

Як уже зазначалося, в парових турбінах знаходять застосування як одновінцеві, так і двовінцеві регулюючі ступені. Одновінцеві регулюючі ступені зазвичай застосовують для спрацьовування теплоперепадів до 80...120 кДж/кг, двовінцеві ступені – 100...250 кДж/кг.

Теплоперепад і відповідно тип регулюючого ступеня вибирають з урахуванням певних особливостей впливу регулюючого ступеня на конструкцію та економічність турбіни.

1. Застосування двовінцевого регулюючого ступеня та, отже, значного теплоперепадку $\Delta h_a^{p,ct}$ призводить до скорочення кількості нерегульованих ступенів і зниження вартості виготовлення турбіни. Проте в цьому випадку знижується ККД турбіни при потужності, близькій до номінальної, оскільки економічність двовінцевого регулюючого ступеня істотно нижча, ніж економічність нерегульованих ступенів. Слід, однак, зауважити, що втрати енергії регулюючого ступеня за рахунок повернення теплоти частково використовуються в наступних нерегульованих ступенях. Тому при оцінці зниження економічності за рахунок регулюючого ступеня необхідно враховувати явище повернення теплоти.

2. При значному теплоперепаді регулюючого ступеня знижуються витоки пари крізь переднє кінцеве ущільнення, оскільки зменшується тиск у камері регулюючого ступеня й, отже, перед переднім кінцевим ущільненням. Цей ефект

особливо помітний для турбін малої потужності, де відносні витоки є значними.

3. Підвищений теплоперепад регулюючого ступеня забезпечує значне зниження температури пари в камері регулюючого ступеня та, отже, можливість застосування більш дешевих сталей для виготовлення ротора і корпусу турбіни.

У сучасних потужних турбінах як регулюючий ступінь застосовують одновінцевий ступінь, оскільки переваги підвищеного теплоперепад за техніко-економічними розрахунками не виправдовуються.

У турбінах атомних електростанцій, що працюють на насиченій парі, лопатки регулюючого ступеня часто аварійно руйнуються у зв'язку із значними навантаженнями, що виникають у них при вібрації. Ці навантаження обумовлені специфікою течії вологої пари в клапанах та соплах регулюючого ступеня. Тому сучасні потужні турбіни атомних електростанцій, що працюють, як правило, при постійному навантаженні, проєктують з дросельним паророзподілом.

Двовінцеві ступені знаходять застосування як регулюючі в турбінах малої потужності, а також у турбінах з протитиском і турбінах з регульованими відборами пари.

При виборі величини перероблюваного в регулюючому ступені теплоперепад вважається раціональним домогтися зниження температури пари в цьому ступені до 500 °С і менше. Також необхідно враховувати, що високі значення $\Delta h_a^{p.ct}$ можуть зумовити надзвуковий режим течії пари за сопловими каналами, що призводить до появи додаткових втрат енергії в цьому ступені і погіршення його ККД.

Перші нерегульовані ступені (особливо для турбін малої потужності з малою об'ємною витратою пари) відрізняються невеликою довжиною соплових і робочих лопаток. Для

підвищення ККД цих ступенів необхідно збільшувати довжину лопаток. Для досягнення цього використовують такі способи.

1. Застосовують малі кути виходу потоку із соплової решітки: $\alpha_1 = 11...12^\circ$ для активних і $\alpha_1 = 14...15^\circ$ для реактивних ступенів. При цьому необхідно мати на увазі, що профільні втрати енергії в решітці зі зменшенням кутів виходу незначно зростають.

2. Застосовують ступені зі зниженим середнім діаметром. У результаті довжина соплових лопаток збільшується як унаслідок зменшення діаметра, так і зниження швидкості пари за соплами c_1 , викликаного зменшенням діаметра. Зменшення швидкості c_1 обумовлено необхідністю зберігати оптимальне значення швидкісної характеристики ступеня. Слід мати на увазі, що в результаті зменшення швидкості знижується перероблюваний у ступені теплоперепад, унаслідок чого зростає загальна кількість ступенів турбіни, підвищується вартість її виготовлення, виникає необхідність виконувати турбіну багатоциліндровою, оскільки в одному корпусі можна розмістити, як правило, не більше 18–22 активних ступенів.

3. У турбінах малої потужності, коли довжина лопаток складає менше 12...15 мм, вводять парціальний впуск пари в перші нерегульовані ступені.

4. У турбінах малої потужності підвищують частоту обертання ротора. У цьому випадку збільшення довжини лопаток не супроводжується збільшенням кількості ступенів, як це має місце при зменшенні тільки діаметра ступеня. Тут колова швидкість не знижується, оскільки зменшення діаметра компенсується збільшенням частоти обертання ротора. При незмінній колівій швидкості залишається постійним і перероблюваний ступенем теплоперепад. Для енергетичних

турбін у цьому випадку необхідний редуктор, що знижує частоту обертання вала до відповідного генератору значення. Підвищення частоти обертання ротора турбіни застосовують за умови, що приріст корисної енергії в проточній частині турбіни перевищує втрати енергії через тертя в редукторі.

Проміжні ступені і перші нерегульовані ступені потужних турбін відрізняються порівняно великими об'ємними витратами пари, а отже, і відносно довгими лопатками. Тому для цих ступенів високий ККД забезпечується з меншими труднощами, ніж для ступенів з короткими лопатками. Не виникає в цьому випадку й особливих труднощів щодо забезпечення міцності лопаток, оскільки довжина їх менша, ніж в останніх ступенях. Проміжні ступені відрізняються також меншою віяловістю, ніж останні ступені, де відношення середнього діаметра до довжини лопаток складає 2,5...3,0. Тому втрати від віяловості в проміжних ступенях менші, ніж в останніх.

Останні ступені конденсаційних турбін відрізняються значною довжиною соплових і робочих лопаток, оскільки ці ступені працюють в області найбільших об'ємних витрат пари. У зв'язку з довжиною робочих лопаток їх механічна міцність перебуває на межі. Іншими словами, гранична витрата пари, яку можна пропустити через останній ступінь, залежить від механічної міцності робочих лопаток цього ступеня.

Основною характеристикою турбінних ступенів з точки зору організації енергетичного перетворення є міра реактивності. Оскільки вона зростає від кореня до вершини лопаток, то на середньому діаметрі повинна братися такою, щоб у кореневому перерізі виключалася можливість появи негативної реактивності. Зв'язок міри реактивності на середньому

діаметрі ρ і в кореновому перерізі ρ_k з достатнім на даній стадії проектування наближенням може бути описаний виразом

$$\rho = \rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2},$$

де $\lambda = D_{\text{сер}}/l_p$ – віяловість ступеня, яка залежить від його середнього діаметра $D_{\text{сер}}$ і довжини робочих лопаток l_p .

При активному виконанні ступенів міра реактивності у кореновому перерізі береться 0,03...0,05. Оскільки від першого ступеня турбіни до останнього зменшується, то міра реактивності на середньому діаметрі відповідно зростає: від 0,10...0,12 у перших ступенях до 0,4...0,5 – в останньому (тобто фактично це вже реактивний ступінь).

При реактивному виконанні міра реактивності на середньому діаметрі береться приблизно однаковою для всіх ступенів – близькою до 0,5.

Сумарна міра реактивності регулюючого двовінцевого ступеня у разі його застосування зазвичай 0,10...0,15, причому із загальної реактивності приблизно 50...60 % призначається на проміжний направляючий апарат.

Порівнюючи активне і реактивне облопачування стосовно одноциліндрових турбін, для яких характерні відносно невеликі об'ємні витрати пари, слід вважати активне облопачування кращим. Остаточний вибір типу облопачування багато в чому визначається конструкторським і технологічним досвідом заводу-виробника.

Геометричні фактори, що характеризують проточну частину турбіни, включають у себе:

- зміну середніх діаметрів ступенів;
- зміну кутів виходу пари із соплових і робочих решіток.

Поширені форми проточної частини одноциліндрових турбін наведені на рис. 5. Середні діаметри ступенів, як

правило, збільшуються за рухом пари. При цьому діаметри кореневих перерізів можуть залишатися постійними (див. рис. 5,*а*), дещо зменшуватися (див. рис. 5,*б*) або в деякій частині ступенів збільшуватися (див. рис. 5,*в*). При однакових середніх діаметрах останніх ступенів і частотах обертання збільшення середніх діаметрів перших ступенів сприяє зменшенню їх кількості, та навпаки. Унаслідок зміни довжини лопаток ККД цих ступенів має тенденцію в першому випадку зменшуватися, у другому – зростати. Проточна частина з постійним діаметром кореневих перерізів зручна технологічно, особливо при барабанній конструкції ротора (реактивні турбіни). Досить часто проточна частина одноциліндрових турбін виконується комбінованою, в якій окремі групи нерегульованих ступенів мають різне компонування.

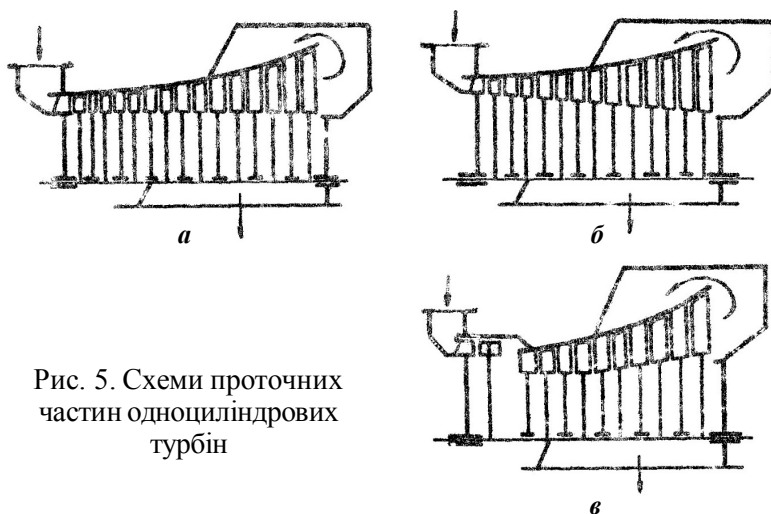


Рис. 5. Схеми проточних частин одноциліндрових турбін

Середній діаметр регулюючого ступеня приблизно відповідає діаметру першого нерегульованого ступеня або може дещо відрізнятися в той або інший бік.

Кути виходу потоку із соплових та робочих решіток α_1 і β_2 відповідно до зростання питомого об'єму пари збільшуються від першого ступеня до останнього спочатку повільно, а потім швидше. Малі кути виходу в перших ступенях забезпечують більшу довжину лопаток і, отже, більш високі ККД цих ступенів. Збільшення ж кутів в останніх ступенях стримує зростання лопаток, де вони і так досить довгі, та обмежує кут розкриття проточної частини в поздовжньому перерізі, забезпечуючи плавні її обриси.

Значення кутів виходу із соплового апарата наступні: в перших ступенях турбіни $\alpha_1 = 11...12^\circ$, в останньому – до $20...30^\circ$. У двовінцевому регулюючому ступені при частковому впуску цей кут складає $12...14^\circ$.

Кількість ступенів турбіни та їх ККД визначальним чином залежать від швидкісної (безрозмірної) характеристики ступенів $v_{ад} = u_1/c_{ад}$, де u_1 – колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами; $c_{ад} = \sqrt{2\Delta h_a^*}$ – теоретична швидкість пари за сопловими каналами, яка визначається з наявного теплоперепаду ступеня Δh_a^* .

Максимум ККД ступенів виходить при оптимальному значенні швидкісної характеристики, яке з достатнім наближенням визначається співвідношенням

$$v_{ад}^{опт} = \frac{\phi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}},$$

де ϕ – швидкісний коефіцієнт соплової решітки.

Оскільки поблизу максимуму ККД від $v_{ад}$ залежить незначно, то зазвичай беруть $v_{ад} = \chi v_{ад}^{опт}$, де $\chi = 1,0...0,8$, причому від першого ступеня до останнього ця величина зменшується. Тим самим без особливого збитку для економічності

можна збільшити наявні теплоперепади в ступенях, а значить, зменшити кількість ступенів і довжину лопаток останнього ступеня.

У турбіні активного типу, де міра реактивності на середньому діаметрі зростає від першого ступеня до останнього, абсолютна величина швидкісної характеристики також зростає. У реактивній турбіні з приблизно постійною реактивністю швидкісна характеристика залежно від прийнятих значень χ залишається постійною або у напрямі до останнього ступеня дещо зменшується.

Поверхні, що обмежують міжлопаткові канали робочої решітки в корневих і периферійних перетинах, зазвичай беруться циліндричними (рис. 6, *а, б, г*) або конічними (див. рис. 6, *в*). У першому випадку середній діаметр у межах ступеня зберігається постійним, у другому – зростає. Ця обставина враховується при розрахунку ступенів, оскільки різниця в середніх діаметрах призводить до різних, відповідних їм, колових швидкостей на вході й виході з робочої решітки u_1 і u_2 .

Обмежувальні поверхні можуть бути виконані циліндричними, якщо довжина робочих лопаток l_p пов'язана з довжиною соплових лопаток l_c співвідношенням $l_p = l_c + \Delta$, де $\Delta = \Delta_k + \Delta_n$ – сума перекриттів робочих лопаток біля кореня Δ_k і на периферії Δ_n , які вибираються з табл. 8 [2, с. 14].

Таблиця 8. Рекомендовані значення перекриттів

Довжина робочих лопаток l_p , м	Перекриття біля кореня робочих лопаток Δ_k , м	Перекриття на периферії робочих лопаток Δ_n , м
Менше 0,035	0,0010	0,0015...0,0020
0,035...0,055	0,0010	0,0020...0,0025
0,055...0,075	0,0015...0,0020	0,0025...0,0030
0,075...0,150	0,0020...0,0025	0,0030...0,0035
0,150...0,300	0,0025...0,0030	0,0035...0,0040
0,300...0,400	0,0030...0,0060	0,0060...0,0075

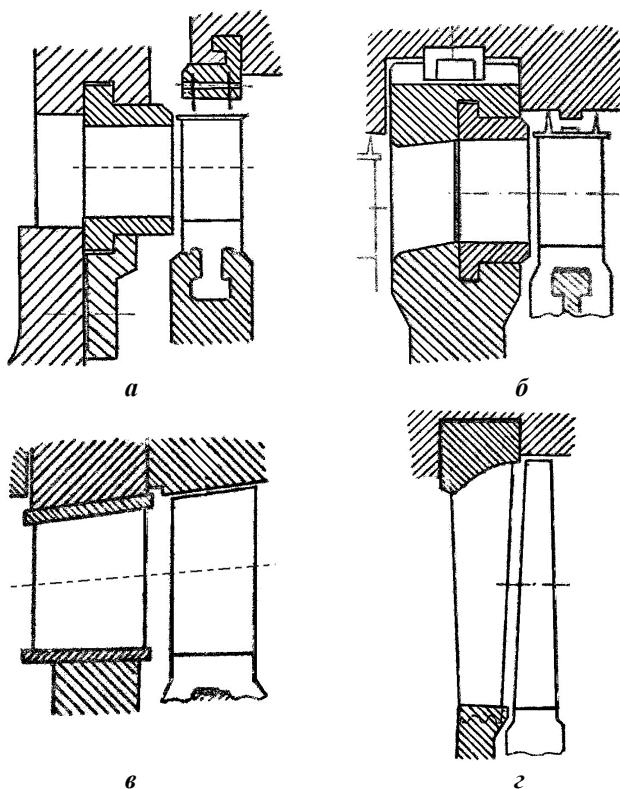


Рис. 6. Конструктивне оформлення ступенів [2, с. 12–13]:
а – перший ступінь турбіни; *б* – ступінь з наборною діафрагмою;
в – ступінь зі зварною діафрагмою; *г* – ступінь із чавунною
 діафрагмою із залитими сопловими лопатками

На величину l_p , з метою приведення її до бажаного співвідношення з l_c , до певної міри можна впливати, змінюючи кут виходу потоку з робочої решітки β_2 .

Із циліндричними обмежувальними поверхнями виконуються головним чином перші ступені, де середні діаметри збільшуються повільно, хоча в принципі така конструкція

можлива і в останніх ступенях, які працюють в умовах інтенсивного зростання питомих обсягів пари (див. рис. 6,2). Конічні обмежувальні поверхні забезпечують більш плавні обриси проточної частини при інтенсивному зростанні середніх діаметрів і довжин лопаток, але технологічно є дещо складнішими.

Осьові зазори в турбінних ступенях наближено можна оцінити за допомогою графічних залежностей на рис. 7 за відомими значеннями довжин соплових l_c або робочих l_p лопаток, а також за прогнозованим співвідношенням довжини і ширини лопаток l/B . Ширина робочих лопаток активних ступенів оцінюється за рис. 8.

