

Частина 2

ПРОЄКТУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН



НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

В. М. ПАТЛАЙЧУК

ПРОЄКТУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН

Навчальний посібник
У двох частинах
Частина 2

Розрахунок багатociліндрових турбін



ВИДАВНИЦТВО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА



*Н*серія
навчальні посібники

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

В. М. ПАТЛАЙЧУК

**ПРОЄКТУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ
ПАРОВИХ ТУРБІН**

Навчальний посібник

У двох частинах

Частина 2

Розрахунок багатоциліндрових 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. 2. Розрахунок багатоциліндрових турбін / В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2020. – 160 с.

ISBN 978-966-321-412-2

Розглянуто основні етапи розрахунку багатоциліндрових парових турбін. Наведено приклади формування вихідних даних для проектування, проведення інформаційного пошуку, попереднього оцінювання процесу течії пари в проточній частині турбіни та оцінювання теплофікаційних і регенеративних відборів пари, розрахунку проточної частини окремих циліндрів і аналізу отриманих результатів.

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

УДК 621.165(075.8)

© Патлайчук В. М., 2020

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2020

ISBN 978-966-321-412-2

1. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ БАГАТОЦИЛІНДРОВИХ ТУРБІН

У багатоступінчастих парових турбінах значної потужності ступені прийнято групувати в окремі корпуси (циліндри), кожен з яких має свій ротор, опори, зовнішній корпус, підвідні та відвідні патрубки і т. п. (рис. 1 та 2).

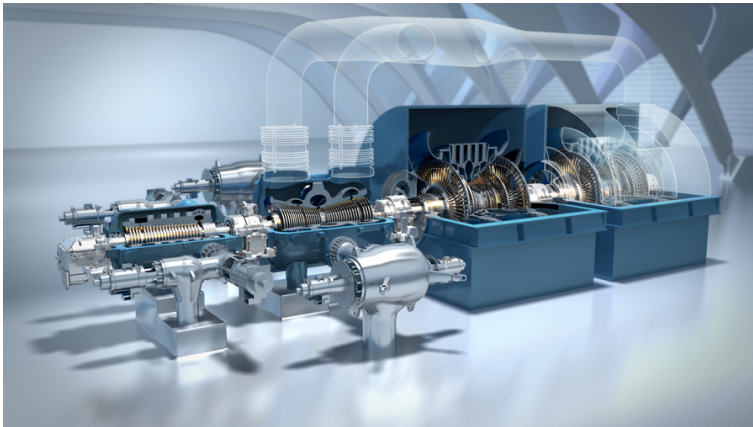


Рис. 1. Одновальна чотирициліндрова турбіна STF 60
компанії "Alstom S.A."

Чим більшою є потужність, яка генерується турбіною, тим на більшу кількість окремих циліндрів її доцільно розбивати.

У даний час одноциліндровими випускають турбіни потужністю, що звичайно не перевищує 50...80 МВт.

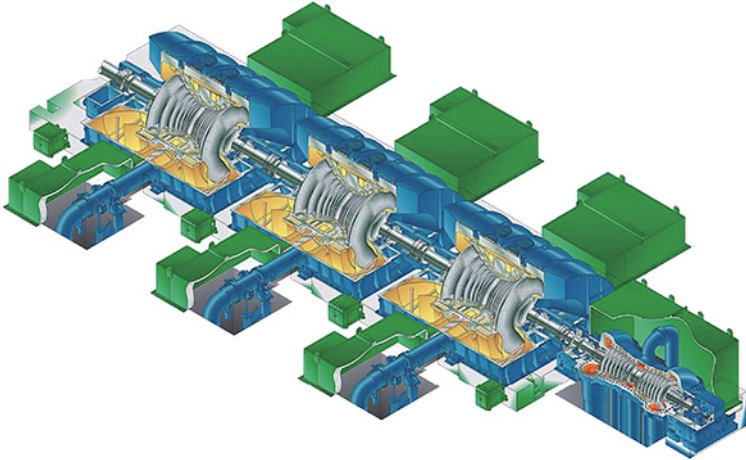


Рис. 2. Схема чотирициліндрової турбіни компанії "Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd."

Діапазон потужності стаціонарних багатоциліндрових турбін зумовлює їх використання головним чином для приводу генераторів електричного струму.

У порівнянні з одноциліндровими турбінами, багатоциліндрові турбіни, як правило, є більш довгими, важкими, дорогими та більш складними у виготовленні й експлуатації, проте мають також і ряд **переваг**.

1) Ці турбіни дозволяють забезпечити оптимальну довжину лопаток усіх ступенів.

Конструкція ступенів турбіни та розміри деталей її проточної частини в значній мірі залежать від об'ємної витрати пари. Від перших ступенів турбіни до останніх питомий об'єм пари значно зростає. Так, наприклад, при параметрах пари на вході 23,5 МПа та 540 °С питомий об'єм пари у 2500 разів

менший від питомого об'єму пари за останнім ступенем турбіни при тиску на виході 3,4 кПа [11, с. 139]. Це означає, що якщо розташувати всі ступені турбіни на одному діаметрі в один потік, то довжина лопаток останнього ступеня буде в 2500 разів перевищувати довжину лопаток першого ступеня.

З одного боку, надзвичайно малі довжини лопаток перших ступенів спричиняють у них високі втрати – кінцеві – від витоків крізь радіальні зазори облопачування та ін., тобто призведуть до низьких ККД цих ступенів і всієї проточної частини. З іншого боку, значна довжина лопаток останніх ступенів спричинить труднощі технологічного та міцнісного характеру, оскільки навантаження від відцентрових сил та вібраційні навантаження пропорційні довжині лопаток.

Розміщення проточної частини в кількох корпусах (циліндрах) дає можливість збільшити довжину лопаток перших ступенів турбіни шляхом розташування їх на відносно меншому діаметрі та зменшити довжину лопаток останніх ступенів розташуванням їх на відносно більшому діаметрі.

Зниженню довжини лопаток групи ступенів низького тиску також значною мірою сприяє поділ руху пари на декілька паралельних потоків. Конструктивно це можна забезпечити, по-перше, застосуванням двопотокової схеми в окремих циліндрах; по-друге, паралельним включенням кількох циліндрів. На практиці часто поєднують обидва варіанти.

2) Багатоциліндрові турбіни внаслідок розташування більшої кількості опор дозволяють підвищити жорсткість валопроводу.

У турбінах великої потужності перероблюється значний теплоперепад. Для його раціонального використання потрібно багато ступенів. При цьому, якщо виконати турбіну в одному корпусі (циліндрі), то буде потрібно мати дуже довгий ротор з великою відстанню між опорними підшипниками. Ротор турбіни буде гнучким, і його вібраційні

характеристики будуть незадовільними. При розташуванні турбіни в окремих корпусах ротор кожного циліндра має помірну довжину і спирається на свої підшипники.

Труднощі із забезпеченням нормального вібраційного стану довгого валопроводу є причиною того, що одновальну парову турбіну, яка складалась би більше ніж із п'яти циліндрів, виготовити в даний час не вдається [11, с. 144].

3) У багатоциліндрових турбінах зручніше організоване відведення пари на проміжний перегрів та зворотне її підведення до турбіни.

Як зазначається в [10, с. 57], до багатоциліндрової конструкції природним шляхом приводить і використання проміжного перегріву пари, коли пара виводиться з турбіни в котел і потім повертається в турбіну. Конструктивно це простіше здійснити при розділених групах ступенів високого і середнього тисків.

Багатоциліндрові парові турбіни **за числом валів** поділяються на такі:

- одновальні;
- багатовальні.

В одновальних турбінах вали всіх циліндрів з'єднані між собою в одне механічне ціле і лежать на одній прямій. Між окремими валами можуть знаходитися зубчасті передачі (редуктори), що дещо зміщує лінії вала, але не змінює класифікаційної ознаки. Одновальна турбіна приводить у дію один споживач (електрогенератор).

Багатовальні турбіни являють собою агрегати, що складаються з двох або трьох паралельно розташованих одновальних циліндрів, пов'язаних спільністю теплового процесу. Число механізмів, які приводяться багатовальною турбіною, може дорівнювати числу окремих валів.

Стаціонарні багатоциліндрові турбіни виконуються в даний час, як правило, одновальними (т. зв. **tandem-compound turbine**) (рис. 3).

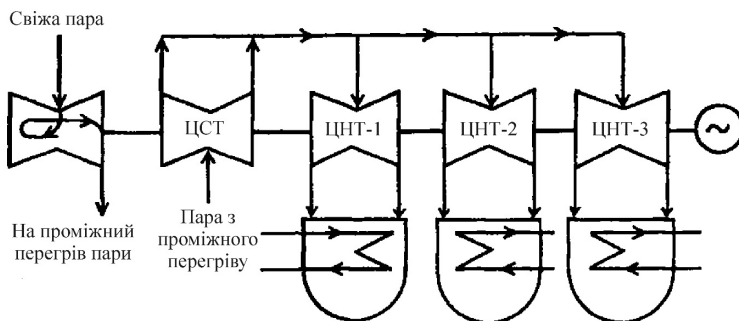


Рис. 3. Схема одновальної п'ятициліндрової турбіни з трьома циліндрами низького тиску

Число циліндрів таких турбін становить від двох до чотирьох і лише в окремих конструкціях досягає п'яти. За рухом пари є можливим послідовне проходження не більше трьох окремих циліндрів, які мають відповідно назви "циліндр високого тиску" (ЦВТ), "циліндр середнього тиску" (ЦСТ) та "циліндр низького тиску" (ЦНТ)¹.

З метою зменшення довжини лопаток ступенів, які працюють в області низького тиску, до складу турбін можуть бути включені два-три паралельно працюючих ЦНТ.

Можливі схеми включення окремих циліндрів показані на рис. 4.

¹ Термін "циліндр", який застосовується до окремих корпусів парових турбін, історично успадкований ними від парових машин. У 1804 р. англійський інженер Артур Вульф запропонував першу складену (компаундну) парову машину т. зв. "подвійного розширення", в якій пара з котла надходила спочатку в циліндр високого тиску, а потім, відпрацювавши в ньому, в циліндр (або циліндри) низького тиску. Така конструкція надалі набула повсюдного поширення і згодом була доопрацьована до "потрійного розширення" додаванням циліндра середнього тиску.

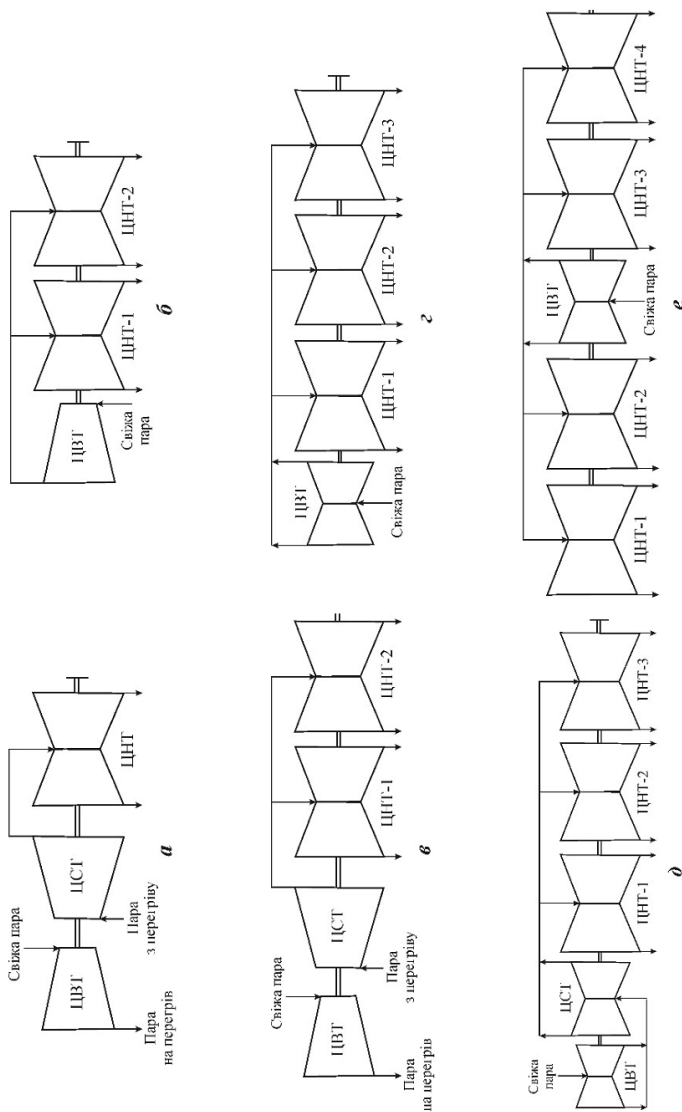


Рис. 4. Схеми одновальних багатощабельних турбін [8, с. 189–190]:
a – К-200-130 "ЛМЗ"; *б* – К-220-44 ПАТ "Турбоатом"; *в* – К-500-130 "ЛМЗ"; *г* – К-1000-60/1500-2 ПАТ "Турбоатом"; *д* – К-1000-60/1500-1 ПАТ "Турбоатом"; *е* – К-1000-60/3000 "ЛМЗ"

У табл. 1 наведені характеристики одновальних турбін великої потужності різних фірм-виробників, на рис. 5–9 – комплектування та зовнішній вигляд багатоциліндрових парових турбін компанії "Siemens AG" [2, 15, 17].

Таблиця 1. Характеристики парових турбін великої потужності

Марка турбіни	Потужність, МВт	Максимальні початкові параметри пари		Число циліндрів
		Тиск, МПа	Температура, °С	
ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ")				
K-100-90-7	100	8,82	535	2 (ЦВТ + ЦНТ)
K-210-130-8	210	12,8	535	3 (ЦВТ + ЦСТ + ЦНТ)
K-300-240-3	300	23,5	540	3 (ЦВТ + ЦСТ + ЦНТ)
K-500-240-4	500	23,5	540	4(ЦВТ + ЦСТ + 2 ЦНТ)
K-800-240-5	800	23,5	540	5 (ЦВТ + ЦСТ + 3 ЦНТ)
K-1000-60/3000	1030	5,88	274	5 (ЦВТ + 4 ЦНТ)
K-1200-240-3	1200	23,5	540	5 (ЦВТ + ЦСТ + 3 ЦНТ)
ПАТ "Турбоатом"				
K-160-130	160	12,8	565	3 (ЦВТ + ЦСТ + ЦНТ)
K-220-44-3	220	4,31	255	3 (ЦВТ + 2 ЦНТ)
K-300-240	300	23,5	560	3 (ЦВТ + ЦСТ + ЦНТ)
K-540-240-2	500	23,5	540	4 (ЦВТ + ЦСТ + 2 ЦНТ)
K-750-65/3000	800	6,37	280	5 (ЦВТ + 4 ЦНТ)
K-1000-60/1500-1	1040	5,88	274	5 (ЦВТ + ЦСТ + 3 ЦНТ)
K-1000-60/1500-2	1025	5,88	274	4 (ЦВТ + 3 ЦНТ)
"Alstom S.A."				
MT	60...100	12,0...14,0	540...565	1
STF 15S	120...175	12,0...17,5	535...565	2 (ЦВТ + ЦНТ)
STF 25	210...275	14,0...17,5	535...540	2 (ЦВТ + ЦНТ)
STF 40	300...400	16,5...17,5	535...540	3 (ЦВТ + ЦСТ + ЦНТ)
STF 60	600...730	16,5...17,5	535...540	4 (ЦВТ + ЦСТ + 2 ЦНТ)
STF 100	700...1000	27,5	600	5 (ЦВТ + ЦСТ + 3 ЦНТ)
"Siemens AG"				
SST-600	50...150	16,5	565	1
SST-900	70...250	16,5	585	1
SST-3000	90...250	17,7	565	2 (ЦВТ + ЦНТ)
SST-4000	100...380	10,5	565	2 (ЦВТ + ЦНТ)
SST-5000	200...500	17,7...26,0	600	2 (ЦВТ + ЦНТ)
SST-6000	300...1200	33,0	610	4 (ЦВТ + ЦСТ + 2 ЦНТ)
SST-9000	1000...1900	8,0	310	4 (ЦВТ + 3 ЦНТ)

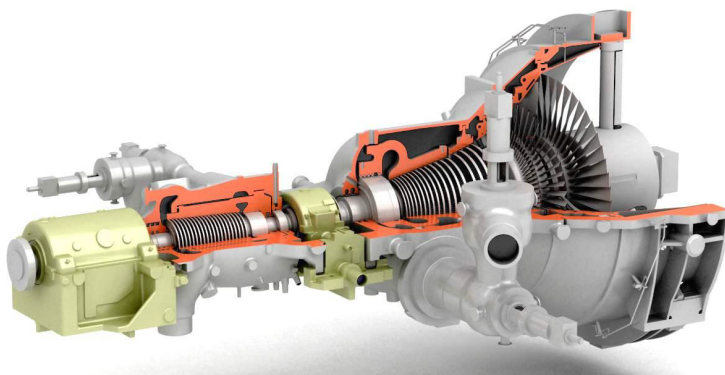


Рис. 5. Двоциліндрова парова турбіна SST-3000
компанії "Siemens AG"

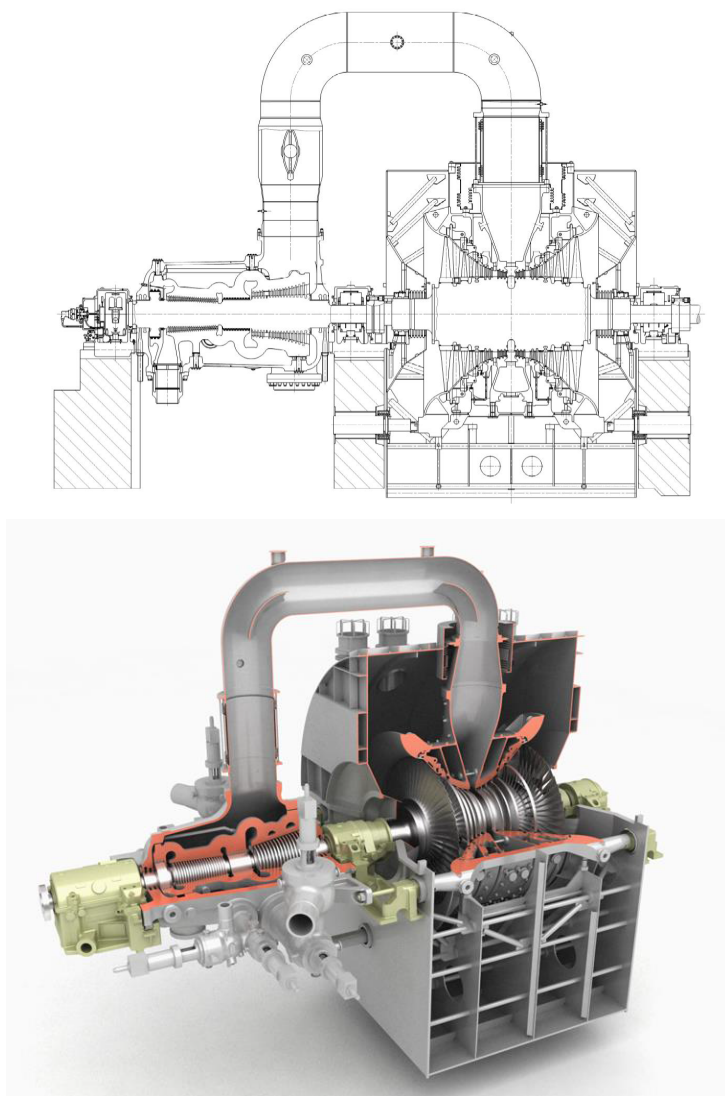


Рис. 6. Двоциліндрова парова турбіна SST-5000
компанії "Siemens AG"