Рис. 7. Осьові зазори в ступені [9, с. 288]:

1 – активний ступінь при $l/B > 10$; 2 – активний ступінь при $l/B < 10$; 3 – реактивний ступінь

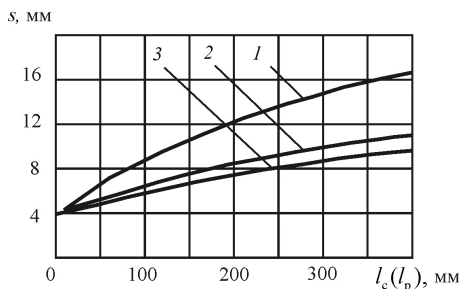
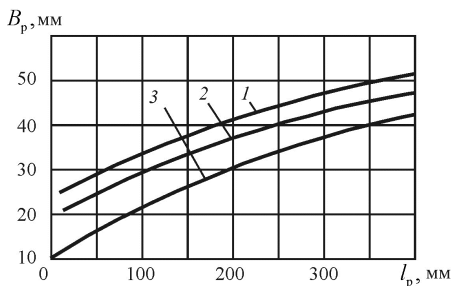


Рис. 8. Ширина робочих лопаток активних ступенів турбіни [9, с. 289]:

1 – при $u = 220 \text{ м/с}$;
2 – при $u = 180 \text{ м/с}$;
3 – при $u = 150 \text{ м/с}$



5.1. Розрахунок регулюючого ступеня

Розрахунок проточної частини регулюючого ступеня ведеться за умови відповідності швидкісної характеристики своєму оптимальному значенню. Однак необхідно враховувати, що внаслідок ряду міркувань (підвищення міри впуску, збільшення довжини лопаток або досягнення плавного сполучення з проточною частиною нерегульованих ступенів) у деяких випадках допускається незначне відхилення від optimum, яке забезпечується зниженням середнього діаметра ступеня щодо оптимального значення.

Довжина соплових лопаток, знайдена при проектуванні, не повинна бути меншою, ніж 15 мм. В іншому випадку рекомендується зменшувати міру впуску або знижувати середній діаметр ступеня $D_{\text{ср11}}$.

Також необхідно враховувати, що при всіх відкритих регулюючих клапанах (тобто на номінальному режимі роботи) міра впуску завжди менше одиниці. Для турбін невеликої потужності характерним є використання соплових коробок з невеликою мірою впуску – менше 0,5.

Протягом розрахунку необхідно перевіряти, чи не буде течія у сопловому апараті регулюючого ступеня надзвуковою, що призвело б до зниження його ККД. Режим течії на виході із соплових каналів оцінюється за допомогою числа Маха.

Визначення параметрів регулюючого ступеня ведеться відповідно до методики, викладеній у роботі [9].

Зразок розрахунку двовінцевого регулюючого ступеня наведений у прикладі 5.

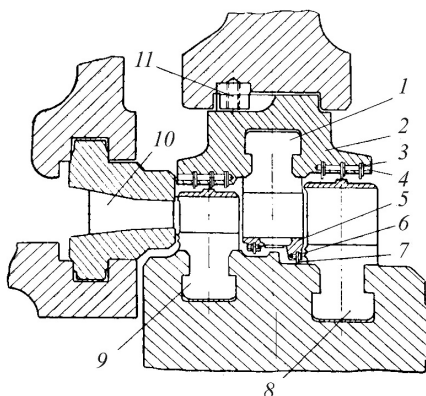
Приклад 5

Виконаємо розрахунок двовінцевого регулюючого ступеня для вихідних даних, поданих у прикладі 1, і результатів розрахунку прикладів 2–4.

При проектуванні орієнтуємося на конструкцію двовінцевого регулюючого ступеня, яку застосовує у своїх турбінах компанія ОАО "Силловые машины" ("ЛМЗ") (рис. П4).

Рис. П4. Двовінцевий регулюючий ступінь ОАО "Силловые машины" ("ЛМЗ") [7, с. 14]:

1 – напрямні лопатки; 2 – верхня обойма напрямних лопаток; 3, 7 – ущільнювальні пластинки; 4, 6 – прокладні пластинки; 5 – бандажна стрічка напрямних лопаток; 8, 9 – робочі лопатки відповідно першого і другого вінкців швидкості; 10 – сопла; 11 – центрувальна шпонка



Розрахункова схема ступеня подана на рис. П5. Розрахунок зведений у табл. ПЗ. Дана таблиця має свою внутрішню індексацію параметрів, що відмінна від індексації, використаної раніше в табл. П1 і П2.

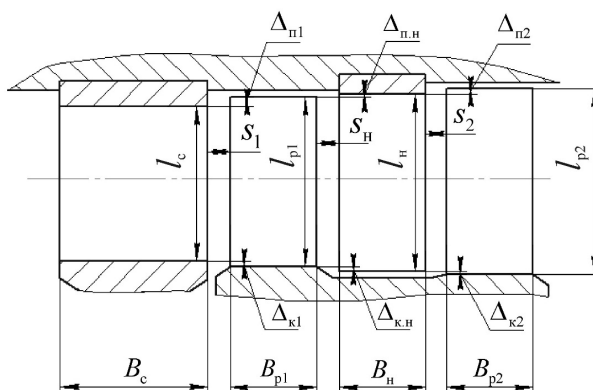


Рис. П5. Розрахункова схема двовінцевого ступеня

Таблиця ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата пари G , кг/с	Табл. П2, п. 9	7,433
2. Швидкість потоку на вході в ступінь c_0 , м/с	Береться рівною 0	0
3. Кінетична енергія пари на вході в ступінь $\Delta h_{\text{вх}}$, кДж/кг	$\frac{c_0^2}{2} \cdot 10^{-3}$	0
4. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	Табл. П1, п. 11	160
5. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	$\Delta h_a + \Delta h_{\text{вх}}$	160
6. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається з наявного тепло перепаду, $c_{\text{ад}}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^* \cdot 10^3}$	565,7
7. Віяловість ступеня $\lambda = D_{\text{сер22}}/l_{\text{р2}}$	Береться 3,5...50 і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	39
8. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,05
9. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,101
10. Кут виходу потоку із соплової решітки α_{11} , град	Береться 12...14°	12
11. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ	Береться 0,950...0,975	0,965
12. Оптимальне значення характеристики ступеня $v_{\text{ад}}^{\text{опт}}$	$\frac{\phi \cos \alpha_{11}}{4\sqrt{1-\rho}}$	0,249
13. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні дані	3000
14. Оптимальна колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами $u_{11}^{\text{опт}}$, м/с	$c_{\text{ад}} v_{\text{ад}}^{\text{опт}}$	140,8

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
15. Оптимальний середній діаметр ступеня на виході із соплової решітки $D_{\text{сер11}}^{\text{опт}}$, м	$\frac{60 u_{11}^{\text{опт}}}{\pi n}$	0,897
16. Розрахунковий середній діаметр ступеня на виході із соплової решітки $D_{\text{сер11}}$, м	Приблизно дорівнює $D_{\text{сер11}}^{\text{опт}}$. Береться з урахуванням конструктивних міркувань	0,890
17. Розрахункова колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_{11} , м/с	$\frac{\pi D_{\text{сер11}} n}{60}$	139,7
18. Дійсне значення характеристики ступеня $v_{\text{ад}}$	$u_{11}/c_{\text{ад}}$	0,247
19. Відхилення характеристики ступеня від оптимуму $v_{\text{ад}}/v_{\text{ад}}^{\text{опт}}$	$v_{\text{ад}}/v_{\text{ад}}^{\text{опт}}$	0,993
20. Наявний теплоперепад у соплових каналах $\Delta h_{\text{ас}}^*$, кДж/кг	$\Delta h_a^*(1-\rho)$	143,90
21. Швидкість виходу потоку із соплової решітки c_{11} , м/с	$\varphi \sqrt{2 \Delta h_{\text{ас}}^* \cdot 10^3}$	517,7
22. Втрати енергії в соплових каналах q_c , кДж/кг	$(1-\varphi^2) \Delta h_{\text{ас}}^*$	9,90
23. Статичні параметри пари за сопловою решіткою: ентальпія h_{11} , кДж/кг тиск p_{11} , МПа питомий об'єм v_{11} , м ³ /кг		
	$h'_0 - \Delta h_{\text{ас}}^* + q_c$	3170
	За процесом на h - s -діаграмі (див. рис. П6,а)	2,014
		0,141
24. Показник ізоентропи пари k	Для перегрітої пари береться рівним 1,3	1,3
25. Швидкість звуку на виході із соплової решітки a_{11} , м/с	$\sqrt{k p_{11} v_{11} \cdot 10^6}$	607,6

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
26. Число Маха на виході із соплових каналів M_{11}	c_1/a_1	0,852
27. Міра впуску ε	Береться не більше, ніж 0,9	0,23
28. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G v_{11}}{\varepsilon \pi D_{\text{сер}11} c_{11} \sin \alpha_{11}}$	0,0152
29. Осьовий зазор між сопловими і робочими лопатками 1-го вінця s_1 , м	Рис. 7	0,004
30. Ширина робочих лопаток 1-го вінця B_{p1} , м	Рис. 8	0,013
31. Ширина соплових лопаток B_c , м	Береться (1,1...1,2) B_{p1}	0,016
32. Перекриття робочих лопаток 1-го вінця: у кореня Δ_{k1} , м на периферії $\Delta_{п1}$, м повне перекриття Δ_1 , м		
	Табл. 8	0,0010
	Табл. 8	0,0015
	$\Delta_{k1} + \Delta_{п1}$	0,0025
33. Довжина вихідної кромки робочих лопаток 1-го вінця l_{p1} , м	$l_c + \Delta_1$	0,018
34. Радіальний зазор для 1-го робочого вінця δ_{r1} , м	Береться (0,010...0,015) l_{p1}	0,0003
35. Середній діаметр на виході з 1-го робочого вінця $D_{\text{сер}21}$, м	Береться рівним $D_{\text{сер}21}$	0,890
36. Колова швидкість на середньому діаметрі на виході з 1-го робочого вінця u_{21} , м/с	$\frac{\pi D_{\text{сер}21} n}{60}$	139,7
37. Швидкість входу потоку в робочі канали 1-го вінця w_{11} , м/с	$\sqrt{c_{11}^2 + u_{11}^2 - 2 u_{11} c_{11} \cos \alpha_{11}}$	382,1
38. Кут входу потоку в робочі канали 1-го вінця β_{11} , град	$\arcsin \frac{c_{11} \sin \alpha_{11}}{w_{11}}$	16,4

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
39. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки 1-го вінця Ψ_{p1}	Береться 0,93...0,95 або визначається за характеристиками стандартних профілів	0,95
40. Швидкісний коефіцієнт прямої решітки Ψ_H		
41. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки 2-го вінця Ψ_{p2}		
42. Міра реактивності на середньому діаметрі прямого апарата ρ_H	$(0,5...0,6) \rho$	0,050
43. Міра реактивності на середньому діаметрі 1-го робочого вінця ρ_{p1}	$(0,4...0,6)(\rho - \rho_H)$	0,025
44. Міра реактивності на середньому діаметрі 2-го робочого вінця ρ_{p2}	$\rho - \rho_{p1} - \rho_H$	
45. Ізоентропійний тепलोперепад у робочих каналах 1-го вінця Δh_{ap1} , кДж/кг	$\rho_{p1} \Delta h_a^*$	4,03
46. Наявний тепलोперепад у робочих каналах 1-го вінця Δh_{ap1}^* , кДж/кг	$\Delta h_{ap1} + \frac{w_{11}^2}{2} \cdot 10^{-3}$	77,03
47. Швидкість виходу потоку з робочих каналів 1-го вінця w_{21} , м/с	$\Psi_{p1} \sqrt{2 \left(10^3 \cdot \Delta h_{ap1}^* - \frac{u_{11}^2 - u_{21}^2}{2} \right)}$	372,9
48. Втрати енергії в робочих каналах 1-го вінця q_{p1} , кДж/кг	$(1 - \Psi_{p1}^2) \frac{w_{21}^2}{2 \Psi_{p1}^2} \cdot 10^{-3}$	7,51
49. Статичні параметри пари за 1-м вінцем: ентальпія h_{21} , кДж/кг тиск p_{21} , МПа питомий об'єм v_{21} , м ³ /кг		
	$h_{11} - \Delta h_{ap1} + q_{p1}$	3173,5
	За процесом на $h-s$ -діаграмі (див. рис. П6,б)	1,987
		0,144

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
50. Кут виходу потоку з робочих каналів 1-го вінця β_{21} , град	$\arcsin \frac{G v_{21}}{\varepsilon \pi D_{\text{сер}21} w_{21} l_{p1}}$	14,7
51. Швидкість потоку за 1-м вінцем c_{21} , м/с	$\sqrt{w_{21}^2 + u_{21}^2 - 2 u_{21} w_{21} \cos \beta_{21}}$	240,3
52. Кут виходу потоку з 1-го вінця α_{21} , град	$\arccos \frac{w_{21} \cos \beta_{21} - u_{21}}{c_{21}}$	23,2
53. Середній діаметр на виході з напрямного апарата $D_{\text{сер}12}$, м	Береться рівним $D_{\text{сер}12}$	0,890
54. Колова швидкість на середньому діаметрі на виході з напрямного апарата u_{12} , м/с	$\frac{\pi D_{\text{сер}12} n}{60}$	139,7
55. Ізоентропійний теплоперепад у напрямному апараті $\Delta h_{\text{ан}}$, кДж/кг	$\rho_n \Delta h_a^*$	8,05
56. Наявний теплоперепад у напрямному апараті $\Delta h_{\text{ан}}^*$, кДж/кг	$\Delta h_{\text{ан}} + \frac{c_{21}^2}{2} \cdot 10^{-3}$	36,93
57. Швидкість виходу потоку з напрямного апарата c_{12} , м/с	$\psi_n \sqrt{2 \left(10^3 \cdot \Delta h_{\text{ан}}^* - \frac{u_{21}^2 - u_{12}^2}{2} \right)}$	258,2
58. Втрати енергії в напрямному апараті q_n , кДж/кг	$(1 - \psi_n^2) \frac{c_{12}^2}{2 \psi_n^2} \cdot 10^{-3}$	3,60
59. Статичні параметри пари за напрямним апаратом: ентальпія h_{12} , кДж/кг тиск p_{12} , МПа питомий об'єм v_{12} , м ³ /кг		
	$h_{21} - \Delta h_{\text{ан}} + q_n$	3169,0
	За процесом на h - s -діаграмі (див. рис. П7,б)	1,932 0,147

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
60. Перекриття напрямних лопаток:		
у кореня $\Delta_{к.н}$, м	Табл. 8	0,0010
на периферії $\Delta_{п.н}$, м	Табл. 8	0,0015
повне перекриття Δ_n , м	$\Delta_{к.н} + \Delta_{п.н}$	0,0025
61. Довжина вихідної кромки напрямних лопаток l_n , м	$l_{p1} + \Delta_n$	0,020
62. Осьовий зазор між робочими лопатками 1-го вінця і напрямними лопатками s_n , м	Рис. 7	0,004
63. Ширина напрямних лопаток B_n , м	Рис. 8	0,014
64. Кут виходу потоку з напрямних лопаток α_{12} , град	$\arcsin \frac{G v_{12}}{\varepsilon \pi D_{сеп12} c_{12} l_n}$	19,1
65. Швидкість потоку за напрямним апаратом w_{12} , м/с	$\sqrt{c_{12}^2 + u_{12}^2 - 2 u_{12} c_{12} \cos \alpha_{12}}$	134,2
66. Кут виходу потоку з прямого апарата β_{12} , град	$\arccos \frac{c_{12} \cos \alpha_{12} - u_{12}}{w_{12}}$	39,0
67. Середній діаметр на виході з 2-го вінця $D_{сеп22}$, м	Береться рівним $D_{сеп22}$	0,890
68. Колова швидкість на середньому діаметрі на виході з 2-го вінця u_{22} , м/с	$\frac{\pi D_{сеп22} n}{60}$	139,7
69. Ізоентропійний теплоперепад у робочих каналах 2-го вінця Δh_{ap2} , кДж/кг	$\rho_{p2} \Delta h_a^*$	4,03
70. Наявний теплоперепад у робочих каналах 2-го вінця Δh_{ap2}^* , кДж/кг	$\Delta h_{ap2} + \frac{w_{12}^2}{2} \cdot 10^{-3}$	13,02
71. Швидкість виходу пари з робочих каналів 2-го вінця w_{22} , м/с	$\psi_{p2} \sqrt{2 \left(10^3 \cdot \Delta h_{ap2}^* - \frac{u_{12}^2 - u_{22}^2}{2} \right)}$	153,3