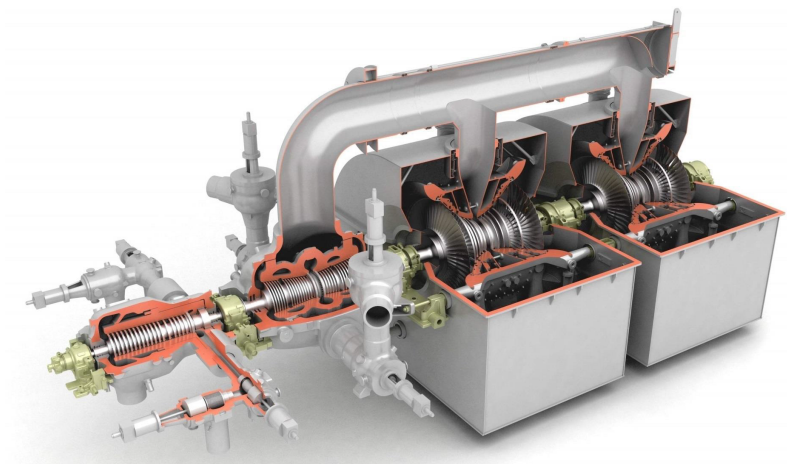
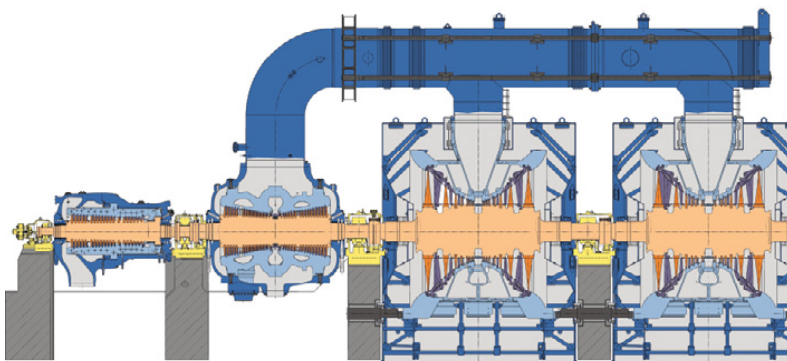


Рис. 7. Чотирициліндрова парова турбіна SST-6000 компанії "Siemens AG"



Рис. 8. Приклади енергоблоків з турбіною SST-6000

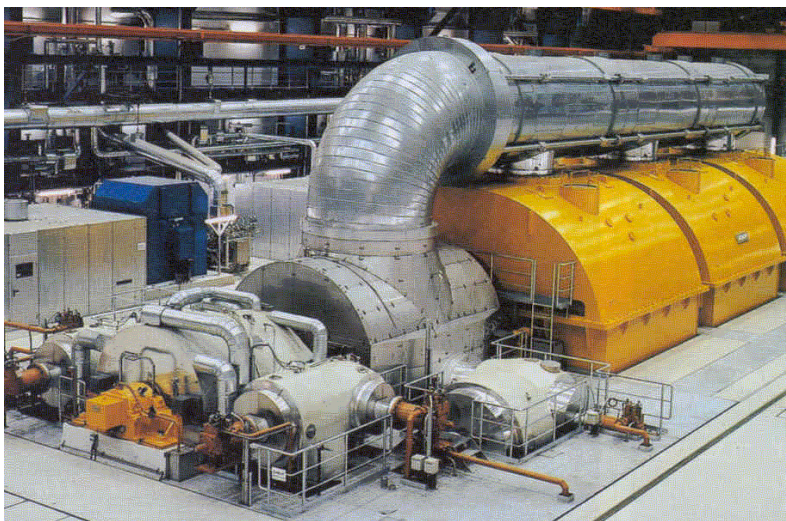
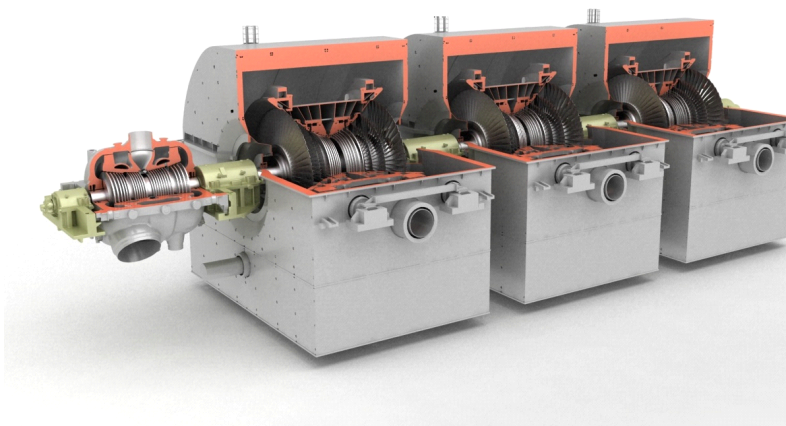


Рис. 9. Чотирициліндрова парова турбіна SST-9000
компанії "Siemens AG"

Багатовальними стаціонарні багатоциліндрові турбіни можуть виготовлятися з двох основних причин.

По-перше, через труднощі створення турбіни великої потужності в одновальному виконанні.

Як уже зазначалося, в довгому і масивному валопроводі не завжди вдається забезпечити необхідний з точки зору міцності вібраційний стан. При створенні турбін потужністю 800 МВт і більше простіше розбити лінію валопроводу на дві частини і розташувати їх паралельно (т. зв. **cross-compound turbine**). Недоліком такої схеми є необхідність оснащення кожної лінії вала своїм генератором електричного струму (рис. 10).

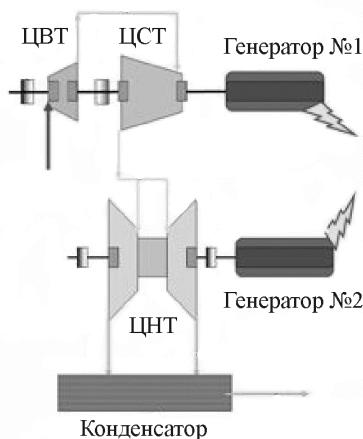


Рис. 10. Схема двовальної багатоциліндрової турбіни

На рис. 11 показана двовальна чотирициліндрова турбіна потужністю 1000 МВт компанії "Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd.", яка працює на початкових параметрах пари 24,5 МПа і 600 °С. Циліндр високого тиску та циліндр середнього тиску розташовані на одній лінії вала, два циліндри низького тиску – на другій.

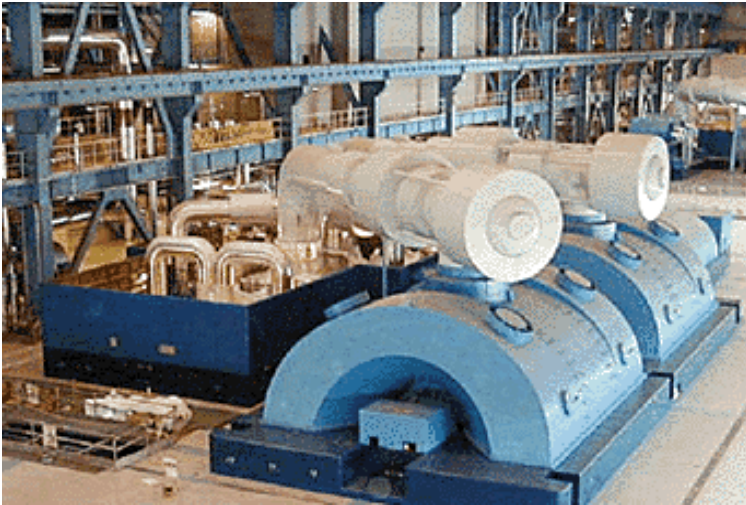


Рис. 11. Двовальна чотирициліндрова турбіна потужністю 1000 МВт компанії "Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd."

По-друге, з метою підвищення гнучкості використання турбіни невеликої потужності в промисловості.

Зразком такої багатовальної турбіни може бути трициліндрова промислова **парова турбіна SST-111** компанії "Siemens AG" максимальною потужністю 12 МВт (рис. 12) [16].

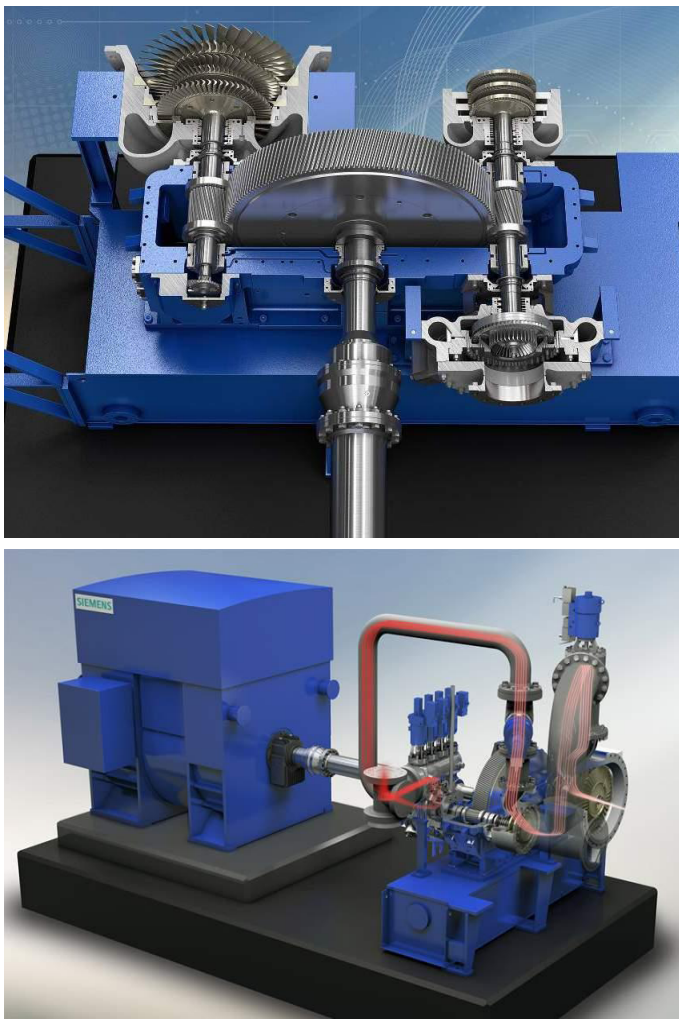


Рис. 12. Двовальна турбіна SST-111 компанії "Siemens AG"

Ця турбіна виконана двовальною з редуктором, який підсумовує потужність. На одному валу розташовані циліндри високого і середнього тисків, на другому – циліндр низького тиску. Початкові параметри пари становлять: тиск – 13,1 МПа, температура – 530 °С. Частота обертання вихідного вала редуктора – 1500 або 1800 об/хв, що дозволяє турбіні працювати разом з чотириполюсним генератором електричного струму. Турбіна може виконуватися в різних модифікаціях – конденсаційною, протитисковою, теплофікаційною, з двома або трьома циліндрами.