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
72. Втрати енергії в робочих каналах 2-го вінця q_{p2} , кДж/кг	$(1 - \psi_{p2}^2) \frac{w_{22}^2}{2\psi_{p2}^2} \cdot 10^{-3}$	1,27
73. Статичні параметри пари за ступенем (без урахування камерних втрат): ентальпія h'_{22} , кДж/кг тиск p'_{22} , МПа питомий об'єм v'_{22} , м ³ /кг		
	$h_{12} - \Delta h_{ap2} + q_{p2}$	3166,3
	За процесом на h - s -діаграмі (див. рис. П6,з)	1,908
		0,149
74. Перекриття робочих лопаток 2-го вінця: у кореня $\Delta_{к2}$, м на периферії $\Delta_{п2}$, м повне перекриття Δ_2 , м		
	Табл. 8	0,0010
	Табл. 8	0,0015
	$\Delta_{к2} + \Delta_{п2}$	0,0025
75. Довжина вихідної кромки робочих лопаток 2-го вінця l_{p2} , м	$l_n + \Delta_2$	0,023
76. Радіальний зазор для 2-го робочого вінця δ_{r2} , м	Береться $(0,010...0,015)l_{p2}$	0,0003
77. Віяловість ступеня λ	$D_{сер2} / l_{p2}$	39,28
78. Мінімально допустима за знайденою величиною λ міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,100
79. Перевірка умови ⁴	$\left \frac{\rho - \rho_{min}}{\rho_{min}} \right \cdot 100 \% \leq 5 \%$	0,36
80. Осьовий зазор між напрямними і робочими лопатками 2-го вінця s_2 , м	Рис. 7	0,004

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
81. Ширина робочих лопаток 2-го вінця B_{p2} , м	Рис. 8	0,015
82. Кут виходу потоку з робо-чих каналів 2-го вінця B_{22} , град	$\arcsin \frac{G v_{22}}{\varepsilon \pi D_{сep22} w_{22} l_{p2}}$	29,8
83. Швидкість пари за ступенем c_{22} , м/с	$\sqrt{w_{22}^2 + u_{22}^2 - 2 u_{22} w_{22} \cos \beta_{22}}$	76,3
84. Кут виходу пари зі ступеня α_{p2} , град	$\arccos \frac{w_{22} \cos \beta_{22} - u_{22}}{c_{22}}$	95,0
85. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, кДж/кг	$\frac{c_{22}^2}{2} \cdot 10^{-3}$	2,91
86. Колова робота 1-го вінця l_{u1} , кДж/кг	$(u_{11} c_{11} \cos \alpha_{11} + u_{21} c_{21} \cos \alpha_{21}) \cdot 10^{-3}$	101,64
87. Колова робота 2-го вінця l_{u2} , кДж/кг	$(u_{12} c_{12} \cos \alpha_{12} + u_{22} c_{22} \cos \alpha_{22}) \cdot 10^{-3}$	33,17
88. Колова робота всього ступеня l_u , кДж/кг	$l_{u1} + l_{u2}$	134,81
89. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,843
90. Характеристики зазорів облопачування: осьовий зазор в ущільненні бандажа δ_a , м коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r кількість ущільнювальних гребенів радіального зазору 1-го вінця z		
	Визначається з конструкції ущільнення	0,0015
	Береться рівним 0,5	0,5
	Береться рівним 0,75...0,80	0,75
	Вибирається з конструкції ущільнення	3

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
91. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_{r1})^2}}}$; для робочих лопаток без бандажа: $0,75 \delta_{r1}$	$1,1 \cdot 10^{-4}$
92. Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор ⁵ $\zeta_{\text{зав}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_{11}} \sqrt{\rho_{p1} + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0083
93. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа $\zeta_{\text{тер}}$	Береться рівним 0,001	0,001
94. Кількість дуг впуску парціального підведення i	Визначається з конструкції ступеня	1
95. Втрати від парціального підведення:		
крайові втрати $\zeta_{\text{кр}}$	$0,25 \frac{(B_{p1} l_{p1} + 0,6 B_{p2} l_{p2}) u_{11} i}{\varepsilon \pi D_{\text{сер}11} l_c \sin \alpha_{11} c_{\text{ад}}} \eta_u$	0,0111
вентиляційні втрати ζ_v	$\frac{k_v}{\sin \alpha_{11}} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{l_{p1} + l_{p2}}{l_c} \left(\frac{u_{11}}{c_{\text{ад}}} \right)^3$, де $k_v = 0,024 \dots 0,062$	0,0258
96. Сума камерних втрат енергії $q_{\text{кам}}$, кДж/кг	$(\zeta_{\text{зав}} + \zeta_{\text{тер}} + \zeta_{\text{кр}} + \zeta_v) \Delta h_a^*$	7,40
97. Статичні параметри пари за ступенем (з урахуванням камерних втрат):		
ентальпія h_{22} , кДж/кг	$h'_{22} + q_{\text{кам}}$	3173,7
тиск p_{22} , МПа	Дорівнює p'_{22}	1,908
питомий об'єм v_{22} , м ³ /кг	За процесом на h - s -діаграмі (див. рис. П6,з)	0,150

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
98. Відносний внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_i - \zeta_{\text{зав}} - \zeta_{\text{тер}} - \zeta_{\text{кр}} - \zeta_{\text{в}}$	0,796
99. Внутрішній тепловий репад ступеня Δh_i , кДж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i \cdot 10^{-3}$	127,41
100. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i$	947

⁴Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі, яка визначається у п. 9 даної таблиці.

⁵Згідно з рекомендаціями [15, с. 43] коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор для двовінцевого ступеня розраховується за першим робочим вінцем при його мірі реактивності.

Схема побудови на h – s -діаграмі процесу течії пари у ступені, яка необхідна для визначення параметрів у розрахункових перетинах, наведена на рис. П6, побудовані за результатами проектування трикутники швидкостей – на рис. П7.

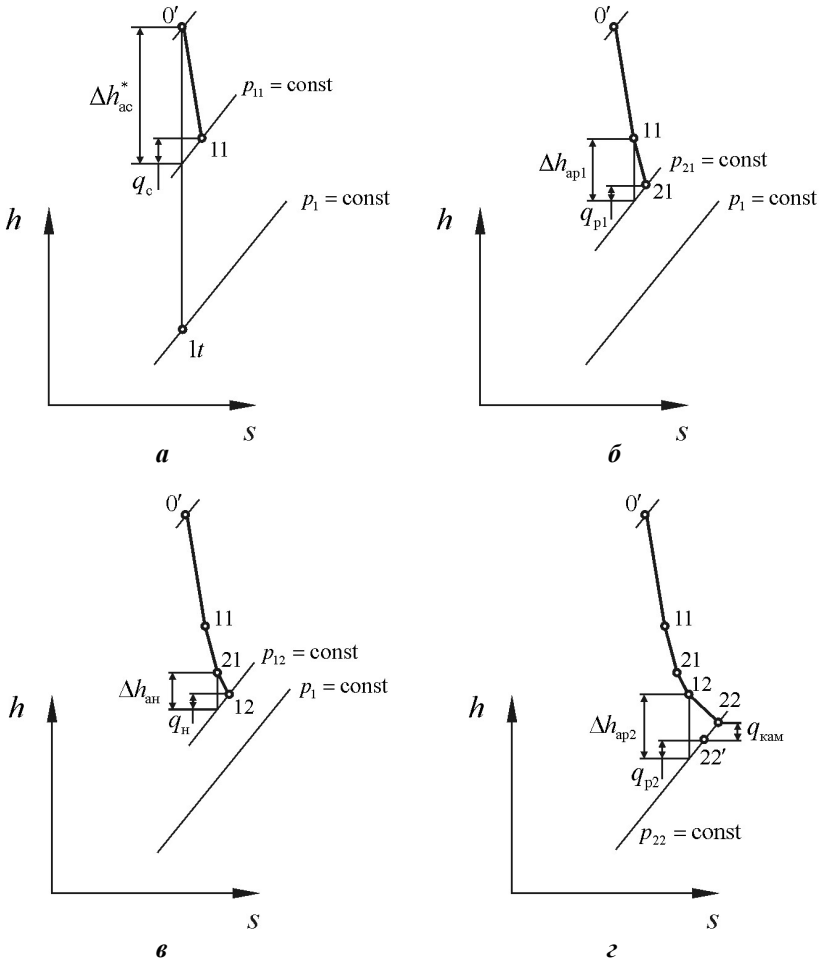


Рис. П6. Схема побудови на h - s -діаграмі процесу течії пари в двовінцевому ступені

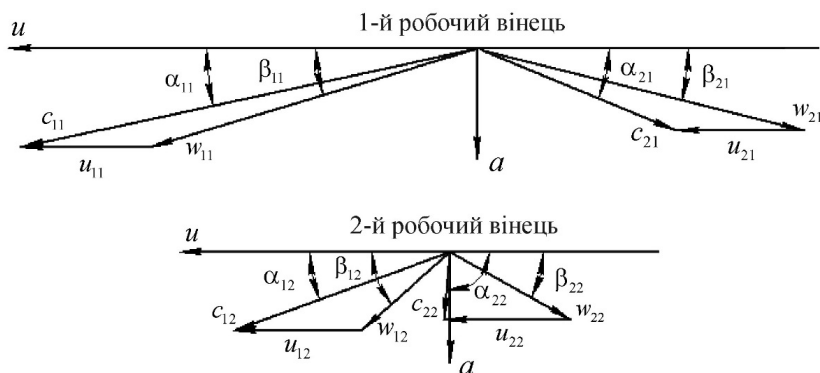


Рис. П7. Трикутники швидкостей двовінцевого ступеня, побудовані за результатами розрахунку

5.2. Розрахунок нерегульованих ступенів

Розрахунок групи нерегульованих ступенів турбіни рекомендується проводити в кілька етапів.

Етап 1. Визначення геометричних розмірів останнього ступеня та оцінка кількості потоків. В останньому ступені турбіни середній діаметр і довжина лопаток є найбільшими, а виникаючі в них напруження від відцентрових сил — максимальними. Тому геометричні характеристики цього ступеня мають пріоритетне значення при визначенні характеристик турбіни в цілому.

Розрахунок починається з визначення напружень у робочих лопатках останнього ступеня та оцінки правильності вибору однопотокової схеми турбіни.

Швидкість виходу пари з останнього ступеня турбіни

$$c_{2.z} = \sqrt{2 q_{\text{вих}} \cdot 10^3},$$

де $q_{\text{вих}}$ – втрати енергії з вихідною швидкістю з останнього ступеня (для одноциліндрових турбін орієнтовно беруть 5...10 кДж/кг, що відповідає швидкості пари за ступенем 100...140 м/с).

Кільцева площа вихідного перерізу турбіни

$$\Omega = \frac{G_z v_{2,z}}{c_{2,z} \sin \alpha_{2,z}},$$

де G_z – витрата пари через останній ступінь; $v_{2,z}$ – питомий об'єм пари на виході з останнього ступеня; $\alpha_{2,z}$ – кут виходу пари з останнього ступеня (орієнтовно береться рівним 90°).

Напруження розтягування від відцентрових сил у кореневому перерізі робочих лопаток останнього ступеня (МПа)

$$\sigma = k_p \frac{\rho_m \pi}{1800} n^2 \Omega \cdot 10^{-6},$$

де $k_p = 0,415...0,441$ – конструктивний коефіцієнт, що враховує зміну площі перерізу лопаток за довжиною [12, с. 142]; ρ_m – густина матеріалу лопаток (для нержавіючих сталей можна взяти рівною 7850 кг/м³); n – частота обертання ротора турбіни.

Кількість потоків, яку необхідно взяти для турбіни для забезпечення необхідної міцності робочих лопаток останнього ступеня, можна оцінити за формулою

$$i \geq \frac{\sigma}{[\sigma]},$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження матеріалу лопаток (для нержавіючих сталей можна взяти рівними 450 МПа [12, с. 142]).

Зменшення параметра i можна досягти збільшенням швидкості виходу пари з останнього ступеня $c_{2,z}$. Однак при

цьому зростають втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{\text{вих}}$ і погіршується ККД парової турбіни.

За відомою кільцевою площею вихідного перерізу турбіни Ω , пов'язаною із середнім діаметром $D_{\text{сер}2.z}$ та довжиною робочих лопаток $l_{p.z}$ останнього ступеня співвідношенням $\Omega = \pi D_{\text{сер}2.z} l_{p.z}$, а також взявши віяловість останнього ступеня $\lambda_z = D_{\text{сер}2.z} / l_{p.z}$, можна визначити середній діаметр і довжину робочих лопаток останнього ступеня за формулами

$$D_{\text{сер}2.z} = \sqrt{\frac{\lambda_z \Omega}{\pi}} \quad \text{та} \quad l_{p.z} = \frac{D_{\text{сер}2.z}}{\lambda_z}.$$

Віяловість останнього ступеня λ_z беруть рівною 2,5...3,0 для турбін великої потужності з гранично напруженими лопатками останнього ступеня і 3,5...7,0 для однопотокових турбін малої потужності [12, с. 148]. При менших значеннях λ_z ускладнене профілювання аеродинамічно ефективних робочих лопаток, а також підвищується ймовірність відривних течій у прикореневій зоні робочих лопаток на змінних режимах роботи. Крім того, недоцільно обирати малі значення λ_z , оскільки внаслідок цього зменшується середній діаметр ступенів і збільшується загальна їх кількість.

Діаметр кореневого перерізу останнього ступеня турбіни

$$D_{k.z} = D_{\text{сер}2.z} - l_{p.z}.$$

Етап 2. Вибір форми проточної частини. При проектуванні групи нерегульованих ступенів турбіни необхідно забезпечити плавність зміни діаметрів уздовж проточної частини від першого ступеня до останнього. У конденсаційних одноциліндрових турбінах, коли діаметр першого нерегульованого ступеня складає 0,4...0,5 діаметра останнього, внаслідок різкого збільшення діаметрів проточну частину доводиться

складати з двох або більше груп ступенів зі стрибком діаметрів при переході від однієї групи до іншої. У місці стрибка діаметрів для організації аеродинамічно ефективного входу пари в сопла першого ступеня другої групи передбачають камеру за рахунок збільшення осевого проміжку між сусідніми ступенями обох груп. Якщо перші ступені виконують з парціальним підведенням пари, то доцільно всі ступені з парціальним впуском розташовувати в першій групі ступенів, а ступені з повним підведенням – у другій групі, щоб у камері між групами ступенів забезпечувалося розтікання пари по всій окружності на вході в другу групу.

Як уже зазначалося, найбільш технологічною для парових турбін, як активних, так і реактивних, вважається форма проточної частини з постійним кореневим діаметром $D_k = \text{const}$. Виконаємо перевірку можливості розміщення всієї групи нерегульованих ступенів на одному кореновому діаметрі $D_{k,z} = \text{const}$, який дорівнює кореновому діаметру останнього ступеня, за умови повного впуску пари в ступені.

Виходячи з даного припущення, визначимо довжину соплових лопаток першого нерегульованого ступеня. Згідно з рівнянням нерозривності, записаним для повного впуску для вихідного перерізу першого ступеня,

$$D_{\text{сер}2,1} l_{\text{р},1} = \frac{G_1 v_{2,1}}{\pi c_{2,1} \sin \alpha_{2,1}},$$

для вихідного перерізу останнього ступеня:

$$D_{\text{сер}2,z} l_{\text{р},z} = \frac{G_z v_{2,z}}{\pi c_{2,z} \sin \alpha_{2,z}},$$

де $D_{\text{сер}2,1}$, $l_{\text{р},1}$, G_1 , $v_{2,1}$, $c_{2,1}$ та $\alpha_{2,1}$ – відповідно середній діаметр, довжина робочих лопаток, витрата пари, питомий об'єм пари, швидкість і кут виходу пари для першого ступеня.

Ділимо перший вираз на другий і, нехтуючи розбіжністю між параметрами $c_{2,z}$ та $c_{2,1}$, а також між $\alpha_{2,z}$ і $\alpha_{2,1}$, після деяких перетворень отримуємо

$$D_{\text{сер}2,1} (D_{\text{сер}2,1} - D_{\text{к},z}) = D_{\text{сер}2,z} l_{\text{р},z} \frac{G_1 v_{2,1}}{G_z v_{2,z}}.$$

Цей вираз відносно $D_{\text{сер}2,1}$ розв'язується як квадратне рівняння.