У деяких конструкціях багатциліндрових турбін для зменшення кількості окремих корпусів **іноді застосовують розташування декількох груп ступенів різного тиску в одному корпусі**. Пара, розширюючись у турбіні, послідовно проходить ці групи ступенів.

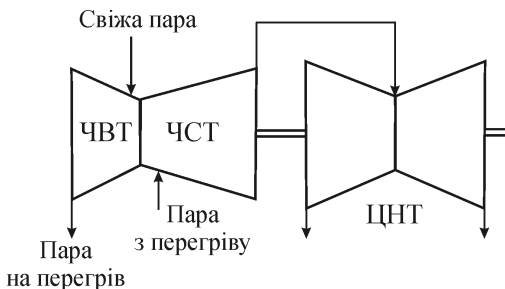
Застосування частин різного тиску в одному корпусі спрощує організацію відведення пари на проміжний перегрів та зворотного підведення її до проточної частини турбіни. З цієї причини поділу на окремі частини – високого тиску (ЧВТ) та середнього тиску (ЧСТ), як правило, зазнає циліндр високого тиску двоциліндрової турбіни (рис. 13). В установках, в яких використовується подвійний проміжний перегрів пари, поділ на окремі частини – середнього тиску (ЧСТ) та низького тиску (ЧНТ) – організовують для циліндра низького тиску дво- або трициліндрової турбіни.

Групи ступенів різного тиску в рамках одного корпусу встановлюють таким чином, щоб рух пари в них був направлений в протилежні сторони, тим самим створюючи ефект, подібний застосуванню двопотокової схеми, і зменшуючи осьове навантаження на упорний підшипник.

Прикладом розміщення двох частин різного тиску в одному корпусі може бути двоциліндрова **парова турбіна SST-5000**

компанії "Siemens AG" (див. рис. 6). У даному випадку в першому за рухом пари циліндрі – високого тиску – розміщені окремі частини високого та середнього тисків.

Рис. 13. Схема двоциліндрової турбіни з частинами різного тиску в ЦВТ



Частини високого та середнього тисків є і в ЦВТ двоциліндрової турбіни **К-500-60/1500** виробництва ПАТ "Турбоатом" (Україна). Пара, яка надходить у ЧВТ, проходить сім ступенів і за паропроводами направляється на проміжний перегрів (рис. 14).

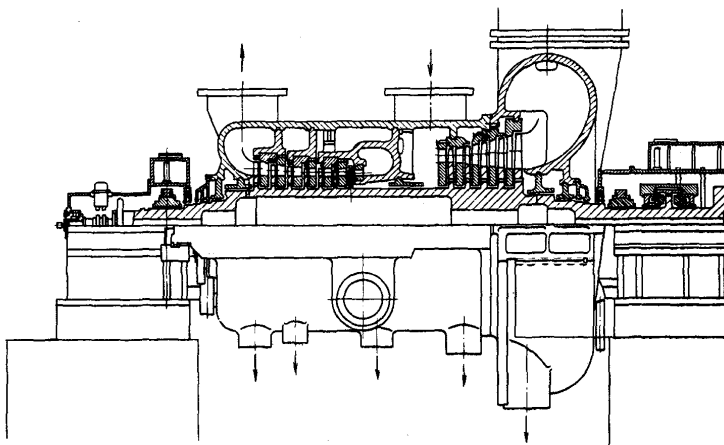


Рис. 14. Циліндр високого тиску турбіни К-500-60/1500 виробництва ПАТ "Турбоатом" [9, с. 346]

Після перегріву пара двома трубами діаметром 1200 мм направляється в п'ятиступінчасту частину середнього тиску ЦВТ, а далі у двопотоковий циліндр низького тиску (по чотири ступені в кожному потоці).



2. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЄКТУВАННЯ

Основними факторами, які необхідно враховувати при виборі конструкції проточної частини турбіни, є наступні:

- 1) параметри пари перед турбіною і тиск за нею;
- 2) задана потужність турбіни;
- 3) частота обертання ротора;
- 4) наявність або відсутність проміжного перегріву пари;
- 5) наявність або відсутність регульованих відборів пари;
- 6) досвід і традиції турбінного заводу, наявне у нього устаткування з виготовлення деталей та вузлів турбіни;
- 7) вимоги експлуатації: швидкість пуску і набору потужності турбіни, діапазон зміни її навантаження і т. п.;
- 8) уніфікація вузлів та деталей турбіни;
- 9) технологічність конструктивних рішень і пов'язані з нею трудовитрати на виготовлення турбіни;
- 10) ремонтпридатність конструкції турбіни, її вузлів та деталей.

При конструюванні турбіни звичайно розробляють кілька варіантів її виконання. Критерієм при відборі варіантів є витрати на вироблення одиниці електроенергії.

При конструюванні та розрахунку проточної частини парових турбін звичайно **задають**:

- 1) тип турбіни за характером теплового процесу;
- 2) номінальну потужність турбоагрегату на клеммах генератора 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) температуру живильної води на виході з системи регенерації $t_{ж.в}$;

7) параметри (тиск і витрата) регульованих відборів пари на виробничі потреби та (або) опалення;

8) частоту 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 та атомних електростанцій.

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.

До **турбін спеціального призначення** можуть бути віднесені турбіни двох або трьох тисків, що використовують пару, яка надходить від різних джерел; турбіни м'ятої пари

(використовують відпрацьовану пару парових молотів, пресів і поршневих машин); передвключені та післявключені турбіни.

Номінальною потужністю турбоагрегату N_e називають ту найбільшу потужність, яка може розвиватися електричним генератором протягом практично будь-якого відрізка часу не тільки при номінальних параметрах пари, але і при їх відхиленні від номінальних, зазначених у технічних умовах на постачання (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, при підвищенні тиску перед турбіною в допустимих межах) і при відключенні відборів пари (регенеративних і теплофікаційних).

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

Параметри пари після проміжного перегріву вказують звичайно за станом перед відсічними клапанами групи ступенів середнього тиску. Тиск проміжного перегріву вибирають на основі економічних розрахунків за мінімумом витрат на вироблення корисної енергії.

Тиском відпрацьованої пари називають тиск у вихідному перерізі випускного патрубку турбіни. Для конденсаційних турбін розрахунковий тиск за турбіною залежить від

середньорічної температури охолоджуючої води; 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 обмежуються лише потребою забезпечити необхідний температурний напір у конденсаторі між парою та охолоджуючою водою. Для сучасних потужних парових турбін при існуючих системах водопостачання температура конденсації пари береться не менше 26...29 °С, що відповідає тиску конденсації 3,5...4,0 кПа [11, с. 21].

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 внаслідок підвищення температури випускних газів. Температура живильної води залежно від початкового тиску знаходиться звичайно в таких межах: при $t_{ж.в} = 260...270$ °С $p_0 = 24,0$ МПа; $t_{ж.в} = 230...235$ °С при $p_0 = 13,0$ МПа; при $t_{ж.в} = 215...220$ °С $p_0 = 10,0$ МПа [11, с. 139]. Для менших тисків пари температура живильної води може становити від 90 до 215 °С [3].

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 багатоциліндрових турбін, що серійно випускаються підприємством ЗАО "Уральский турбинный завод" (табл. 2–4) [4].

Таблиця 2. Параметри турбін сімейства Т-250/300-240

Параметр	Марка турбіни			
	Т-255/305-240-5	Т-250/305-240-Д	Т-265/305-240-С	Т-250/305-240-ДБ
Склад	12 ст. ЦВТ / 10 ст. ЦСТ-1 / 2 × 6 ст. ЦСТ-2 / 2 × 3 ст. ЦНТ	12 ст. ЦВТ / 10 ст. ЦСТ-1 / 2 × 5 ст. ЦСТ-2 / 2 × 3 ст. ЦНТ	12 ст. ЦВТ / 10 ст. ЦСТ-1 / 2 × 6 ст. ЦСТ-2 / 2 × 3 ст. ЦНТ	12 ст. ЦВТ / 10 ст. ЦСТ-1 / 2 × 5 ст. ЦСТ-2 / 2 × 3 ст. ЦНТ
Номінальна (максимальна) потужність, МВт	260 (305)	250 (305)	265 (305)	250 (305)
Параметри свіжої пари на номінальному режимі:				
абсолютний тиск, МПа	23,5			
температура, °С	540			
витрата, т/год	980			
Границі зміни тиску в регульованих відборах, МПа:				
у першому (нижньому) опалювальному	0,05...0,15	0,05...0,35	0,05...0,10	0,05...0,35
у другому (верхньому) опалювальному	0,06...0,20	0,06...0,40	0,05...0,15	0,06...0,40
у третьому	—	0,30...0,85	—	0,30...0,85

Таблиця 3. Параметри турбін сімейства Т-185/220-130

Параметр	Марка турбіни	
	Тп-185/220-130-2	Тп-185/215-130-4
Склад	13 ст. ЦВТ / 9 ст. ЦСТ / 2 × 3 ст. ЦНТ	13 ст. ЦВТ / 9 ст. ЦСТ / 2 × 2 ст. ЦНТ
Номінальна (максимальна) потужність, МВт	185 (220)	185 (215)
Параметри свіжої пари на номінальному режимі:		
абсолютний тиск, МПа	12,8	
температура, °С	555	
витрата, т/год	785	

Продовж. табл. 3

Параметр	Марка турбіни	
	Тп-185/220-130-2	Тп-185/215-130-4
Границі зміни тиску в регульованих виробничих відборах, МПа: за 7-м ступенем ЦВТ за 11-м ступенем ЦВТ за 13-м ступенем ЦВТ		
	2,5...3,5	
	1,2...1,8	
	0,8...1,2	
Границі зміни тиску в регульованих опалювальних відборах, МПа: у верхньому у нижньому		
	0,06...0,30	0,06...0,25
	0,05...0,20	

Таблиця 4. Параметри турбін сімейства ПТ-140/165-130/15

Параметр	Марка турбіни		
	ПТ-140/165-130/15-2	ПТ-140/165-130/15-3	ПТ-140/165-130/9-4
Склад	13 ст. ЦВТ / 12 ст. ЦНТ	13 ст. ЦВТ / 11 ст. ЦНТ	14 ст. ЦВТ / 10 ст. ЦНТ
Номінальна (максимальна) потужність, МВт	142 (167)	142 (165)	150 (165)
Параметри свіжої пари на номінальному режимі: абсолютний тиск, МПа температура, °С витрата, т/год			
	12,8		
	555		
	788		
Границі зміни тиску в регульованих відборах, МПа: у виробничому у верхньому опалювальному у нижньому опалювальному			
	1,2...2,1	1,2...2,1	0,9...1,5
	0,06...0,25	0,06...0,25	0,06...0,25
	0,04...0,12	0,04...0,12	0,04...0,12

Частота обертання ротора турбіни визначається найчастіше частотою обертання ротора механізму, що приводиться в дію. Для електричного генератора з двополюсним рото-

ром при частоті змінного струму 50 Гц частота обертання роторів турбіни і генератора дорівнює 3000 об/хв.

У багатоциліндрових турбінах великої потужності (понад 500...1000 МВт) для скорочення числа циліндрів низького тиску доцільно використовувати частоту обертання 1500 об/хв чотириполюсного ротора електричного генератора.

Приступаючи 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, звичайно 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 – 200 МВт;
- тиск пари перед стопорним клапаном – 12,8 МПа;
- температура пари перед стопорним клапаном – 540 °С;
- тиск пари після проміжного перегріву – 2,40 МПа;
- температура пари після проміжного перегріву – 540 °С;
- тиск відпрацьованої пари – 3,5 кПа;
- температура живильної води – 247 °С;
- регульовані відбори пари – відсутні;
- частота обертання ротора турбіни – 3000 об/хв.

3. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

На початковому етапі проектування доцільно провести інформаційний пошук з метою аналізу вже наявних конструктивних рішень паротурбінних агрегатів близької до проєктної потужності і призначення.

Для аналізу можна порекомендувати серійні конструкції багатоциліндрових парових турбін таких виробників: ПАТ "Турбоатом" (Україна), "Siemens AG" (Німеччина), "Alstom S.A." (Франція), "General Electric Company" (США), 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) та "Doosan Corp." (торгова марка "Skoda") (Південна Корея).

Зразок проведеного інформаційного пошуку наведений у прикладі 2.

Приклад 2

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

Серійний випуск конденсаційних парових турбін потужністю, близькою до проєктної – 200 МВт, які призначені для приводу генераторів електричного струму, в даний час ведуть декілька компаній. З них можна виокремити наступні:

– ПАТ "Турбоатом" (турбіни К-160-130, К-220-44-3 та К-300-240 (див. табл. 1));

- ОАО "Силовые машины" (турбіни К-200-130-7, К-210-130-8 та К-300-240-3 (див. табл. 1 та [1, 5]));
- "Siemens AG" (турбіни SST-3000 та SST-4000 (див. табл. 1 та [2, 15, 17]));
- "Alstom S.A." (турбіни STF 15S, STF 25 та STF 40 (див. табл. 1 та [18]));
- "Doosan Corp." (турбіни DST-S10 та DST-S20 [14]);
- "Ansaldo Energia S.p.A." (турбіни MT15, MT20 та RT30 [13]).

У ролі базової для проектування вибираємо конструкцію конденсаційної **парової турбіни К-200-130-7** виробництва ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ").

Конденсаційна парова турбіна К-200-130-7 номінальною потужністю 200 МВт і початковим тиском пари 12,8 МПа призначена для приводу генераторів змінного струму ТГВ-200МТ, для базового навантаження нормального та аварійного регулювання потужності енергосистеми. Номінальні значення основних параметрів турбіни К-200-130-7 наведені в табл. П1 [1].

Таблиця П1. Номінальні значення параметрів турбіни К-200-130-7

№ з/п	Параметр	Числове значення
1	Потужність, МВт	200
2	Початкові параметри пари: тиск, МПа температура, °С	
		12,8
		540
3	Параметри пари після проміжного перегріву: тиск, МПа температура, °С	
		2,4
		540
4	Максимальна витрата свіжої пари, т/год	670
5	Температура води, °С: живильної охолоджувальної	
		247
		12
6	Тиск пари в конденсаторі, кПа	2,0...3,5

Турбіна К-200-130-7 випускається спеціально для енергоблоків з високими параметрами конденсації (від 2,0 до 3,5 кПа), у тому числі для конденсаційних пристроїв із сухими баштовими градирнями і змішувальними конденсаторами. У порівнянні з турбіною К-215-130-1(2) має реконструйований ЦНТ, усі інші вузли та системи майже повністю уніфіковані.

Турбіна має сім нерегульованих відборів пари, призначених для підігріву живильної води до температури 247 °С при номінальних параметрах і навантаженні. Дані про регенеративні відбори пари наведені в табл. П2.

Таблиця П2. Характеристики відборів

Споживач пари	Параметри пари в камері відбору		Кількість відібраної пари, т/год
	Тиск, МПа	Температура, °С	
Підігрівник високого тиску: № 3 № 2 № 1	4,06	382	7,5
	2,80	332	14,4
	1,22	447	4,3
Підігрівник низького тиску: № 4 № 3 № 2 № 1	0,65	359	7,2
	0,27	255	5,2
	0,13	174	5,5
	0,04	77	4,9

Допускаються додаткові відбори пари понад відбори на регенерацію. Максимальна витрата пари на турбіну становить 186,1 кг/с. Витрата пари на холостому ходу – 83,3 кг/с.

Допускається тривала робота турбіни при одночасних відхиленнях (у будь-якому поєднанні) параметрів від номінальних у таких межах: початкового тиску – 12,25...13,25 МПа, початкової температури – 530...550 °С, температури пари після проміжного перегріву – 530...550 °С.

Допускається короткочасна робота турбіни (не більше 30 хв) при відхиленнях тиску свіжої пари 13,35...13,75 МПа та сумарній тривалості не більше 200 год на рік.

Конструкція турбіни К-200-130-7. Турбіна являє собою одновальний трициліндровий агрегат (рис. П1), виконаний за схемою: 1 ЦВТ + 1 ЦСТ + 1 ЦНТ.

У ЦВТ 12 ступенів, у тому числі перший – регулюючий. У ЦСТ 11 ступенів.

При цьому ЦНТ двопотоковий і має по три ступені в кожному потоці. Довжина робочої частини лопаток останнього ступеня становить 550 мм при середньому діаметрі ступеня 1900 мм. Торцева площа випуску з останнього ступеня – 3,28 м².

Корпус ЦНТ зварний, випускний патрубок виконаний у вигляді осерадіального дифузора з роздільним відведенням пари з верхньої і нижньої частин циліндра в конденсатори.

Усі ротори турбіни і генератора з'єднані жорсткими муфтами.

Ротор ЦВТ суцільнокований, у роторі ЦСТ перші сім дисків викувані разом з валом, чотири диски насаджені на вал. Ротор ЦНТ має насадні диски.

Діафрагми ЦНТ чавунні, з лопатками із нержавіючої сталі.

Фікс-пункт турбіни розташований на середніх (бічних) лапах передньої частини ЦНТ. Розширення турбіни відбувається в сторону переднього підшипника і частково в сторону генератора.

У турбіні застосований тихохідний валоповоротний пристрій, який обертає ротор із частотою 3,4 об/хв.

Корпуси ЦВТ, ЦСТ, середньої частини ЦНТ і виступаючі над підлогою частини корпусів стопорних клапанів поверх теплової ізоляції покриті об'ємною металевою обшивкою.

Турбіна оснащена системою автоматичного регулювання, а також пристроями захисту, які забезпечують роботу і зупинку турбіни при виникненні аварійних порушень режиму роботи.

Датчиком системи регулювання є механічний датчик частоти обертання.

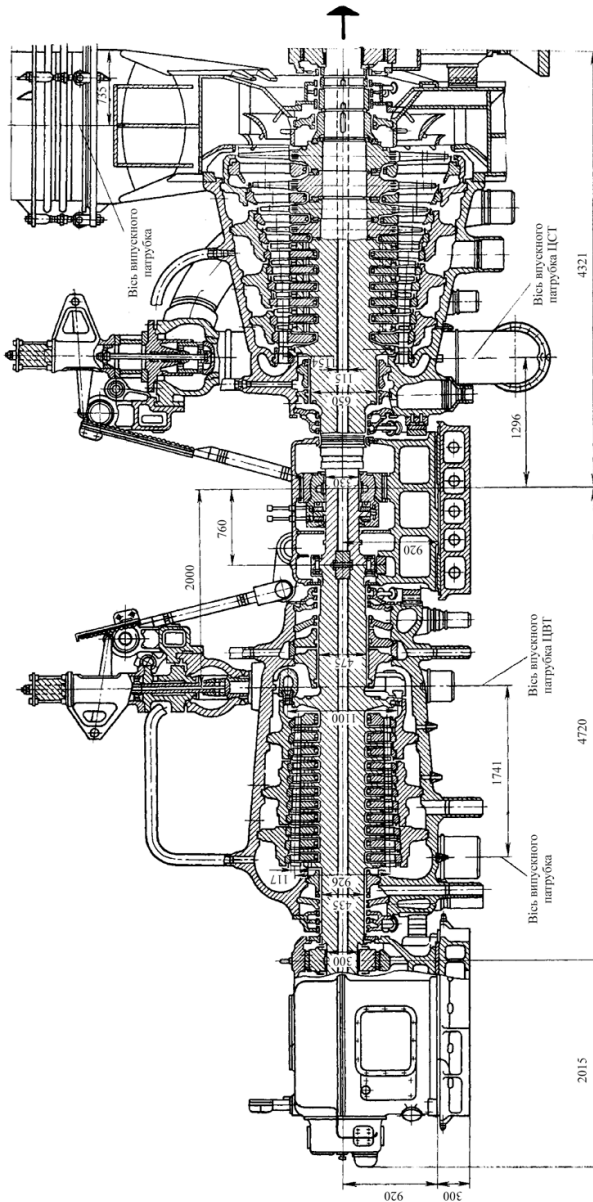


Рис. П1. Поздовжній переріз парової турбіни К-200-130-7
(початок)



Рис. П1. Поздовжній переріз парової турбіни К-200-130-7
(закінчення)

4. ПОПЕРЕДНЄ ОЦІНЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕЧІЇ ПАРИ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ТУРБІНИ

Для розрахунку теплової схеми паротурбінної установки і проектування турбінних ступенів необхідне попереднє оцінювання зміни параметрів пари при її 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 попереднього оцінювання характеристик теплової економічності паротурбінної установки.