Довжина робочих лопаток першого ступеня

$$l_{\text{р},1} = D_{\text{сер}2,1} - D_{\text{к},z}.$$

Довжина соплових лопаток першого ступеня

$$l_{\text{с},1} = l_{\text{р},1} - \Delta_1,$$

де Δ_1 – повне перекриття для робочих лопаток першого ступеня (як впливає з табл. 8, для довжини лопаток, яка не перевищує 35 мм, його можна взяти рівним 0,0025 м).

Якщо отримане значення довжини соплових лопаток для першого ступеня складає не менше 15 мм, то це свідчить про те, що всі нерегульовані ступені можна розташувати на одному кореневому діаметрі $D_{\text{к},z} = \text{const}$ і всі вони, до того ж, будуть мати повний впуск.

При довжині соплових лопаток $l_{\text{с},1}$, яка менше 15 мм, необхідно повторити цей розрахунок стосовно інших за рухом нерегульованих ступенів до знаходження ступеня із задовільною довжиною лопаток. Усі ступені, починаючи від даного до останнього, будуть мати повний впуск і їх можна розташувати на одному кореневому діаметрі $D_{\text{к},z} = \text{const}$. Усі попередні ступені необхідно виділити в окрему групу, яку для збільшення довжини лопаток слід розмістити на меншому діаметрі, або застосувати до них парціальне підведення пари.

При цьому необхідно враховувати, по-перше, що для забезпечення плавності руху пари в проточній частині турбіни зниження діаметра не повинно бути значним, а по-друге, що взята міра впуску повинна бути приблизно однаковою для всіх цих ступенів. Для аеродинамічно ефективного руху пари між різними групами нерегульованих ступенів у проточній частині турбіни необхідно розташувати кільцеву камеру.

Слід зазначити, що визначені на цьому етапі геометричні параметри носять оціночний характер і будуть уточнені при подальшому розрахунку.

Етап 3. Розподіл теплоперепадів по ступенях і визначення загальної кількості ступенів. Перш ніж приступити до детального розрахунку кожного нерегульованого ступеня турбіни, виконують розподіл загального теплоперепаду турбіни по ступенях.

При малому перероблюваному теплоперепаді в ступенях збільшується загальна їх кількість, що здорожує виготовлення турбіни. Однак слід мати на увазі, що при збільшенні числа ступенів за рахунок повернутого тепла й корисного використання вихідної кінетичної енергії проміжних ступенів підвищується відносний внутрішній ККД проточної частини турбіни.

Із цієї причини завдання з визначення кількості ступенів турбіни і розподілу між ними теплоперепадів не має однозначного вирішення. Наприклад, у турбінах, які використовують дороге паливо або працюють переважно в базовому режимі навантаження, проточну частину доцільно виконувати з великою кількістю ступенів. Навпаки, якщо в першу чергу важливо знизити вартість виготовлення турбіни, то її проточну частину виконують зі зниженою кількістю ступенів.

Для визначення кількості ступенів необхідно виконати ряд послідовних розрахунків і графічних побудов.

Середній діаметр за сопловою решіткою для першого й останнього ступенів розглядуваної групи визначаємо за формулами

$$D_{\text{сеп1.І}} = D_{\text{к.з}} + l_{\text{с.І}} \quad \text{та} \quad D_{\text{сеп1.з}} = D_{\text{к.з}} + l_{\text{с.з}}.$$

Будуємо графік зміни середнього діаметра групи нерегульованих ступенів за довжиною проточної частини таким чином [14, с. 33]:

- а) відрізок на осі абсцис відкладаємо довільної довжини;
- б) на границях відрізка в масштабі відкладаємо отримані значення середнього діаметра для першого й останнього ступенів $D_{\text{сеп1.І}}$ та $D_{\text{сеп1.з}}$;
- в) наявні дві точки з'єднуємо плавною кривою (рис. 9, а).

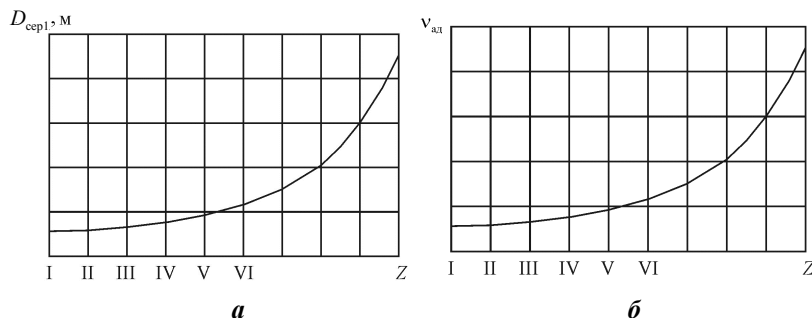


Рис. 9. Зміна середнього діаметра (а) та швидкісної характеристики (б) окремих ступенів за довжиною проточної частини групи нерегульованих ступенів турбіни

При побудові кривої слід урахувувати, що в частині високого тиску вона близька до прямої лінії з невеликим нахилом, оскільки діаметри від ступеня до ступеня тут збільшуються незначно. У частині низького тиску конденсаційних турбін крива має крутий підйом, обумовлений інтенсивним зростанням середніх діаметрів.

Далі відрізок за шкалою абсцис ділиться на рівні частини у відповідності до прийнятої в 1-му наближенні кількості ступенів z . У граничних точках ділянок за графіком визначаємо відповідні до них значення середнього діаметра для кожного із ступенів.

Для досягнення максимального ККД проектування ступенів ведемо при значеннях швидкісної характеристики, близьких до оптимальних. Виходячи із цього, задаємося значеннями швидкісної характеристики першого й останнього ступенів таким чином:

$$v_{ад.1} = \chi_1 v_{ад.1}^{опт} \quad \text{та} \quad v_{ад.z} = \chi_z v_{ад.z}^{опт},$$

де $v_{ад.1}^{опт}$ і $v_{ад.z}^{опт}$ – оптимальні значення швидкісної характеристики для розглядуваних ступенів; χ_1 та χ_z – поправкові коефіцієнти, які беруть в інтервалі 1,0...0,8, причому від першого ступеня до останнього ця величина зменшується, що дозволяє без особливого збитку для економічності збільшити наявні теплоперепади в ступенях, а значить, зменшити загальну кількість ступенів.

Оптимальні значення швидкісної характеристики для першого й останнього ступенів

$$v_{ад.1}^{опт} = \frac{\varphi_1 \cos \alpha_{1.1}}{2\sqrt{1-\rho_1}} \quad \text{та} \quad v_{ад.z}^{опт} = \frac{\varphi_z \cos \alpha_{1.z}}{2\sqrt{1-\rho_z}},$$

де φ_1 і φ_z – швидкісні коефіцієнти соплових решіток (беруться в інтервалі 0,950...0,975); $\alpha_{1.1}$ та $\alpha_{1.z}$ – кути виходу потоку із соплових решіток (беруться 11...12° для перших ступенів і до 20...30° для останніх ступенів конденсаційних турбін).

Міри реактивності першого й останнього ступенів

$$\rho_1 = \rho_k + \frac{2\lambda_1 - 1}{\lambda_1^2} \quad \text{та} \quad \rho_z = \rho_k + \frac{2\lambda_z - 1}{\lambda_z^2},$$

де ρ_k – міра реактивності у кореновому перерізі (при активному виконанні ступенів береться в інтервалі 0,03...0,05); $\lambda_1 = D_{\text{сер2.1}}/l_{\text{р.1}}$ – віяловість першого ступеня.

Аналогічно графіку зміни середнього діаметра будуюмо графік зміни швидкісної характеристики ступенів за довжиною проточної частини. Для ступенів, які працюють на парі високого тиску, у зв'язку з незначним зростанням довжини лопаток значення швидкісної характеристики береться постійним уздовж проточної частини. Для ступенів середнього і низького тисків воно збільшується від ступеня до ступеня, як показано на рис. 9,б.

Маючи визначені за допомогою рис. 9 значення середнього діаметра $D_{\text{сер1}}$ і швидкісної характеристики $v_{\text{ад}}$, можна розрахувати для кожного ступеня відповідне йому значення наявного теплоперепад Δh_a^* . Дійсно,

$$\Delta h_a^* = \frac{c_{\text{ад}}^2}{2} \cdot 10^{-3} = \frac{1}{2} \left(\frac{u_1}{v_{\text{ад}}} \right)^2 \cdot 10^{-3}.$$

Оскільки колова швидкість за сопловою решіткою

$$u_1 = \frac{\pi D_{\text{сер1}} n}{60},$$

то наявний теплоперепад ступеня (кДж/кг)

$$\Delta h_a^* = \frac{\pi^2 D_{\text{сер1}}^2 n^2}{7,2 \cdot 10^6 v_{\text{ад}}^2}.$$

Для розподілу теплоперепадів по ступенях і їх узгодження із загальним теплоперепадом групи нерегульованих ступенів важливо визначити ізоентропійний теплоперепад кожного ступеня:

$$\Delta h_a = \Delta h_a^* - \Delta h_{\text{вх}}.$$

Кінетична енергія пари на вході у ступінь $\Delta h_{\text{вх}}$ зазвичай складає 4...8 % від теплоперепаду Δh_a^* , тому

$$\Delta h_a = (0,92 \dots 0,96) \Delta h_a^*,$$

причому коефіцієнти перед Δh_a^* відповідають: 0,92 – куту виходу $\alpha_1 = 16 \dots 17^\circ$, а 0,96 – куту $\alpha_1 = 12^\circ$. Оскільки у першому ступені групи енергія вихідної швидкості попереднього ступеня не використовується (перед нею розташована кільцева камера), то для цього ступеня $\Delta h_a = \Delta h_a^*$ [12, с. 150].

Середньоарифметичне значення ізоентропійного теплоперепаду для розглядуваної групи ступенів

$$(\Delta h_a)_{\text{сеп}} = \frac{\sum_{i=1}^z (\Delta h_a)_i}{z}.$$

Коефіцієнт повернутого тепла для групи ступенів

$$R = 1 + k_t (1 - \eta_{oi}^{\text{гп}}) \Delta H_a^{\text{гп}} \frac{z-1}{z},$$

де $k_t = 4,8 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт для групи ступенів, які працюють на перегрітій парі; $k_t = 2,8 \cdot 10^{-4}$ – для групи ступенів, працюючих на вологій парі; $k_t = (3,2 \dots 4,3) \cdot 10^{-4}$ – для групи ступенів, частина яких працює в області перегрітої пари, а частина – в області вологої пари; $\eta_{oi}^{\text{гп}}$ та $\Delta H_a^{\text{гп}}$ – відносний внутрішній ККД та ізоентропійний теплоперепад для групи нерегульованих ступенів [12, с. 126].

Кількість нерегульованих ступенів оцінюємо за формулою

$$z = \frac{\Delta H_a^{\text{гп}}}{(\Delta h_a)_{\text{сеп}}} R.$$

Отримане значення округляємо до цілого. Якщо значення z не збігається з раніше взятим значенням цього параметра, то розрахунок необхідно повторити.

Відхил теплоперепаду групи ступенів, який утворився через округлення кількості ступенів, складає

$$\Delta = \Delta H_a^{\text{гп}} R - z (\Delta h_a)_{\text{сеп}}.$$

Цей відхил розподіляємо рівномірно між ступенями групи, до ізоентропійного теплоперепаду Δh_a кожного з яких треба додати величину Δ / z .

Етап 4. Детальний розрахунок окремих ступенів. На цьому етапі послідовно для кожного ступеня, який входить у розглядувану групу, виконується розрахунок термодинамічних і газодинамічних параметрів.

Визначення параметрів ступенів ведеться відповідно до методики, викладеної в роботі [9].

Зразок розрахунку групи нерегульованих ступенів конденсаційної турбіни поданий у прикладі 6.

Приклад 6

Виконаємо розрахунок групи нерегульованих ступенів для вихідних даних, наведених у прикладі 1, і результатів розрахунку прикладів 2–5.

1. Визначення геометричних розмірів останнього ступеня та оцінка кількості потоків

Розрахунок проточної частини групи нерегульованих ступенів турбіни починаємо з визначення напружень у робочих лопатках останнього ступеня та оцінки правильності вибору для турбіни однопотокової схеми.

Швидкість виходу пари з останнього ступеня

$$c_{2,z} = \sqrt{2 q_{\text{вих}} \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 5 \cdot 10^3} = 100,0 \text{ м/с},$$

де $q_{\text{вих}} = 5$ кДж/кг – прийняте значення втрат енергії з вихідною швидкістю з останнього ступеня турбіни.

Кільцева площа вихідного перерізу турбіни

$$\Omega = \frac{G_z v_{2,z}}{c_{2,z} \sin \alpha_{2,z}} = \frac{6,615 \cdot 12,91}{100,0 \cdot \sin 90} = 0,854 \text{ м}^2,$$

де $G_z = 6,615$ кг/с – витрата пари через останній ступінь (див. п. 9 табл. П2); $v_{2,z} = 12,91$ м³/кг – питомий об'єм пари на виході з останнього ступеня (див. п. 16 табл. П1); $\alpha_{2,z}$ – кут виходу пари з останнього ступеня (беремо рівним 90°).

Напруження розтягування від відцентрових сил у кореневому перерізі робочих лопаток останнього ступеня

$$\sigma = k_p \frac{\rho_m \pi}{1800} n^2 \Omega \cdot 10^{-6} = 0,42 \cdot \frac{7850 \cdot 3,14}{1800} \cdot 3000^2 \cdot 0,854 \cdot 10^{-6} = 44,2 \text{ МПа},$$

де $k_p = 0,415 \dots 0,441$ – конструктивний коефіцієнт; $\rho_m = 7850$ кг/м³ – густина нержавіючої сталі; $n = 3000$ об/хв – частота обертання ротора.

Кількість потоків, яку треба взяти для турбіни для забезпечення необхідної міцності робочих лопаток останнього ступеня, оцінюємо за формулою

$$i \geq \frac{\sigma}{[\sigma]} = \frac{44,2}{450} = 0,098,$$

де $[\sigma] = 450$ МПа – допустимі напруження для нержавіючих сталей.

Результат розрахунку свідчить про допустимість прийнятої однопотокової ($i = 1$) схеми руху пари для проектування групи нерегульованих ступенів турбіни.

Середній діаметр і довжину робочих лопаток останнього ступеня визначаємо за формулами

$$D_{\text{сер2.з}} = \sqrt{\frac{\lambda_z \Omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 0,854}{3,14}} = 1,166 \text{ м};$$

$$l_{\text{р.з}} = \frac{D_{\text{сер2.з}}}{\lambda_z} = \frac{1,166}{5} = 0,233 \text{ м},$$

де $\lambda_z = 5$ – прийняте значення віяловості останнього ступеня.

Діаметр кореневого перерізу останнього ступеня турбіни

$$D_{\text{к.з}} = D_{\text{сер2.з}} - l_{\text{р.з}} = 1,178 - 0,236 = 0,933 \text{ м}.$$

2. Вибір форми проточної частини

Виконаємо перевірку можливості розміщення всієї групи нерегульованих ступенів на одному кореновому діаметрі $D_{\text{к.з}} = \text{const}$, який дорівнює кореновому діаметру останнього ступеня, за умови повного впуску пари в ступені.

Необхідний для розрахунку проміжний комплекс параметрів

$$A = D_{\text{сер2.з}} l_{\text{р.з}} \frac{G_1 v_{2.1}}{G_z v_{2.з}} = 1,166 \cdot 0,233 \cdot \frac{7,433 \cdot 0,186}{6,615 \cdot 12,91} = 0,004398,$$

де $G_1 = 7,433 \text{ кг/с}$ – витрата пари через перший нерегульований ступінь (див. п. 9 табл. П2); $v_{2.1} = 0,186 \text{ м}^3/\text{кг}$ – питомий об'єм пари на виході з першого ступеня, який визначається з процесу на h - s -діаграмі (див. рис. П3) з орієнтовного розташування точки кінця дійсної течії пари в цьому ступені, знайденого з припущення про приблизно однаковий переоблюваний теплоперепад у нерегульованих ступенях.

Середній діаметр на виході з першого ступеня

$$D_{\text{ср2.I}} = \frac{D_{\text{к.з}} + \sqrt{D_{\text{к.з}}^2 + 4 \cdot A}}{2} = \frac{0,933 + \sqrt{0,933^2 + 4 \cdot 0,004398}}{2} = 0,938 \text{ м};$$

довжина робочих лопаток першого ступеня

$$l_{\text{р.I}} = D_{\text{ср2.I}} - D_{\text{к.з}} = 0,938 - 0,933 = 0,005 \text{ м};$$

довжина соплових лопаток першого ступеня

$$l_{\text{с.I}} = l_{\text{р.I}} - \Delta_I = 0,005 - 0,0025 = 0,0025 \text{ м},$$

де $\Delta_I = 0,0025 \text{ м}$ – мінімальне значення повного перекриття для даної довжини робочих лопаток (див. табл. 8).