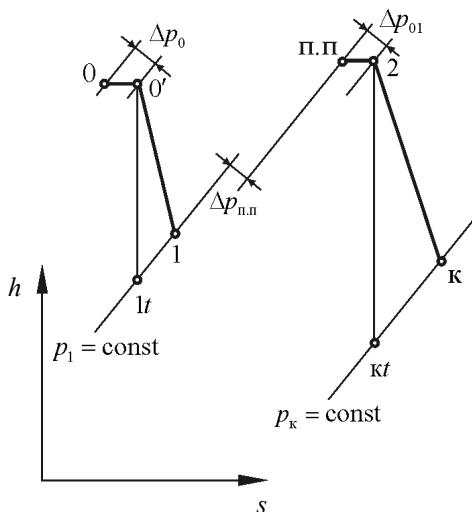
Для наближеної побудови процесу на h - s -діаграмі із завдання на розрахунок повинні бути відомі параметри пари перед стопорним клапаном p_0 і t_0 , яким відповідає точка 0 на рис. 15. Для того щоб знайти параметри в точці 0', тобто визначити стан пари перед сопловими каналами першого ступеня турбіни (регулюючого при сопловому паророзподілі),

оцінюють втрати тиску при течії в стопорному і регулюючих клапанах за формулою

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

Горизонтальний відрізок 0–0' на рис. 15 відповідає руху пари в стопорному і регулюючих клапанах.

Рис. 15. Схема течії пари в турбіні на h - s -діаграмі



Тиск пари на виході з ЦВТ визначиться за формулою

$$p_1 = p_{п.п} + \Delta p_{п.п},$$

де $p_{п.п}$ – тиск пари після проміжного перегріву (задається у вихідних даних на проектування); $\Delta p_{п.п} = 0,1 p_{п.п}$ – втрати тиску в проміжному пароперегрівнику.

На h - s -діаграмі параметрам кінця ізоентропійної течії в ЦВТ відповідає точка 1t (див. рис. 15). Різниця ентальпій в точках 0' та 1t дорівнює ізоентропійному теплоперпаду у ЦВТ:

$$\Delta H_{a1} = h'_0 - h_{1t}.$$

Внутрішній теплоперепад у ЦВТ

$$\Delta H_{i1} = \Delta H_{a1} \eta_{oi1},$$

де η_{oi1} – відносний внутрішній ККД ЦВТ, який береться в межах 0,87...0,88.

Оскільки тиск у кінці ізоентропійної і дійсної течій практично однаковий, то піднявшись по ізобарі $p_1 = \text{const}$ до ентальпії $h_1 = h'_0 - \Delta H_{i1}$, знайдемо точку 1, яка визначає параметри кінця дійсної течії у ЦВТ.

Втрати тиску на вході до ЦСТ можна оцінити за формулою

$$\Delta p_{01} = 0,02 p_{\text{п.п}}.$$

Горизонтальний відрізок п.п–2 на рис. 15 відповідає руху пари в клапанах на вході до ЦСТ. Точка 2 визначає параметри пари перед соплами першого ступеня ЦСТ.

Опустивши з точки 2 вертикальну лінію до перетину з ізобарою $p_k = \text{const}$, знайдемо точку kt , яка відповідає параметрам пари в кінці ізоентропійної течії в ЦСТ та ЦНТ.

Ізоентропійний теплоперепад у ЦСТ та ЦНТ

$$\Delta H_{a23} = h_2 - h_{kt}.$$

Внутрішній теплоперепад у ЦСТ та ЦНТ

$$\Delta H_{i23} = \Delta H_{a23} \eta_{oi23},$$

де η_{oi23} – відносний внутрішній ККД ЦСТ та ЦНТ, який береться в межах 0,85...0,86.

Піднявшись по ізобарі $p_k = \text{const}$ до ентальпії $h_k = h_2 - \Delta H_{i23}$, знайдемо точку k , яка визначає параметри кінця дійсної течії у ЦСТ та ЦНТ.

Внутрішній ККД проєктованої паротурбінної установки без урахування регенеративного підігріву живильної води

$$\eta_i = \frac{\Delta H_{i1} + \Delta H_{i23}}{\Delta H_{i1} + (h_{\text{п.п}} - h'_k)},$$

де h'_k – ентальпія конденсату при тиску в конденсаторі.

Виграш в економічності від нескінченно великого числа регенеративних підігрівників для циклу з проміжним перегрівом пари

$$\xi_p^{\text{пп}\infty} = 1 - \frac{1 - \frac{T_k(s_2 - s'_k)}{(h'_0 - h_{1t}) + (h_2 - h'_k)}}{1 - \frac{T_k(s_2 - s_{\text{ж.в}})}{(h'_0 - h_{1t}) + (h_2 - h_{\text{ж.в}})}},$$

де T_k – температура конденсації пари при тиску в конденсаторі (в градусах Кельвіна; визначається за таблицями, як функція від p_k); $h_{\text{ж.в}}$ та $s_{\text{ж.в}}$ – ентальпія та ентропія живильної води (визначаються за таблицями як функції від $t_{\text{ж.в}}$); s'_k – ентропія конденсату при тиску в конденсаторі.

Виграш в економічності від нескінченно великого числа регенеративних підігрівників для циклу без проміжного перегріву пари визначиться за формулою

$$\xi_p^\infty = 1 - \frac{1 - \frac{T_k(s'_0 - s'_k)}{h'_0 - h'_k}}{1 - \frac{T_k(s'_0 - s_{\text{ж.в}})}{h'_0 - h_{\text{ж.в}}}}.$$

Коефіцієнт урахування скінченного числа регенеративних підігрівників $\xi_p^{\text{пп}}/\xi_p^{\text{пп}\infty}$ (або ξ_p/ξ_p^∞) можна оцінити за рис. 16, залежно від числа 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).

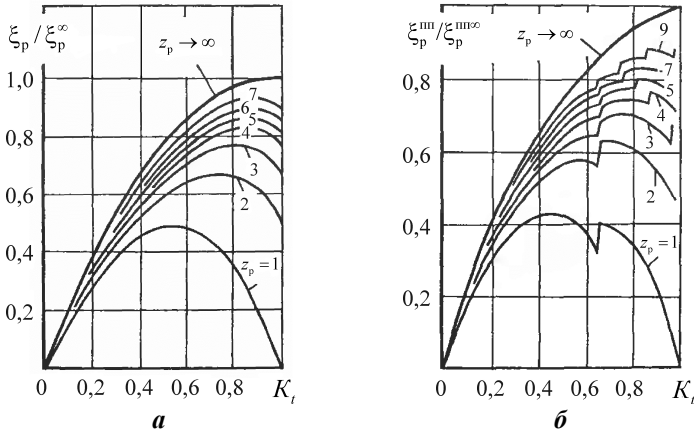


Рис. 16. Відносний виграш у питомій витраті тепла для установок без проміжного перегріву пари (а) та з проміжним перегрівом пари (б) [11, с. 27]

Виграш в економічності від прийнятого числа регенеративних підігрівників відповідно становить

$$\xi_p^{np} = \xi_p^{np_{\infty}} \cdot (\xi_p^{np} / \xi_p^{np_{\infty}}) \quad \text{та} \quad \xi_p = \xi_p^{\infty} \cdot (\xi_p / \xi_p^{\infty}).$$

Внутрішній ККД паротурбінної установки з урахуванням регенерації

$$\eta_{ip} = \frac{\eta_i}{1 - \xi_p^{np}} \quad \text{та} \quad \eta_{ip} = \frac{\eta_i}{1 - \xi_p}.$$

Розрахувавши приведенний внутрішній теплоперепад турбіни за формулами

$$\Delta \bar{H}_i = \eta_{ip} [(h_0 - h_{ж.в.}) + (h_{п.п} - h_1)] \text{ та } \Delta \bar{H}_i = \eta_{ip} (h_0 - h_{ж.в.}),$$

можна визначити витрату пари через перший ступінь турбіни:

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

де $\eta_{e.g.}$ – ККД електричного генератора (в діапазоні потужностей до 800 МВт орієнтовно береться за табл. 5 [11, с. 146] як функція від номінальної електричної потужності турбоагрегату N_e ; при більших потужностях приблизно дорівнює 0,987...0,990).

Таблиця 5. Коефіцієнт корисної дії електричних генераторів (частота обертання 3000 об/хв)

Тип генератора	Виробник	Номінальна потужність, МВт	ККД
ТВ-60-2	ОАО "Силовые машины" ("Электросила")	60	0,986
ТВФ-60-2		60	0,986
ТВ-100-2		100	0,987
ТВФ-100-2		100	0,987
ТВ-150-2		150	0,989
ТВВ-165-2		160	0,989
ТВФ-200-2		200	0,988
ТГВ-200	ДП "Завод "Електроважмаш"	200	0,989
ТВВ-320-2	ОАО "Силовые машины" ("Электросила")	300	0,988
ТГВ-300	ДП "Завод "Електроважмаш"	300	0,988
ТГВ-500		500	0,988
ТВВ-500-2	ОАО "Силовые машины" ("Электросила")	500	0,987
ТВВ-800-2		800	0,987

Механічний ККД турбоагрегату, що входить у наведену вище 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. 17 як функція від N_e .