Отриманий результат ($l_{\text{с.I}}$ менше 15 мм) свідчить про те, що в проєктованій турбіні не вдасться розташувати всі нерегульовані ступені на одному кореновому діаметрі за умови повного впуску пари в ступені.

Грунтуючись на конструкції турбіни К-6-3,4, яка взята для проєктування як базова, виконаємо аналогічну перевірку для 7-го нерегульованого ступеня.

Проміжний комплекс параметрів для 7-го ступеня

$$A = D_{\text{ср2.з}} l_{\text{р.з}} \frac{G_{\text{VII}} v_{2.\text{VII}}}{G_z v_{2.з}} = 1,166 \cdot 0,233 \cdot \frac{7,165 \cdot 0,832}{6,615 \cdot 12,91} = 0,018964,$$

де $G_{\text{VII}} = 7,165 \text{ кг/с}$ – витрата пари через 7-й нерегульований ступінь; $v_{2.\text{VII}} = 0,832 \text{ м}^3/\text{кг}$ – питомий об'єм пари на виході із 7-го ступеня.

Середній діаметр на виході із 7-го ступеня

$$D_{\text{сеп2.VII}} = \frac{D_{\text{к.з}} + \sqrt{D_{\text{к.з}}^2 + 4 \cdot A}}{2} =$$

$$= \frac{0,933 + \sqrt{0,933^2 + 4 \cdot 0,018964}}{2} = 0,953 \text{ м.}$$

Довжина робочих лопаток 7-го ступеня

$$l_{\text{р.VII}} = D_{\text{сеп2.VII}} - D_{\text{к.з}} = 0,953 - 0,933 = 0,020 \text{ м;}$$

довжина соплових лопаток 7-го ступеня

$$l_{\text{с.VII}} = l_{\text{р.VII}} - \Delta_{\text{VII}} = 0,020 - 0,0025 = 0,0175 \text{ м,}$$

де $\Delta_{\text{VII}} = 0,0025 \text{ м}$ – мінімальне значення повного перекриття для даної довжини робочих лопаток.

Отримане значення $l_{\text{с.VII}}$ є більшим, ніж 15 мм, отже, нерегульовані ступені від 7-го до 15-го можна проєктувати на повний впуск і розташувати на одному кореневому діаметрі $D_{\text{к.з}} = 0,933 \text{ м}$.

Попередні ступені об'єднуються в окрему групу і будуть проєктуватися з парціальним впуском. Модифікувавши раніше вжитий вираз для проміжного комплексу параметрів 1-го ступеня до вигляду

$$A = D_{\text{сеп2.з}} l_{\text{р.з}} \frac{G_1 v_{2.1}}{G_z v_{2.з} \varepsilon_1}$$

і задаючись різними значеннями міри впуску ε_1 і кореневого діаметра $D_{\text{к.1}}$ (замість $D_{\text{к.з}}$), проводимо ряд оціночних розрахунків $D_{\text{сеп2.1}}$, $l_{\text{р.1}}$ та $l_{\text{с.1}}$ з метою вибору міри впуску і кореневого діаметра для першої групи ступенів. За результатами розрахунку беремо для даної групи $\varepsilon_1 = 0,25$ та $D_{\text{к.1}} = 0,920 \text{ м}$. При

цих значеннях $A = 0,017592$; $D_{\text{сер2.I}} = 0,939$ м; $l_{\text{p.I}} = 0,019$ м; $l_{\text{с.I}} = 0,016$ м.

Окремо виконуємо розрахунок кількості ступенів для першої і другої груп.

3. Розподіл теплоперепадів по ступенях і визначення загальної кількості ступенів для першої групи

У 1-му наближенні вважаємо, що в дану групу входять шість ступенів ($z = 6$).

Середній діаметр за сопловою решіткою для 1-го ступеня

$$D_{\text{сер1.I}} = D_{\text{к.I}} + l_{\text{с.I}} = 0,920 + 0,016 = 0,936 \text{ м.}$$

Для визначення середнього діаметра 6-го ступеня необхідно виконати для нього оцінку габаритів вихідного перерізу.

Проміжний комплекс параметрів для 6-го ступеня

$$A = D_{\text{сер2.z}} l_{\text{p.z}} \frac{G_{\text{VI}} v_{2.\text{VI}}}{G_z v_{2.z} \varepsilon_{\text{VI}}} =$$

$$= 1,166 \cdot 0,233 \cdot \frac{7,433 \cdot 0,639}{6,615 \cdot 12,91 \cdot 0,25} = 0,060440,$$

де $G_{\text{VI}} = 7,433$ кг/с – витрата пари через 6-й нерегульований ступінь; $v_{2.\text{VI}} = 0,639$ м³/кг – питомий об'єм пари на виході із 6-го ступеня; $\varepsilon_{\text{VI}} = \varepsilon_1 = 0,25$ – міра впуску для 6-го ступеня.

Середній діаметр на виході із 6-го ступеня

$$D_{\text{сер2.VI}} = \frac{D_{\text{к.I}} + \sqrt{D_{\text{к.I}}^2 + 4 \cdot A}}{2} = \frac{0,920 + \sqrt{0,920^2 + 4 \cdot 0,060440}}{2} =$$

$$= 0,982 \text{ м;}$$

довжина робочих лопаток 6-го ступеня

$$l_{\text{p.VI}} = D_{\text{сер2.VI}} - D_{\text{к.I}} = 0,982 - 0,920 = 0,062 \text{ м.}$$

Довжина соплових лопаток 6-го ступеня

$$l_{c.VI} = l_{p.VI} - \Delta_{VI} = 0,062 - 0,004 = 0,058 \text{ м},$$

де $\Delta_{VI} = 0,004 \text{ м}$ – повне перекриття для даної довжини робочих лопаток.

Середній діаметр за сопловою решіткою для 6-го ступеня

$$D_{cep1.VI} = D_{к.1} + l_{c.VI} = 0,920 + 0,058 = 0,978 \text{ м}.$$

Будуємо графік зміни середнього діаметра групи ступенів за довжиною проточної частини (рис. П8,*a*).

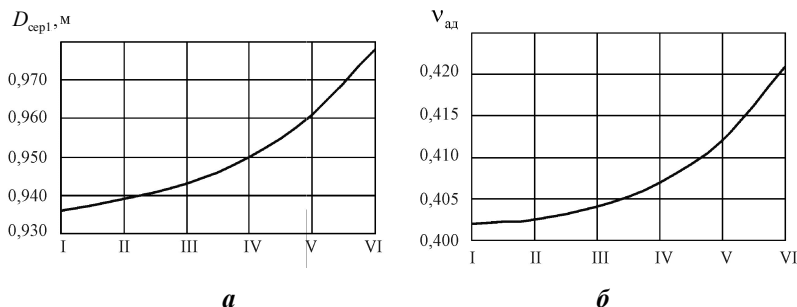


Рис. П8. Зміна середнього діаметра (*a*) та швидкісної характеристики (*б*) ступенів першої групи за довжиною проточної частини

Віяловість 1-го та 6-го ступенів

$$\lambda_1 = \frac{D_{cep2.1}}{l_{p.1}} = \frac{0,939}{0,019} = 49,4;$$

$$\lambda_{VI} = \frac{D_{cep2.VI}}{l_{p.VI}} = \frac{0,982}{0,062} = 15,8.$$

Міра реактивності для 1-го та 6-го ступенів

$$\rho_I = \rho_k + \frac{2\lambda_I - 1}{\lambda_I^2} = 0,03 + \frac{2 \cdot 49,4 - 1}{49,4^2} = 0,070;$$

$$\rho_{VI} = \rho_k + \frac{2\lambda_{VI} - 1}{\lambda_{VI}^2} = 0,03 + \frac{2 \cdot 15,8 - 1}{15,8^2} = 0,153,$$

де $\rho_k = 0,03$ – міра реактивності у кореневому перерізі.

Швидкісні характеристики 1-го та 6-го ступенів

$$v_{ад.I} = \chi_I \frac{\varphi_I \cos \alpha_{1.I}}{2\sqrt{1-\rho_I}} = 0,85 \cdot \frac{0,94 \cdot \cos 14}{2\sqrt{1-0,070}} = 0,402;$$

$$v_{ад.VI} = \chi_{VI} \frac{\varphi_{VI} \cos \alpha_{1.VI}}{2\sqrt{1-\rho_{VI}}} = 0,85 \cdot \frac{0,94 \cdot \cos 14}{2\sqrt{1-0,153}} = 0,421,$$

де $\chi_I = 0,85$ та $\chi_{VI} = 0,85$ – поправкові коефіцієнти; $\varphi_I = 0,94$ і $\varphi_{VI} = 0,94$ – швидкісні коефіцієнти соплових решіток; $\alpha_{1.I} = 14^\circ$ та $\alpha_{1.VI} = 14^\circ$ – кути виходу потоку із соплових решіток.

За отриманими даними будуюмо графік зміни швидкісної характеристики за довжиною проточної частини (див. рис. П8,б).

Для кожного ступеня за графіками рис. П8 вимірюємо значення середнього діаметра $D_{сеп1}$ і швидкісної характеристики $v_{ад}$. Результати заносимо в табл. П4. Також для кожного ступеня за формулами

$$\Delta h_a^* = \frac{\pi^2 D_{сеп1}^2 n^2}{7,2 \cdot 10^6 v_{ад}^2} \quad \text{та} \quad \Delta h_a = (0,95 \dots 0,96) \Delta h_a^*$$

визначаємо наявний і ізоентропійний теплоперепад. Ураховуємо, що для 1-го ступеня $\Delta h_a = \Delta h_a^*$. Результати вносимо в табл. П4.

Таблиця П4

Параметр	Номер ступеня					
	I	II	III	IV	V	VI
1. Середній діаметр ступеня за сопловою решіткою $D_{\text{сер1}}, \text{м}$	0,936	0,939	0,943	0,950	0,961	0,978
2. Швидкісна характеристика ступеня $v_{\text{ад}}$	0,402	0,403	0,404	0,407	0,412	0,421
3. Найвищий теплоперепад ступеня $\Delta h_a^*, \text{кДж/кг}$	66,81	67,08	67,15	67,15	67,05	66,51
4. Ізоентропійний теплоперепад ступеня $\Delta h_a, \text{кДж/кг}$	66,81	64,39	64,46	64,46	64,37	63,85
5. Ізоентропійний теплоперепад ступеня (уточнений) $\Delta h_a, \text{кДж/кг}$	72,08	69,66	69,73	69,72	69,64	69,11

Середньоарифметичне значення ізоентропійного теплоперепадку для першої групи ступенів

$$(\Delta h_a)_{\text{сер}} = \frac{\sum_{i=1}^z (\Delta h_a)_i}{z} = \frac{388,35}{6} = 64,73 \text{ кДж/кг.}$$

На побудованому при розрахунку регулюючого ступеня в h - s -діаграмі процесі течії пари з точки 22 опускаємо вниз вертикальну лінію до перетину з ізобарою, яка відповідає тиску за групою ступенів (рис. П9). У даному випадку це тиск першого регенеративного відбору пари, який дорівнює 0,340 МПа (див. табл. П2). У місці перетину ставимо точку VI t . Різниця ентальпій у точках 22 (див. п. 97 табл. П3) і VI t (знімаємо з h - s -діаграми) відповідає ізоентропійному теплоперепадку першої групи ступенів

$$\Delta H_{a1}^{\text{гр}} = h_{22} - h_{\text{VI}t} = 3173,7 - 2767 = 406,7 \text{ кДж/кг.}$$

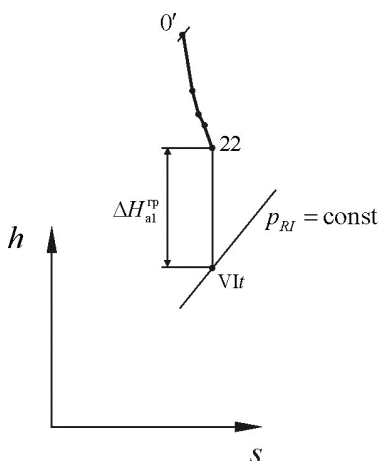


Рис. П9. Схема визначення ізоентропійного теплоперепаду першої групи ступенів

Коефіцієнт повернутого тепла для першої групи ступенів

$$R = 1 + k_t (1 - \eta_{oi}^{rp}) \Delta H_{al}^{rp} \frac{z-1}{z} =$$

$$= 1 + 4,8 \cdot 10^{-4} (1 - 0,8) \cdot 406,7 \cdot \frac{6-1}{6} = 1,0325,$$

де $k_t = 4,8 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт для групи ступенів, які працюють на перегрітій парі; $\eta_{oi}^{rp} = 0,8$ – відносний внутрішній ККД групи нерегульованих ступенів (див. п. 8 табл. П1).

Кількість нерегульованих ступенів першої групи оцінюємо за формулою

$$z = \frac{\Delta H_{al}^{rp}}{(\Delta h_a)_{сеп}} R = \frac{406,7}{64,73} \cdot 1,0325 = 6,49.$$

Отримане значення округляємо до цілого: $z = 6$. Значення z збігається з раніше прийнятим значенням цього параметра.

Відхил теплоперепаду групи ступенів, який утворився у зв'язку з округленням кількості ступенів, складає

$$\Delta = \Delta H_{a1}^{rp} R - z (\Delta h_a)_{сер} =$$

$$= 406,7 \cdot 1,0325 - 6 \cdot 64,73 = 31,58 \text{ кДж/кг.}$$

Цей відхил розподіляємо рівномірно між ступенями групи, до ізоентропійного теплоперепаду Δh_a кожного з яких повинна бути додана величина $\frac{\Delta}{z} = \frac{31,58}{6} = 5,26 \text{ кДж/кг}$ (п. 5 табл. П4).

4. Детальний розрахунок ступенів першої групи

Послідовно для кожного ступеня, який входить у першу групу, виконуємо розрахунок його термогазодинамічних параметрів. Розрахункова схема ступеня наведена на рис. П10.

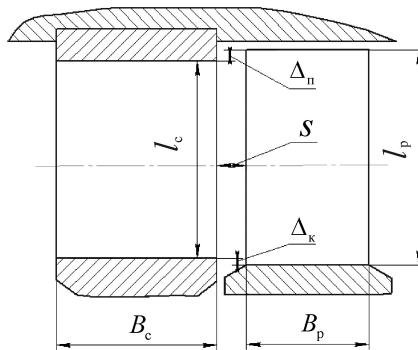


Рис. П10. Розрахункова схема одиничного ступеня

При проектуванні витрату пари G через ступені беруть згідно з п. 9 табл. П2. У даному випадку вона для всіх ступенів незмінна і складає 7,433 кг/с.

Статичні параметри пари на вході у перший ступінь групи (p_0 , v_0 та h_0) відповідають параметрам пари на виході з регулюючого ступеня (див. п. 97 табл. ПЗ), на вході в інші ступені – статичним параметрами пари за попереднім ступенем.

Кінетична енергія пари на вході у перший ступінь береться рівною нулю, на вході в інші ступені дорівнюється втратам енергії з вихідною швидкістю попереднього ступеня, обчисленим за осьовою її складовою:

$$\Delta h_{\text{вх}} = q_{\text{вих}} \sin^2 \alpha_2.$$

Середній діаметр ступеня на виході із соплової решітки $D_{\text{сер1}}$ береться з табл. П4.

Для всіх ступенів міра впуску $\varepsilon = 0,25$ взята однаковою.

Частота обертання ротора $n = 3000$ об/хв наведена у вихідних даних на проектування.

Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами розраховується за формулою

$$u_1 = \frac{\pi D_{\text{сер1}} n}{60}.$$

Кут виходу потоку із соплової решітки α_1 , швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ і міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k для 1-го та 6-го ступенів обрані на попередніх етапах розрахунку, для решти ступенів: α_1 береться 11...12° для перших ступенів і до 20...30° для останніх ступенів конденсаційних турбін, $\varphi = 0,950...0,975$, $\rho_k = 0,03...0,05$.

Для всіх ступенів групи взята форма проточної частини з постійним кореневим діаметром $D_{\text{к.І}} = 0,920$ м.

Довжина вихідної кромки соплових лопаток

$$l_c = D_{\text{сер1}} - D_k.$$

Перекриття робочих лопаток біля кореня Δ_k і периферії Δ_π визначаються за табл. 8. Повне перекриття

$$\Delta = \Delta_k + \Delta_\pi.$$

Довжина вихідної кромки робочих лопаток

$$l_p = l_c + \Delta.$$

Середній діаметр на виході з робочої решітки

$$D_{\text{сер}} = D_k + l_p.$$

Віяловість ступеня

$$\lambda = D_{\text{сер}} / l_p.$$

Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі

$$\rho = \rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}.$$

Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a з урахуванням відхилю наведений у п. 5 табл. П4.