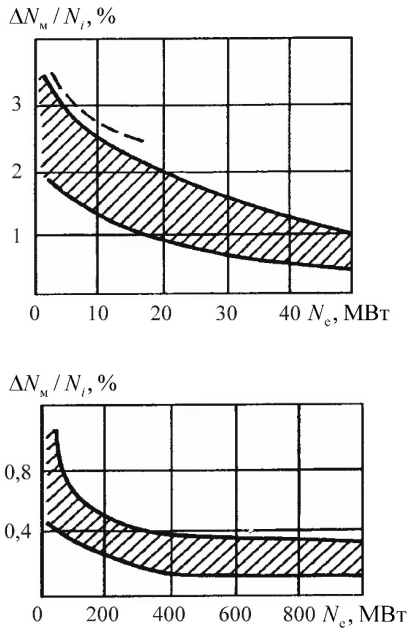


Рис. 17. Механічні втрати потужності в турбоагрегаті [11, с. 146]:

— — — — — 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 якої задається у вихідних даних на проектування.

Витрата пари через конденсатор турбіни

$$G_{\kappa} = \frac{N_{\epsilon} \cdot 10^3}{(h_{\kappa} - h'_{\kappa}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{е.г}}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{п}}} - 1 \right),$$

де h_{κ} – ентальпія пари на вході в конденсатор.

Зразок проведеного попереднього оцінювання процесу течії пари в проточній частині турбіни наведений у прикладі 3.

Приклад 3

Виконати попереднє оцінювання процесу течії пари в проточній частині турбіни для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів інформаційного пошуку прикладу 2.

Попереднє оцінювання 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 та на виході з турбіни.

Число регенеративних підігрівників $z_{\text{р}} = 7$ взято відповідно до конструкції базової турбіни К-200-130-7.

Результати розрахунку наведені в табл. П3.

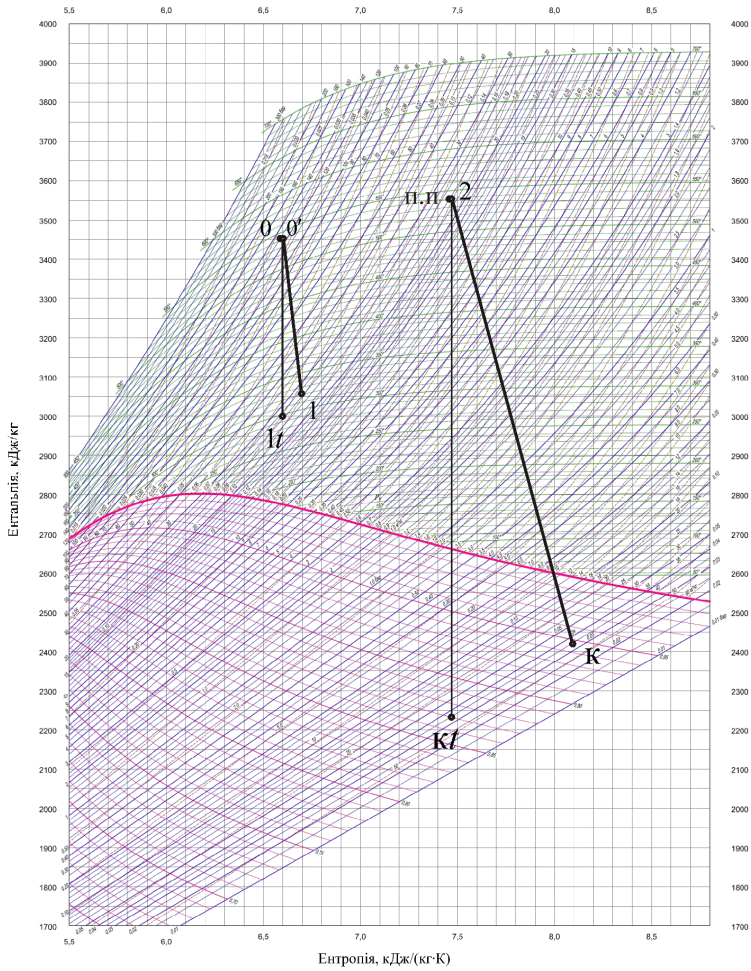


Рис. П2. Процес течії пари в турбіні на $h-s$ -діаграмі, виконаний для попереднього оцінювання параметрів

Таблиця ПЗ. Попереднє оцінювання процесу течії пари

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Номінальна електрична потужність турбоагрегату N_e , МВт	Вихідні дані	200
2. Параметри пари перед стопорним клапаном: тиск p_0 , МПа температура t_0 , °С ентальпія h_0 , кДж/кг		
	Вихідні дані	12,8
	Вихідні дані	540
	За $h-s$ -діаграмою як $f(p_0, t_0)$	3446
3. Параметри пари після проміжного перегріву: тиск $p_{п.п}$, МПа температура $t_{п.п}$, °С ентальпія $h_{п.п}$, кДж/кг		
	Вихідні дані	2,40
	Вихідні дані	540
	За $h-s$ -діаграмою як $f(p_{п.п}, t_{п.п})$	3552
4. Тиск у конденсаторі p_k , кПа	Вихідні дані	3,5
5. Температура конденсації пари при тиску в конденсаторі: t_k , °С T_k , К		
	За таблицями як $f(p_k)$	26,7 299,9
6. Параметри живильної води: температура $t_{ж.в}$, °С ентальпія $h_{ж.в}$, кДж/кг ентропія $s_{ж.в}$, кДж/(кг·К)		
	Вихідні дані	247
	За таблицями як $f(t_{ж.в}, p_0)$	1071
		2,745
7. Число регенеративних підігрівників z_p	Береться	7
8. Втрати тиску в стопорному і регулюючому клапанах Δp_0 , МПа	$(0,02 \dots 0,05) p_0$	0,384
9. Параметри пари перед соплами першого ступеня ЦВТ: ентальпія h'_0 , кДж/кг тиск p'_0 , МПа питомий об'єм v'_0 , м³/кг ентропія s'_0 , кДж/(кг·К)		
	Дорівнює h_0	3446
	$p_0 - \Delta p_0$	12,416
	За $h-s$ -діаграмою як $f(h'_0, p'_0)$	0,0277
		6,596
10. Втрати тиску в проміжному пароперегрівнику $\Delta p_{п.п}$, МПа	$0,1 p_{п.п}$	0,24

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
11. Тиск пари на виході з ЦВТ p_1 , МПа	$p_{п.п} + \Delta p_{п.п}$	2,64
12. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в ЦВТ: тиск p_{1t} , МПа ентропія s_{1t} , кДж/(кг·К) ентальпія h_{1t} , кДж/кг	Дорівнює p_1	2,64
	Дорівнює s'_0	6,596
	За h - s -діаграмою як $f(p_{1t}, s_{1t})$	2995
13. Ізоентропійний теплоперепад у ЦВТ ΔH_{a1} , кДж/кг	$h'_0 - h_{1t}$	451
14. Відносний внутрішній ККД ЦВТ η_{oi1}	Беремо 0,87...0,88	0,88
15. Внутрішній теплоперепад у ЦВТ ΔH_{a1} , кДж/кг	$\Delta H_{a1} \eta_{oi1}$	396,9
16. Ентальпія пари в кінці дійсної течії в ЦВТ h_1 , кДж/кг	$h'_0 - \Delta H_{t1}$	3049,1
17. Втрати тиску на вході до ЦСТ Δp_{01} , МПа	$0,02 p_{п.п}$	0,048
18. Параметри пари перед соплами першого ступеня ЦСТ: ентальпія h_2 , кДж/кг тиск p_2 , МПа ентропія s_2 , кДж/(кг·К) питомий об'єм v_2 , м ³ /кг	Дорівнює $h_{п.п}$	3552
	$p_{п.п} + \Delta p_{01}$	2,352
	За h - s -діаграмою як $f(h_2, p_2)$	7,464
		0,1571
19. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в ЦСТ та ЦНТ: тиск p_{kt} , кПа ентропія s_{kt} , кДж/(кг·К) ентальпія h_{kt} , кДж/кг	Дорівнює p_k	3,5
	Дорівнює s_2	7,464
	За h - s -діаграмою як $f(p_{kt}, s_{kt})$	2233
20. Ізоентропійний теплоперепад у ЦСТ та ЦНТ ΔH_{a23} , кДж/кг	$h_2 - h_{kt}$	1319

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
21. Відносний внутрішній ККД ЦСТ та ЦНТ η_{oi23}	Беремо 0,85...0,86	0,86
22. Внутрішній теплоперепад у ЦСТ та ЦНТ ΔH_{i23} , кДж/кг	$\Delta H_{a23} \eta_{oi23}$	1134,3
23. Ентальпія пари в кінці дійсної течії в ЦСТ та ЦНТ h_k , кДж/кг	$h_2 - \Delta H_{i23}$	2417,7
24. Параметри конденсату при тиску в конденсаторі: ентальпія h'_k , кДж/кг ентропія s'_k , кДж/(кг·К)	За h - s -діаграмою як $f(p_k)$	112
		0,391
25. Внутрішній ККД паротурбінної установки без урахування регенерації η_i	$\frac{\Delta H_{i1} + \Delta H_{i23}}{\Delta H_{i1} + (h_{п.п} - h'_k)}$	0,399
26. Виграш в економічності від нескінченно великого числа регенеративних підігрівників $\xi_{р}^{пп\infty}$	$1 - \frac{T_k(s_2 - s'_k)}{(h'_0 - h_{li}) + (h_2 - h'_k)}$ $1 - \frac{T_k(s_2 - s_{ж.в})}{(h'_0 - h_{li}) + (h_2 - h_{ж.в})}$	0,121
27. Температура пароутворення в циклі t'_0 , °С	За таблицями як $f(p_0)$	329,7
28. Комплекс K_t	$\frac{t_{ж.в} - t_k}{t'_0 - t_k}$	0,727
29. Коефіцієнт урахування скінченного числа регенеративних підігрівників $\xi_{р}^{пп}/\xi_{р}^{пп\infty}$	За рис. 16,б як $f(K_t, z_p)$	0,80
30. Виграш в економічності від прийнятого числа регенеративних підігрівників $\xi_{р}^{пп}$	$\xi_{р}^{пп\infty} \cdot (\xi_{р}^{пп}/\xi_{р}^{пп\infty})$	0,0968