Наявний теплоперепад ступеня

$$\Delta h_a^* = \Delta h_a + \Delta h_{\text{вх}}.$$

Теоретична швидкість за сопловими каналами

$$c_{\text{ад}} = \sqrt{2\Delta h_a^* \cdot 10^3}.$$

Швидкісна характеристика ступеня

$$v_{\text{ад}} = u_1 / c_{\text{ад}}.$$

Наявний теплоперепад у соплових каналах

$$\Delta h_{\text{ас}}^* = \Delta h_a^* (1 - \rho).$$

Швидкість виходу потоку із соплової решітки

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 \Delta h_{ac}^* \cdot 10^3}.$$

Втрати енергії в соплових каналах

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

Ентальпія пари за сопловою решіткою

$$h_1 = h_0 - \Delta h_{ac}^* + \Delta h_{bx} + q_c.$$

Інші статичні параметри за сопловою решіткою (p_1 та v_1) визначають з процесу на h - s -діаграмі (рис. П11, *а*).

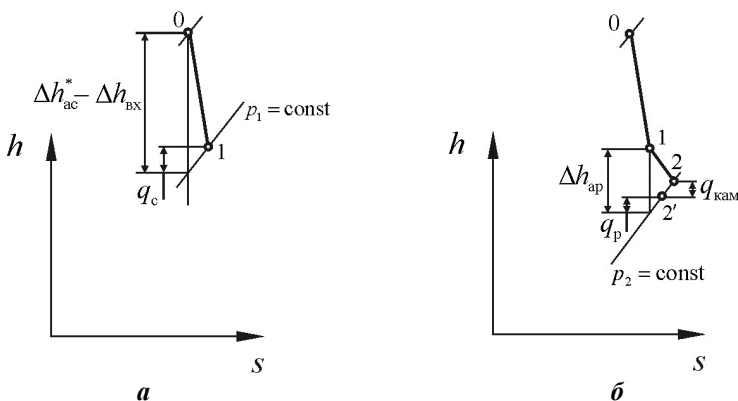


Рис. П11. Схема побудови на h - s -діаграмі процесу течії пари в одиничному ступені

Показник ізоентропи k для перегрітої пари береться рівним 1,3.

Швидкість звуку на виході із соплової решітки

$$a_1 = \sqrt{k p_1 v_1 \cdot 10^6}.$$

Число Маха на виході із соплових каналів

$$M_1 = c_1 / a_1.$$

Осьовий зазор у ступені s , ширину соплових лопаток B_c і ширину робочих лопаток B_p беремо за графіками на рис. 7 та 8.

Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки

$$u_2 = \frac{\pi D_{\text{ср}} n}{60}.$$

Відносна швидкість входу потоку в робочі канали

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}.$$

Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}.$$

Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ береться в інтервалі значень 0,90...0,95.

Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці

$$\Delta h_{\text{ар}} = \rho \Delta h_a^*.$$

Наявний теплоперепад у робочій решітці

$$\Delta h_{\text{ар}}^* = \Delta h_{\text{ар}} + \frac{w_1^2}{2} \cdot 10^{-3}.$$

Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів

$$w_2 = \psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{\text{ар}}^* \cdot 10^3 - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}.$$

Втрати енергії в робочій решітці

$$q_p = (1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2} \cdot 10^{-3}.$$

Ентальпія пари за ступенем (без урахування камерних втрат)

$$h'_2 = h_1 - \Delta h_{ap} + q_p.$$

Інші статичні параметри за ступенем (p'_2 та v'_2) визначають з процесу на h - s -діаграмі (рис. П11,б).

Кут виходу потоку з робочої решітки

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G v_2}{\varepsilon \pi D_{сеп} w_2 l_p}.$$

Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}.$$

Втрати енергії з вихідною швидкістю

$$q_{вих} = \frac{c_2^2}{2} \cdot 10^{-3}.$$

Кут виходу потоку зі ступеня

$$\alpha_2 = \arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}.$$

Колова робота ступеня

$$l_u = (u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2) \cdot 10^{-3}.$$

Коловий ККД ступеня

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

Витоки крізь лабіринтове ущільнення діафрагми

$$G_{y.d} = \mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{z p_0 v_0} \cdot 10^6},$$

де μ – коефіцієнт витрати (береться рівним 0,8...1,2); z – кількість щілин (береться з конструкції ущільнення, в загальному випадку дорівнює 3...5); $f = \pi d_{\text{вт}} \delta_{\text{щ}}$ – кільцева площа щілини; $d_{\text{вт}}$ – діаметр, на якому встановлене ущільнення; $\delta_{\text{щ}}$ – товщина щілини (визначається так само, як і $d_{\text{вт}}$, з конструкції ущільнення).

Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми

$$\zeta_{y.d} = \frac{G_{y.d}}{G} \eta_u.$$

Еквівалентний радіальний зазор між зовнішнім краєм робочих лопаток і корпусом для обандажених робочих лопаток визначається за формулою

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

для робочих лопаток без бандажа

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

де δ_r – радіальний зазор; δ_a – осьовий зазор в ущільненні по бандажу (визначається з конструкції ущільнення); μ_a – коефіцієнт витрати осьового зазору (береться рівним 0,5); μ_r – коефіцієнт витрати радіального зазору (береться рівним 0,75...0,80); z – кількість ущільнювальних гребенів радіального зазору (вибирається з конструкції ущільнення).

Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор

$$\zeta_{\text{заз}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u.$$

Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа $\zeta_{\text{тер}}$ береться рівним 0,001.

Крайові втрати

$$\zeta_{\text{кр}} = 0,25 \frac{B_p l_p}{\varepsilon \pi D_{\text{сер}} l_c \sin \alpha_1} \frac{u_1}{c_{\text{ад}}} i \eta_u,$$

де $i = 1$ – кількість дуг впуску парціального підведення.

Вентиляційні втрати

$$\zeta_{\text{в}} = \frac{k_{\text{в}}}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \frac{l_p}{l_c} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}} \right)^3,$$

де $k_{\text{в}} = 0,024 \dots 0,062$ – дослідний коефіцієнт.

Сума камерних втрат енергії

$$q_{\text{кам}} = (\zeta_{\text{у.д}} + \zeta_{\text{заз}} + \zeta_{\text{тер}} + \zeta_{\text{кр}} + \zeta_{\text{в}}) \Delta h_a^*,$$

Ентальпія пари за ступенем (з урахуванням камерних втрат)

$$h_2 = h'_2 + q_{\text{кам}}.$$

Тиск пари за ступенем з урахуванням камерних втрат p_2 дорівнює тиску p'_2 . Питомий об'єм пари v_2 визначають з процесу на h - s -діаграмі (див. рис. П11,б).

Відносний внутрішній ККД ступеня

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_{\text{заз}} - \zeta_{\text{тер}} - \zeta_{\text{у.д}} - \zeta_{\text{кр}} - \zeta_{\text{в}}.$$

Внутрішній теплоперепад ступеня

$$\Delta h_i = \Delta h_a^* \eta_i.$$

Внутрішня потужність ступеня

$$N_i = G \Delta h_i.$$

Розрахунок параметрів ступенів зведено в табл. П5. Дана таблиця має свою внутрішню індексацію параметрів, що відмінна від індексації, використаної раніше в табл. П1 і П2.

Таблиця П5

Параметр	Номер ступеня					
	I	II	III	IV	V	VI
1. Витрата пари G , кг/с	7,433					
2. Параметри пари перед ступенем:						
ентальпія h_0 , кДж/кг	3174	3119	3070	3022	2974	2925
тиск p_0 , МПа	1,908	1,468	1,156	0,900	0,693	0,524
питомий об'єм v_0 , м ³ /кг	0,150	0,186	0,227	0,279	0,346	0,436
3. Кінетична енергія пари на вході в ступінь $\Delta h_{вх}$, кДж/кг	0	5,09	5,59	5,96	5,54	4,69
4. Середній діаметр ступеня за сопловою решіткою $D_{сер1}$, м	0,936	0,939	0,943	0,950	0,961	0,978
5. Міра впуску ε	0,25					
6. Частота обертання ротора n , об/хв	3000					
7. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	147,0	147,4	148,1	149,2	150,9	153,5
8. Кут виходу потоку із соплової решітки α_1 , град	14					
9. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	0,94					
10. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	0,03					
11. Кореневий діаметр ступеня D_k , м	0,920					
12. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	0,016	0,019	0,023	0,030	0,041	0,058

Продовж. табл. П5

Параметр	Номер ступеня					
	I	II	III	IV	V	VI
13. Перекриття робочих лопаток:						
у кореня Δ_k , м	0,0010					0,0015
на периферії Δ_n , м	0,0015				0,0020	0,0025
повне перекриття Δ , м	0,0025				0,0030	0,0040
14. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	0,019	0,021	0,025	0,032	0,044	0,062
15. Середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{сер2}$, м	0,939	0,942	0,946	0,953	0,964	0,982
16. Вияловість ступеня λ	50,73	43,79	37,08	29,31	21,91	15,84
17. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	0,069	0,075	0,083	0,097	0,119	0,152
18. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	72,08	69,66	69,73		69,64	69,11
19. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	72,08	74,75	75,32	75,69	75,17	73,81
20. Теоретична швидкість за сопловими каналами $c_{ад}$, м/с	379,7	386,6	388,1	389,1	387,7	384,2
21. Характеристика ступеня $v_{ад}$	0,387	0,381		0,383	0,389	0,400
22. Наявний теплоперепад у соплових каналах $\Delta h_{ас}^*$, кДж/кг	67,10	64,42	63,92	62,96	61,33	58,59
23. Швидкість виходу потоку із соплової решітки c_1 , м/с	344,4	337,4	336,1	333,6	329,2	321,8
24. Втрати енергії в соплових каналах q_c , кДж/кг	7,81	7,50	7,44	7,33	7,14	6,82
25. Статичні параметри пари за сопловою решіткою:						
ентальпія h_1 , кДж/кг	3114	3067	3020	2972	2925	2878
тиск p_1 , МПа	1,496	1,182	0,920	0,712	0,548	0,412
питомий об'єм v_1 , м³/кг	0,182	0,221	0,272	0,336	0,417	0,527
26. Показник ізоентропії пари k	1,3					
27. Швидкість звуку на виході із соплової решітки a_1 , м/с	594,9	582,7	570,4	557,7	545,0	531,3

Продовж. табл. П5

Параметр	Номер ступеня					
	I	II	III	IV	V	VI
28. Число Маха на виході із соплових каналів M_1	0,579		0,589	0,598	0,604	0,606
29. Осьовий зазор у ступені s , м	0,004			0,005		
30. Ширина соплових лопаток B_c , м	0,014		0,017	0,019	0,020	0,022
31. Ширина робочих лопаток B_p , м	0,012		0,014	0,016	0,017	0,018
32. Радіальний зазор δ_p , м	0,0004	0,0005	0,0006	0,0007	0,0009	0,0012
33. Колова швидкість на середньому діаметрі за робочою решіткою u_2 , м/с	147,3	147,8	148,4	149,5	151,3	154,2
34. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	204,9	197,6	195,7	192,2	186,4	176,7
35. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	24,0	24,4	24,5	24,8	25,3	26,1
36. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	0,93					
37. Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці Δh_{ap} , кДж/кг	4,98	5,62	6,27	7,35	8,96	11,24
38. Наявний теплоперепад у робочій решітці Δh_{ap}^* , кДж/кг	25,96	25,14	25,43	25,83	26,34	26,86
39. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	212,2	208,8	210,0	211,6	213,7	215,9
40. Втрати енергії в робочій решітці q_p , кДж/кг	3,52	3,40	3,44	3,50	3,57	3,64
41. Статичні параметри пари за ступенем (без урахування камерних втрат): ентальпія h'_2 , кДж/кг тиск p'_2 , МПа питомий об'єм v'_2 , м ³ /кг						
	3113	3065	3017	2969	2920	2870
	1,468	1,156	0,900	0,693	0,524	0,390
	0,185	0,226	0,278	0,344	0,434	0,552

Продовж. табл. П5

Параметр	Номер ступеня					
	I	II	III	IV	V	VI
42. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	28,4	30,4	31,3	29,8	27,0	23,4
43. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	108,3	110,5	113,5	110,6	104,5	96,4
44. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{\text{вих}}$, кДж/кг	5,86	6,11	6,44	6,12	5,46	4,65
45. Кут виходу потоку зі ступеня α_2 , град	68,8	73,1	74,2	72,1	68,0	62,9
46. Колова робота ступеня l_u , кДж/кг	54,89	53,03	52,87	53,36	54,13	54,72
47. Коловий ККД ступеня η_u	0,762	0,709	0,702	0,705	0,720	0,741
48. Характеристики ущільнення діафрагми: кількість щілин z коефіцієнт витрати μ товщина щілини $\delta_{\text{щ}}$, м діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м кільцева площа щілини f , м ²						
	6					
	0,88					
	0,0005					
	0,184					
	$2,89 \cdot 10^{-4}$					
49. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{\text{уд}}$, кг/с	0,230	0,173	0,142	0,114	0,090	0,070
50. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\zeta_{\text{уд}}$	0,0235	0,0165	0,0134	0,0108	0,0087	0,0070
51. Характеристики зазорів облопачування: осьовий зазор в ущільненні бандажа δ_a , м коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r число ущільнювальних гребенів радіального зазору z						
	0,0015					
	0,5					
	0,75					
	2					

Продовж. табл. П5

Параметр	Номер ступеня					
	I	II	III	IV	V	VI
52. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	$1,9 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$3,1 \cdot 10^{-4}$	$4,0 \cdot 10^{-4}$	$4,9 \cdot 10^{-4}$
53. Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор $\zeta_{\text{зав}}$	0,0123	0,0117	0,0120	0,0125	0,0135	0,0143
54. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа $\zeta_{\text{тер}}$	0,001					
55. Кількість дуг впуску парціального підведення i	1					
56. Втрати від парціального підведення: крайові втрати $\zeta_{\text{кр}}$ вентиляційні втрати $\zeta_{\text{в}}$						
	0,0058	0,0052	0,0058	0,0065	0,007	0,0077
	0,0416	0,0389	0,0382	0,0379	0,0392	0,0423
57. Сума камерних втрат енергії $q_{\text{кам}}$, кДж/кг	6,07	5,48	5,308	5,20	5,22	5,34
58. Статичні параметри пари за ступенем (з урахуванням камерних втрат): ентальпія h_2 , кДж/кг тиск p_2 , МПа питомий об'єм v_2 , м ³ /кг						
	3119	3070	3022	2974	2925	2876
	1,468	1,156	0,900	0,693	0,524	0,390
	0,186	0,227	0,279	0,346	0,436	0,553
59. Відносний внутрішній ККД ступеня η_i	0,677	0,680	0,676	0,681	0,697	0,719
60. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , кДж/кг	48,82	47,38	47,11	47,46	48,52	49,69
61. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	363	352	350	353	361	369

5. Розподіл теплоперепадів по ступенях і визначення загальної кількості ступенів для другої групи

У 1-му наближенні вважаємо, що в дану групу входять дев'ять ступенів ($z = 9$).

Довжина соплових лопаток останнього ступеня

$$l_{c,z} = l_{p,z} - \Delta_z = 0,233 - 0,006 = 0,227 \text{ м,}$$

де $\Delta_z = 0,006$ м – повне перекриття для даної довжини робочих лопаток.

Середній діаметр за сопловою решіткою для 7-го й останнього ступенів

$$D_{\text{сер1.VII}} = D_{\text{к.з}} + l_{\text{с.VII}} = 0,933 + 0,0175 = 0,951 \text{ м};$$

$$D_{\text{сер1.z}} = D_{\text{к.з}} + l_{\text{с.z}} = 0,933 + 0,227 = 1,160 \text{ м.}$$

Будуємо графік зміни середнього діаметра групи ступенів за довжиною проточної частини (рис. П12,*a*).

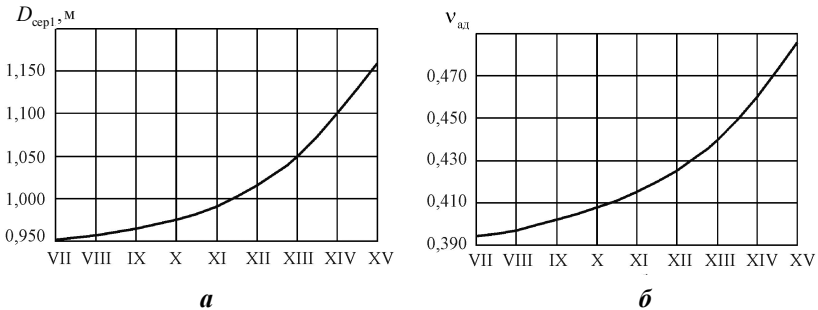


Рис. П12. Зміна середнього діаметра (*a*) та швидкісної характеристики (*б*) ступенів другої групи за довжиною проточної частини

Віяловість останнього ступеня, як було прийнято раніше, складає $\lambda_z = 5$. Віяловість 7-го ступеня

$$\lambda_{\text{VII}} = \frac{D_{\text{сер2.VII}}}{l_{\text{р.VII}}} = \frac{0,953}{0,020} = 47,7.$$

Міра реактивності для 7-го й останнього ступенів

$$\rho_{\text{VII}} = \rho_{\text{к}} + \frac{2\lambda_{\text{VII}} - 1}{\lambda_{\text{VII}}^2} = 0,03 + \frac{2 \cdot 47,7 - 1}{47,7^2} = 0,071;$$

$$\rho_z = \rho_k + \frac{2\lambda_z - 1}{\lambda_z^2} = 0,03 + \frac{2 \cdot 5 - 1}{5^2} = 0,390,$$

де $\rho_k = 0,03$ – міра реактивності у кореневому перерізі.

Швидкісні характеристики 7-го й останнього ступенів

$$v_{ад.VII} = \chi_{VII} \frac{\varphi_{VII} \cos \alpha_{1.VII}}{2\sqrt{1-\rho_{VII}}} = 0,85 \cdot \frac{0,95 \cdot \cos 20}{2\sqrt{1-0,071}} = 0,394;$$

$$v_{ад.z} = \chi_z \frac{\varphi_z \cos \alpha_{1.z}}{2\sqrt{1-\rho_z}} = 0,85 \cdot \frac{0,95 \cdot \cos 20}{2\sqrt{1-0,390}} = 0,486,$$

де $\chi_{VII} = 0,85$ та $\chi_z = 0,85$ – поправкові коефіцієнти; $\varphi_{VII} = 0,95$ та $\varphi_z = 0,95$ – швидкісні коефіцієнти соплових решіток; $\alpha_{1.VII} = 20^\circ$ і $\alpha_{1.z} = 20^\circ$ – кути виходу потоку із соплових решіток.

За отриманими даними будуємо графік зміни швидкісної характеристики за довжиною проточної частини (див. рис. П12,б).

Для кожного ступеня за графіками рис. П12 вимірюємо значення середнього діаметра $D_{сер1}$ і швидкісної характеристики $v_{ад}$. Результати заносимо в табл. П6. Також для кожного ступеня за формулами

$$\Delta h_a^* = \frac{\pi^2 D_{сер1}^2 n^2}{7,2 \cdot 10^6 v_{ад}^2} \quad \text{і} \quad \Delta h_a = (0,92 \dots 0,93) \Delta h_a^*$$

визначаємо наявний та ізоентропійний теплоперепади. Ураховуємо, що для першого ступеня $\Delta h_a = \Delta h_a^*$. Результати вносимо в табл. П6.

Середньоарифметичне значення ізоентропійного теплоперепад для другої групи ступенів

$$(\Delta h_a)_{\text{сеп}} = \frac{\sum_{i=1}^z (\Delta h_a)_i}{z} = \frac{590,98}{9} = 65,66 \text{ кДж/кг.}$$

Таблиця П6

Номер ступеня								
VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV
1. Середній діаметр ступеня за сопловою решіткою $D_{\text{сеп1}}, \text{м}$								
0,951	0,957	0,965	0,975	0,990	1,015	1,050	1,100	1,160
2. Швидкісна характеристика ступеня $v_{\text{ад}}$								
0,394	0,397	0,402	0,408	0,415	0,425	0,440	0,460	0,486
3. Наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^*, \text{кДж/кг}$								
71,80	71,62	71,02	70,38	70,14	70,29	70,18	70,48	70,21
4. Ізоентропійний теплоперепад ступеня $\Delta h_a, \text{кДж/кг}$								
71,80	65,89	65,34	64,75	64,53	64,67	64,57	64,84	64,60
5. Ізоентропійний теплоперепад ступеня (уточнений) $\Delta h_a, \text{кДж/кг}$								
73,03	67,11	66,56	65,98	65,75	65,90	65,80	66,06	65,82

На побудованому при розрахунку першої групи нерегульованих ступенів у $h-s$ -діаграмі процесі течії пари з точки VI, яка визначає параметри в кінці дійсної течії в 6-му ступені, опускаємо вниз вертикальну лінію до перетину з ізобарою, що відповідає тиску за турбіною $p_z = \text{const}$ (рис. П13). У місці перетину ставимо точку XVt. Різниця ентальпій у точках VI (див. п. 58 табл. П5) і XVt (знімаємо з $h-s$ -діаграми) відповідає ізоентропійному теплоперепад для другої групи ступенів

$$\Delta H_{a2}^{\text{tp}} = h_{\text{VI}} - h_{\text{XVt}} = 2876 - 2296 = 580 \text{ кДж/кг.}$$

Коефіцієнт повернутого тепла для другої групи ступенів

$$\begin{aligned}
 R &= 1 + k_t(1 - \eta_{oi}^{rp}) \Delta H_{a2}^{rp} \cdot \frac{z-1}{z} = \\
 &= 1 + 3,5 \cdot 10^{-4} (1 - 0,8) \cdot 580 \cdot \frac{9-1}{9} = \\
 &= 1,0361,
 \end{aligned}$$

де $k_t = 3,5 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт для групи ступенів, частина яких працює в області перегрітої пари, а частина – в області вологої пари; $\eta_{oi}^{rp} = 0,8$ – відносний внутрішній ККД групи нерегульованих ступенів (див. п. 8 табл. П2).

Кількість нерегульованих ступенів другої групи оцінюємо за формулою

$$z = \frac{\Delta H_{a2}^{rp}}{(\Delta h_a)_{сер}} R = \frac{580}{65,66} \cdot 1,0361 = 9,15.$$

Отримане значення округляємо до цілого: $z = 9$. Значення збігається з раніше прийнятим значенням цього параметра.

Відхил теплоперепаду групи ступенів, який утворився через округлення кількості ступенів, складає

$$\begin{aligned}
 \Delta &= \Delta H_{a2}^{rp} R - z (\Delta h_a)_{сер} = \\
 &= 580 \cdot 1,0361 - 9 \cdot 65,66 = 9,95 \text{ кДж/кг.}
 \end{aligned}$$

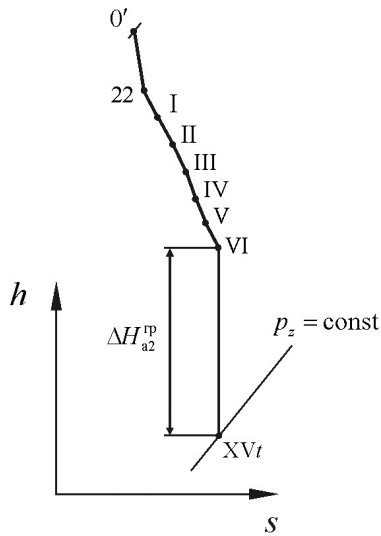


Рис. П13. Схема визначення ізоентропійного теплоперепаду другої групи ступенів

Цей відхил розподіляємо рівномірно між ступенями групи, до ізоентропійного теплоперепадку Δh_a кожного з яких повинна бути додана величина $\frac{\Delta}{z} = \frac{9,95}{9} = 1,11$ кДж/кг (п. 5 табл. П6).

6. Детальний розрахунок ступенів другої групи

Послідовно для кожного ступеня, який входить у другу групу, виконаємо розрахунок його термогазодинамічних параметрів.

При проектуванні витрату пари G через ступені беруть згідно з п. 9 табл. П2.

Статичні параметри пари на вході у перший ступінь групи (p_0 , v_0 та h_0) відповідають параметрам пари на виході з попередньої групи ступенів (див. п. 58 табл. П5), на вході в інші ступені – статичним параметрами пари за попереднім ступенем.

Кінетична енергія пари на вході у перший ступінь береться рівною нулю, на вході в інші ступені – дорівнює втратам енергії з вихідною швидкістю попереднього ступеня, обчисленим за осьовою її складовою:

$$\Delta h_{\text{вх}} = q_{\text{вих}} \sin^2 \alpha_2.$$

Середній діаметр ступеня на виході із соплової решітки $D_{\text{сер1}}$ береться з табл. П6.

Для всіх ступенів групи взятий повний впуск пари за колом соплового апарата ($\varepsilon = 1$) та форма проточної частини з постійним кореневим діаметром $D_{\text{к.з}} = 0,933$ м.

Методика поступенового розрахунку в цілому аналогічна методиці розрахунку, яка використовувалася раніше для ступенів першої групи, за винятком деяких особливостей.

На відміну від попередньої групи ступенів частина ступенів другої групи працює в області перегрітої пари, а части-

на – в області вологої пари. При розрахунку показник ізоентропи k для перегрітої пари береться рівним 1,3, для вологої пари оцінюється за формулою

$$k = 1,035 + 0,05(x_0 + x_2),$$

де x_0 та x_2 – міра сухості пари до і після ступеня.

Оскільки парціальність у ступенях відсутня, то відсутні також крайові та вентиляційні втрати.

У ступенях, що працюють на вологій парі, з'являються втрати внаслідок вологості пари, які можна оцінити за формулою

$$\zeta_{\text{вол}} = 2 \frac{u_1}{c_{\text{ад}}} [0,9(1 - x_0) + 0,35(x_0 - x_2)]$$

і які необхідно враховувати при розрахунку відносного внутрішнього ККД ступенів η_i .

При проєктуванні необхідно враховувати, що для конденсаційних турбін і турбін з конденсацією тиск у конденсаторі p_k за умовами роботи підтримується незмінним. Отже, тиск у вихідному перетині проточної частини p_z , який відрізняється від p_k на величину втрат у випускному патрубку, також є незмінним. У ході детального поступеневого розрахунку турбіни через довільність задання низки емпіричних коефіцієнтів може утворитися деяке розходження між тиском p_z і тиском на виході з останнього, 15-го ступеня $p_{2,\text{XV}}$. Для запобігання цьому ізоентропійний теплоперепад в останньому ступені має бути скоригований таким чином. З точки XIV на $h-s$ -діаграмі, яка визначає параметри в кінці дійсної течії в передостанньому, 14-му ступені (з урахуванням камерних втрат), вертикально вниз опускається лінія до перетину з ізобарою $p_z = \text{const}$. У місці перетину ставиться точка B . Різниця

ентальпій у точках XIV та B відповідає скоригованому ізентропійному теплоперепаді останнього ступеня:

$$\Delta h_{2,XV} = h_{XIV} - h_B = 2444 - 2359 = 85 \text{ кДж/кг.}$$

Розрахунок параметрів ступенів зведено в табл. П7. Дана таблиця має свою внутрішню індексацію параметрів, що відмінна від індексації, використаної раніше в табл. П1 і П2.

Таблиця П7

Номер ступеня								
VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV
1. Витрата пари G , кг/с								
7,165			6,890			6,615		
2. Параметри пари перед ступенем								
Ентальпія h_0 , кДж/кг								
2876	2808	2755	2702	2649	2598	2546	2495	2444
Тиск p_0 , МПа								
0,3900	0,2740	0,1990	0,1420	0,0985	0,0680	0,0463	0,0305	0,0198
Питомий об'єм v_0 , м ³ /кг								
0,555	0,738	0,954	1,253	1,705	2,373	3,353	4,878	7,229
Міра сухості x_0								
—				0,992	0,977	0,962	0,948	0,934
3. Кінетична енергія пари на вході у ступінь $\Delta h_{вх}$, кДж/кг								
0	3,70	3,65	3,66	3,61	3,68	3,43	3,18	3,16
4. Середній діаметр ступеня за сопловою решіткою $D_{сер}$, м								
0,951	0,957	0,965	0,975	0,990	1,015	1,050	1,100	1,160
5. Міра впуску ϵ								
1,0								
6. Частота обертання ротора n , об/хв								
3000								
7. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с								
149,3	150,2	151,5	153,1	155,4	159,4	164,9	172,7	182,1
8. Кут виходу потоку із соплової решітки α_1 , град								
20								
9. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ								
0,95								
10. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_k								
0,03								

Продовж. табл. П7

Номер ступеня								
VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV
11. Кореневий діаметр ступеня D_k , м								
0,933								
12. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м								
0,018	0,024	0,032	0,042	0,057	0,082	0,117	0,167	0,227
13. Перекриття робочих лопаток:								
у кореня Δ_k , м								
0,0010				0,0015	0,0020		0,0025	
на периферії Δ_p , м								
0,0015			0,0025		0,0030		0,0035	
повне перекриття Δ , м								
0,0025			0,0030	0,0040	0,0050		0,0060	
14. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м								
0,020	0,026	0,034	0,045	0,061	0,087	0,122	0,173	0,233
15. Середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{\text{сер}2}$, м								
0,954	0,960	0,968	0,978	0,994	1,020	1,055	1,106	1,166
16. Віяловість ступеня λ								
46,51	36,21	28,04	21,73	16,30	11,72	8,65	6,39	5,00
17. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ								
0,073	0,084	0,100	0,120	0,149	0,193	0,248	0,318	0,390
18. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг								
72,91	66,99	66,44	65,86	65,63	65,78	65,68	65,94	85,00
19. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг								
72,91	70,69	70,09	69,52	69,24	69,46	69,11	69,12	88,16
20. Теоретична швидкість за сопловими каналами $c_{\text{ад}}$, м/с								
381,9	376,0	374,4	372,9	372,1	372,7	371,8		419,9
21. Характеристика ступеня $v_{\text{ад}}$								
0,391	0,400	0,405	0,411	0,418	0,428	0,443	0,464	0,434
22. Наявний теплоперепад у соплових каналах Δh_c^* , кДж/кг								
67,62	61,33	59,80	57,96	55,85	53,06	49,39	44,95	51,87
23. Швидкість виходу потоку із соплової решітки c_1 , м/с								
349,4	332,7	328,5	323,4	317,5	309,5	298,6	284,8	306,0
24. Втрати енергії в соплових каналах q_c , кДж/кг								
6,59	5,98	5,83	5,65	5,45	5,17	4,82	4,38	5,06

Продовж. табл. П7

Номер ступеня								
VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV
25. Статичні параметри пари за сопловою решіткою								
Ентальпія h_1 , кДж/кг								
2808	2756	2704	2653	2603	2553	2505	2458	2400
Тиск p_1 , МПа								
0,2810	0,2050	0,1470	0,1040	0,0723	0,0501	0,0344	0,0231	0,014
Питомий об'єм v_1 , м ³ /кг								
0,721	0,927	1,209	1,623	2,244	3,114	4,368	6,267	9,790
26. Осьовий зазор у ступені s , м								
0,004	0,005				0,006	0,007	0,008	0,009
27. Ширина соплових лопаток B_c , м								
0,016		0,018	0,020	0,022	0,025	0,029	0,034	0,040
28. Ширина робочих лопаток B_r , м								
0,013		0,015	0,017	0,018	0,021	0,024	0,028	0,033
29. Радіальний зазор δ_r , м								
0,0004	0,0005	0,0007	0,0009	0,0012	0,0017	0,0024	0,0035	0,0047
30. Колова швидкість на середньому діаметрі за робочою решіткою u_2 , м/с								
149,7	150,6	151,9	153,5	156,1	160,1	165,6	173,6	183,1
31. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с								
215,2	198,3	193,2	187,1	179,5	168,8	154,3	136,0	148,5
32. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град								
33,7	35,0	35,6	36,3	37,2	38,8	41,4	45,7	44,8
33. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ								
0,93								
34. Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці $\Delta h_{ар}$, кДж/кг								
5,29	5,97	7,01	8,34	10,32	13,43	17,13	22,01	34,36
35. Наявний теплоперепад у робочій решітці $\Delta h_{ар}^*$, кДж/кг								
28,44	25,63	25,68	25,83	26,42	27,67	29,04	31,26	45,39
36. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с								
222,0	210,8	211,0	211,7	214,2	219,3	224,6	233,1	280,7
37. Втрати енергії в робочій решітці q_r , кДж/кг								
3,85	3,47	3,48	3,50	3,58	3,76	3,94	4,25	6,16
38. Статичні параметри пари за ступенем (без урахування камерних втрат)								
Ентальпія h'_2 , кДж/кг								
2807	2754	2701	2648	2596	2544	2492	2440	2372

Продовж. табл. П7

Номер ступеня								
VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV
Тиск p'_2 , МПа								
0,2740	0,1990	0,1420	0,0985	0,0680	0,0463	0,0305	0,0198	0,0109
Питомий об'єм v'_2 , м³/кг								
0,737	0,952	1,252	1,704	2,371	3,350	4,870	7,215	12,37
Міра сухості x'_2								
–			0,992	0,976	0,961	0,947	0,933	0,914
39. Показник ізоентропи пари k								
1,3			1,135	1,133	1,132	1,130	1,129	1,127
40. Швидкість звуку на виході із соплової решітки a_1 , м/с								
513,2	497,0	480,7	437,6	428,8	420,2	412,1	404,3	394,5
41. Число Маха на виході із соплових каналів M_1								
0,681	0,669	0,683	0,739	0,740	0,736	0,724	0,705	0,776
42. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град								
22,8	23,9		23,7	23,6	22,2	20,8	19,9	20,0
43. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с								
102,1	95,2	94,9	94,0	94,8	93,3	91,2	91,6	125,4
44. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{\text{вих}}$, кДж/кг								
5,21	4,54	4,50	4,42	4,49	4,35	4,16	4,19	7,86
45. Кут виходу потоку зі ступеня a_2 , град								
57,4	63,8	64,5	64,6	64,9	62,7	60,9	60,2	49,9
46. Колова робота ступеня l_u , кДж/кг								
57,25	53,32	53,00	52,72	52,65	53,21	53,61	54,14	67,16
47. Коловий ККД ступеня η_u								
0,785	0,754	0,756	0,758	0,760	0,766	0,776	0,783	0,762
48. Характеристики ущільнення діафрагми								
Кількість щілин z								
6								
Коефіцієнт витрати μ								
0,88								
Товщина щілини $\delta_{\text{щ}}$, м								
$5 \cdot 10^{-4}$								
Діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м								
0,187								
Кільцева площа щілини f , м²								
$2,93 \cdot 10^{-4}$								

Продовж. табл. П7

Номер ступеня								
VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV
49. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{y,д}$, кг/с								
0,061	0,043	0,032	0,024	0,017	0,012	0,008	0,005	0,004
50. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\zeta_{y,д}$								
0,0067	0,0045	0,0034	0,0027	0,0019	0,0013	0,0010	0,0006	0,0004
51. Характеристики зазорів облоачування								
Осьовий зазор в ущільненні бандажа δ_a , м								
0,0015								
Коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a								
0,5								
Коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r								
0,75								
Кількість ущільнювальних гребенів радіального зазору z								
2								
52. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м								
$2,1 \cdot 10^{-4}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$	$3,3 \cdot 10^{-4}$	$4,0 \cdot 10^{-4}$	$4,9 \cdot 10^{-4}$	$5,8 \cdot 10^{-4}$	$6,5 \cdot 10^{-4}$	$6,9 \cdot 10^{-4}$	$7,2 \cdot 10^{-4}$
53. Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор $\zeta_{заз}$								
0,0091	0,0095	0,0100	0,0103	0,0102	0,0095	0,0085	0,0073	
54. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа $\zeta_{тер}$								
0,001								
55. Втрати від вологості пари $\zeta_{вол}$								
–			0,0023	0,0107	0,0225	0,0350	0,0484	0,0576
56. Сума камерних втрат енергії $q_{кам}$, кДж/кг								
1,23	1,03	0,98	1,11	1,66	2,43	3,21	4,05	5,85
57. Статичні параметри пари за ступенем (з урахуванням камерних втрат)								
Ентальпія h_2 , кДж/кг								
2808	2755	2702	2649	2598	2546	2495	2444	2378
Тиск p_2 , МПа								
0,2740	0,1909	0,1420	0,0985	0,0680	0,0463	0,0305	0,0198	0,0109
Питомий об'єм v_2 , м ³ /кг								
0,738	0,954	1,253	1,705	2,373	3,353	4,878	7,229	12,34
Міра сухості x_2								
–			0,992	0,977	0,962	0,948	0,934	0,916
58. Відносний внутрішній ККД ступеня η_i								
0,768	0,740	0,742	0,736	0,731	0,729	0,725	0,695	

Продовж. табл. П7

Номер ступеня								
VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV
59. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , кДж/кг								
56,03	49,55	49,31	48,89	48,34	48,09	47,90	47,79	59,11
60. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт								
401	355	353	337	333	331	317	316	391

На рис. П14 показано зображення побудованого в $h-s$ -діаграмі протягом поступеневого розрахунку процесу течії пари в турбіні. Відрізок 0'–22 відповідає течії у регулюючому ступені, ламана лінія 22–VI – течії в першій групі нерегульованих ступенів, VI–XV – течії у другій групі нерегульованих ступенів. Окремі точки на даному процесі відповідають параметрам пари за одиничними ступенями. Тонкими лініями 0'–1 та 1–z показано зміну параметрів регулюючого ступеня і нерегульованих ступенів, прийняту раніше у прикладі 3 (див. рис. П2).

6. ОЦІНКА ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Внутрішню потужність спроектованої одноциліндрової турбіни можна визначити як суму внутрішніх потужностей усіх складових її ступенів (регулюючого $N_i^{\text{p.ст}}$ і групи нерегу-

льованих $\sum_{k=1}^z N_{ik}$):

$$N_i = N_i^{\text{p.ст}} + \sum_{k=1}^z N_{ik}.$$

Необхідні для розрахунку значення внутрішніх потужностей окремих ступенів визначені в попередньому розділі роботи.

Дійсне значення потужності, що знімається з клем генератора електричного струму, який приводиться турбіною:

$$N_e = N_i \eta_m \eta_{e.g.}$$

Дійсне значення внутрішнього теплоперепаду в турбіні визначається як різниця ентальпій пари на вході в проточну частину і на виході з останнього ступеня (з урахуванням камерних втрат та втрат з вихідною швидкістю з останнього ступеня):

$$\Delta H_i = h'_0 - h_z - q_{\text{вих.з.}}$$

Відносний внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = \frac{\Delta H_i}{h'_0 - h_C},$$

де h_C – ентальпія у точці C , положення якої на h – s -діаграмі визначається перетином вертикальної лінії, опущеної з точки $0'$, та ізобари $p_z = \text{const}$.

Отримані протягом детального розрахунку ступенів габаритні розміри можуть бути використані для креслення форми проточної частини і подальшого конструювання турбіни.

Зразок оцінки отриманих результатів розрахунку одноциліндрової конденсаційної турбіни наведений у прикладі 7.

Приклад 7

Виконаємо оцінку отриманих результатів розрахунку одноциліндрової конденсаційної турбіни, наведених у прикладах 2–6.

Внутрішня потужність спроектованої турбіни

$$\begin{aligned} N_i &= N_i^{\text{p.ст}} + \sum_{k=1}^6 N_{ik} + \sum_{j=1}^9 N_{ij} = \\ &= 947 + 2148 + 3135 = 6230 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

де $N_i^{\text{p.ст}} = 947$ кВт – внутрішня потужність регулюючого ступеня (див. п. 100 табл. П3);

$\sum_{k=1}^6 N_{ik} = 2148$ кВт – внутрішня потужність першої групи нерегульованих ступенів (див. п. 61 табл. П5);

$\sum_{j=1}^9 N_{ij} = 3135$ кВт – внутрішня потужність другої групи нерегульованих ступенів (див. п. 60 табл. П7).

Дійсне значення потужності, яка виробляється електрогенератором, приводом якого є парова турбіна:

$$N_e = N_i \eta_m \eta_{e.g} = 6230 \cdot 0,979 \cdot 0,976 = 5953 \text{ кВт},$$

де $\eta_m = 0,979$ та $\eta_{e.g} = 0,976$ – прийняті раніше значення механічного ККД турбоагрегату і ККД електричного генератора (див. пп. 33 та 34 табл. П1).

Дійсне значення внутрішнього теплоперепаду в турбіні

$$\Delta H_i = h'_0 - h_{XV} - q_{\text{вих.XV}} = 3304 - 2378 - 7,86 = 918 \text{ кДж/кг}.$$

Відносний внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = \frac{\Delta H_i}{h'_0 - h_C} = \frac{918}{3304 - 2222} = 0,848,$$

де $h_C = 2222 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія у точці C , положення якої на h – s –діаграмі визначається перетином вертикальної лінії, опущеної з точки O' , та ізобари $p_z = \text{const}$.

При побудові ескізу проточної частини турбіни використовуємо габаритні розміри окремих ступенів, наведені в табл. П3, П5 та П7. Довжину кільцевих камер після регулюючого ступеня і після першої групи нерегульованих ступенів беремо пропорційно аналогічним розмірам базової турбіни К-6-3,4.

Довжина регулюючого ступеня розраховується за формулою

$$\begin{aligned} L_{\text{р.ст}} &= B_c + s_1 + B_{p1} + s_n + B_n + s_2 + B_{p2} = \\ &= 0,016 + 0,004 + 0,013 + 0,004 + 0,014 + 0,004 + 0,015 = 0,070 \text{ м}, \end{aligned}$$

де B_c , B_{p1} , B_n та B_{p2} – ширина соплових, робочих і напрямних лопаток відповідно; s_1, s_2 та s_n – осьові зазори між лопатками регулюючого ступеня (див. пп. 29–31, 62, 63, 80 та 81 табл. П3).

Довжини першої і другої груп нерегульованих ступенів

$$L_{\text{гp1}} = \sum_{k=1}^6 (B_c + B_p + 2s) = 0,250 \text{ м};$$

$$L_{\text{гp2}} = \sum_{j=1}^9 (B_c + B_p + 2s) = 0,508 \text{ м},$$

де B_c , B_p та s – відповідно ширина соплових і робочих лопаток, а також осьовий зазор одиничних ступенів (див. пп. 29–31 табл. П5 та пп. 26–28 табл. П7).

Компонувальний ескіз проточної частини розробленої парової турбіни, що побудований за результатами розрахунку, наведений на рис. П15.

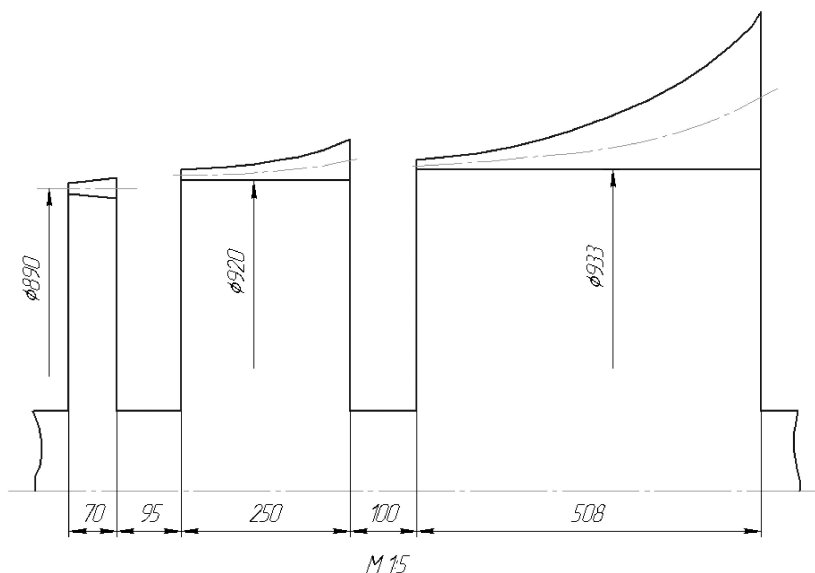


Рис. П15. Компонувальний ескіз проточної частини парової турбіни

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **ГОСТ 24278–89.** Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. Общие технические требования [Текст] : [утв. и введ. 22.09.198]. – М. : Госкомстандарт, 1989. – 22 с.

2. **Ипатенко, А. Я.** Проектирование паровых турбин судовых комбинированных энергетических установок [Текст] / А. Я. Ипатенко. – Николаев : НКИ, 1992. – 46 с.

3. **Левенберг, В. Д.** Конструктивна будова головних парових турбоагрегатів [Текст] / В. Д. Левенберг, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 1998. – 51 с.

4. ОАО "Калужский турбинный завод" (официальный сайт) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://oaoktz.ru>.

5. ООО "Электротяжмаш-Привод" (официальный сайт) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://privod-lysya.ru>.

6. Паровые турбины малой мощности КТЗ [Текст] / В. И. Кирюхин, Н. М. Тараненко, Е. П. Огурцова [и др.]. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.

7. **Патлайчук, В. М.** Деталі проточних частин турбінних двигунів [Текст] / В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 1999. – 68 с.

8. Промышленные паровые турбины Siemens Power Generation [Текст]. – Erlangen : Siemens Power Generation, 2005. – 6 p.

9. Романовський, Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін [Текст] : навч. посіб. / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 292 с.

10. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции [Текст] / В. Я. Рыжкин. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.

11. СТО НП "ИНВЭЛ" 702388424.27.040.004–2008. Паротурбинные установки. Условия поставки. Нормы и требования [Текст] : [утв. и введ. 08.12.2008]. – М. : НП "ИНВЭЛ", 2008. – 22 с.

12. Турбины тепловых и атомных электрических станций [Текст] ; под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова. – М. : МЭИ, 2001. – 488 с.

13. Шляхин, П. Н. Паровые и газовые турбины [Текст] / П. Н. Шляхин. – М. : Энергия, 1974. – 224 с.

14. Щегляев, А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин [Текст] : в 2 кн. Кн. 2 / А. В. Щегляев. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – 415 с.

15. GE oil & gas: Industrial steam turbines [Text]. – Florence : Sagraf, 2005. – 28 p.

16. MARC® Steam Turbines: The modular turbine concept [Text]. – Hamburg : MAN Diesel & Turbo, 2005. – 16 p.

17. Siemens AG: Industrial steam turbines [Text]. – Siemens AG, 2014. – 48 p.

18. Steam turbines: A full range to fit your needs [Text]. – Baden : Alstom, 2014. – 20 p.

19. Steam turbines and gas expanders [Text]. – Jeannette : Elliot Group, 2013. – 12 p.

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Вихідні дані для проєктування	4
2. Інформаційний пошук.....	17
3. Попередня оцінка процесу течії пари в проточній частині турбіни	21
4. Оцінка регенеративних і теплофікаційних відборів пари	34
5. Розрахунок проточної частини турбіни	41
5.1. Розрахунок регулюючого ступеня	52
5.2. Розрахунок нерегульованих ступенів.....	65
6. Оцінка отриманих результатів	111
Список літератури	115



ДЛЯ ЗАДАТОК

ДЛЯ ЗАДАТОК

УДК 621.165(075.8)

П20

Патлайчук В. Н.

П20 Проектирование стационарных паровых турбин : учебное пособие : в 2 ч. Ч. 1. Расчет одноцилиндровых турбин / В. Н. Патлайчук. – Николаев : НУК, 2020. – 120 с.

Рассмотрены основные этапы расчета одноцилиндровых паровых турбин. Приведены примеры формирования исходных данных для проектирования, проведения информационного поиска, оценки теплофикационных и регенеративных отборов пара, расчета регулирующей ступени и группы нерегулируемых ступеней, оценки полученных результатов.

Предназначено для студентов технических вузов, обучающихся по специальностям 142 "Энергетическое машиностроение" и 144 "Теплоэнергетика". Учебное пособие может быть полезным для инженерно-технических работников, которые занимаются проектированием и созданием паротурбинных агрегатов.

Patlaichuk V.

П20 Designing of stationary steam turbines : textbook : in 2 parts. Part 1. The calculation of the single-cylinder turbines / V. Patlaichuk. – Mykolaiv : NUS, 2020. – 120 p.

The main steps of the calculation of a single-cylinder steam turbines are considered. Examples of initial data formation, information retrieval, evaluation of heating and regenerative steam extractions, calculation of governing stage and the group of unregulated stages, evaluation of the obtained results are given.

The textbook is intended for the students of technical high schools training on specialties "Power engineering" and "Thermal Energy". The book can be useful to the technical staff that is engaged in designing, manufacture and operation of gas turbine units.

Навчальне видання

ПАТЛАЙЧУК Володимир Миколайович

ПРОЄКТУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН

Навчальний посібник

У двох частинах

Частина 1

Розрахунок одноциліндрових турбін

Редактор *Т. Б. Митрофанова*

Комп'ютерне верстання *В. В. Москаленко*

Комп'ютерна правка та коректування *М. О. Паненко*

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 6,7. Тираж 100 прим. Вид. № 21. Зам. № 3011-77.

Видавець і виготовник Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025

E-mail : publishing@nuos.edu.ua

Свідцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6402 від 19.09.2018 р.