Продовж. табл. ПЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
31. Внутрішній ККД паротурбінної установки з урахуванням регенерації η_{ip}	$\frac{\eta_i}{1 - \xi_p^{пп}}$	0,442
32. Приведений внутрішній теплоперепад турбіни $\Delta \bar{H}_i$, кДж/кг	$\eta_{ip} [(h_0 - h_{ж.в}) + (h_{п.п} - h_1)]$	1272,0
33. Механічні втрати в турбоагрегаті $\Delta N_M / N_i$, %	За рис. 17 як $f(N_e)$	0,4
34. Механічний ККД турбоагрегату η_m	$1 - \frac{\Delta N_M / N_i}{100}$	0,996
35. ККД електричного генератора $\eta_{e.г}$	За табл. 5 як $f(N_e)$	0,988
36. Витрата пари через перший ступінь турбіни G , кг/с	$\frac{N_e \cdot 10^3}{\Delta \bar{H}_i \eta_m \eta_{e.г}}$	159,8
37. Витрата пари через конденсатор G_k , кг/с	$\frac{N_e \cdot 10^3}{(h_k - h'_k) \eta_m \eta_{e.г}} \left(\frac{1}{\eta_{ip}} - 1 \right)$	111,3

5. ПОБУДОВА ПРОЦЕСУ ТЕЧІЇ ПАРИ В ТУРБІНІ НА h - s -ДІАГРАМІ

Після проведеної грубої оцінки витрат пари приступаємо до побудови процесу на h - s -діаграмі з обґрунтованим вибором відносних внутрішніх ККД окремих відсіків проточної частини турбіни. Уточнюємо значення теплоперепадів та параметрів пари за її рухом. Отримані дані наносимо на раніше побудований процес на h - s -діаграмі (рис. 18).

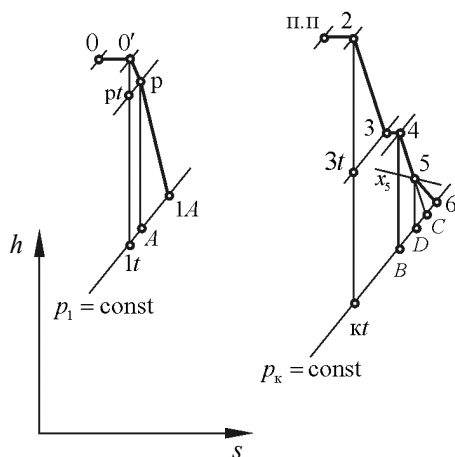


Рис. 18. Схема течії пари
в турбіні на h - s -діаграмі

Спочатку оцінюємо 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 звичайно 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 ізентропійної течії в регулюючому ступені відповідає точка pt (див. рис. 18).

Внутрішній теплоперепад у регулюючому ступені

$$\Delta h_i^{p.ct} = \Delta h_a^{p.ct} \eta_{oi}^{p.ct},$$

де $\eta_{oi}^{p.ct}$ – відносний внутрішній ККД регулюючого ступеня.

Останній параметр може бути оцінений за формулами, отриманими на основі статистичної обробки та узагальнення дослідних даних [11, с. 145]. Для одновінцевих ступенів рекомендується формула

$$\eta_{oi}^{p.ct} = k_I \left(0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{p'_0 / v'_0} \right), \quad (5.1)$$

для двовінцевих

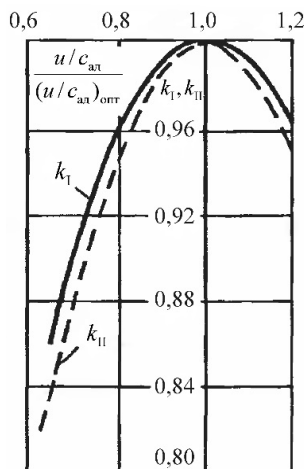
$$\eta_{oi}^{p.ct} = k_{II} \left(0,80 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{p'_0 / v'_0} \right), \quad (5.2)$$

де k_I та k_{II} – поправки до ККД регулюючого ступеня при відхиленні відношення швидкостей $u / c_{ад}$ від оптимального значення (рис. 19).

Рис. 19. Поправка на ККД регулюючого ступеня при відхиленні відношення швидкостей $u / c_{ад}$ від оптимального значення [11, с. 145]:

k_I – для одновінцевих ступенів;

k_{II} – для двовінцевих ступенів



Ураховуючи, що тиск у кінці ізоентропійної і дійсної течій практично однаковий ($p_{pt} = p_p$), за значенням ентальпії $h_p = h'_0 - \Delta h_i^{p,ст}$ знаходимо точку p , яка визначає параметри кінця дійсної течії у регулюючому ступені.

З точки p опускаємо вертикальну лінію до перетину з ізобарою $p_1 = \text{const}$, внаслідок чого знаходимо точку A кінця ізоентропійної течії пари в нерегульованих ступенях ЦВТ. Ізоентропійний теплоперепад у даних ступенях

$$\Delta H_{al}^{rp} = h_p - h_A.$$

Коефіцієнт корисної дії замкнутої групи ступенів з повною втратою вихідної швидкості в останньому ступені для перегрітої пари та частоти обертання ротора 3000 об/хв розраховують за формулою [11, с. 146]

$$\eta_{oil}^{rp} = \left(0,925 - \frac{0,5}{G_{cpl} v_{cpl}} \right) \left(1 + \frac{\Delta H_{al}^{rp} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{B1}), \quad (5.3)$$

де G_{cp1} – середня витрата пари через групу ступенів (можна взяти рівною G); $v_{cp1} = \sqrt{v_p v_A}$ – середній питомий об'єм пари; ξ_{v1} – коефіцієнт втрат енергії з вихідною швидкістю в ЦВТ.

Внутрішній теплоперепад групи нерегульованих ступенів ЦВТ

$$\Delta H_{i1}^{tp} = \Delta H_{a1}^{tp} \eta_{oi1}^{tp}.$$

За ентальпією $h_{1A} = h_p - \Delta H_{i1}^{tp}$ та відомим співвідношенням $p_{1A} = p_A$ знаходимо точку 1A кінця дійсної течії пари в нерегульованих ступенях ЦВТ.

Задавшись значенням ізоентропійного теплоперепад у ЦСТ за формулою $\Delta H_{a2} = (0,50...0,53) \Delta H_{a23}$ та розрахувавши ентальпію $h_{3t} = h_2 - \Delta H_{a2}$, знайдемо точку 3t кінця ізоентропійної течії пари в ЦСТ.

Відносний внутрішній ККД ЦСТ

$$\eta_{oi2} = \left(0,925 - \frac{0,5}{G_{cp2} v_{cp2}} \right) \left(1 + \frac{\Delta H_{a2} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{v2}), \quad (5.4)$$

де $G_{cp2} = (0,85...0,88)G$ – середня витрата пари через ЦСТ; $v_{cp2} = \sqrt{v_2 v_{3t}}$ – середній питомий об'єм пари в ЦСТ; ξ_{v2} – коефіцієнт втрат енергії з вихідною швидкістю в ЦСТ.

Внутрішній теплоперепад у ЦСТ

$$\Delta H_{i2} = \Delta H_{a2} \eta_{oi2}.$$

Розташування точки 3 кінця дійсної течії пари в ЦСТ визначиться за відомими значеннями параметрів $h_3 = h_2 - \Delta H_{i2}$ та $p_3 = p_{3t}$.

Втрати тиску в перепуску між ЦСТ та ЦНТ

$$\Delta p_{02} = 0,02 p_3.$$

Горизонтальний відрізок 3–4 на рис. 18 відповідає руху пари в ресивері між ЦСТ та ЦНТ. Точка 4 визначає параметри пари перед соплами першого ступеня ЦНТ.

З точки 4 опускаємо вертикальну лінію до перетину з ізобарою $p_k = \text{const}$, внаслідок чого знаходимо точку B кінця ізентропійної течії пари в ЦНТ. Ізоентропійний тепловий перепад у ЦНТ

$$\Delta H_{a3} = h_4 - h_B.$$

Відносний внутрішній ККД групи ступенів низького тиску, які працюють на перегрітій парі з частотою обертання ротора 3000 об/хв, розраховується за формулою [11, с. 147]

$$\eta_{oi3}^{\text{пп}} = 0,87 \left(1 + \frac{\Delta H_{a3} - 400}{10000} \right) - \xi_{B3}, \quad (5.5)$$

де $\xi_{B3} = \frac{q_{B3}}{\Delta H_{a3}}$ – коефіцієнт втрат енергії з вихідною швидкістю в ЦНТ;

q_{B3} – втрати енергії з вихідною швидкістю в ЦНТ (для конденсаційних турбін їх звичайно беруть у межах 20...40 кДж/кг).

Ентальпія пари в кінці дійсної течії в ЦНТ без урахування втрат від вологості $h_C = h_4 - \Delta H_{a3} \eta_{oi3}^{\text{пп}}$ визначить на h - s -діаграмі положення точки C .

В останніх ступенях ЦНТ робочий процес відбувається в області вологої пари. Точка 5, яка лежить на відрізку 4– C , відповідає переходу робочого тіла з області перегрітої пари в область вологої пари. Вона знаходиться на перетині відрізка 4– C з лінією постійної міри сухості пари $x_5 = 1,0$.

Параметри пари в кінці ізентропійної течії в групі ступенів ЦНТ, які працюють на вологій парі, визначаються за

положенням точки D на h - s -діаграмі. Ізоентропійний теплоперепад у цій групі ступенів

$$\Delta H_{a3}^{вл} = h_5 - h_D.$$

Коефіцієнт корисної дії групи ступенів, які працюють на вологій парі, знаходиться з урахуванням поправки на вологість:

$$\eta_{oi3}^{вл} = k_{вл} \eta_{oi3}^{пп},$$

де $k_{вл} = 1 - a_{вл} \frac{1 - x_C}{2}$ – поправка на вологість пари; $a_{вл}$ – коефіцієнт (дорівнює 0,8, якщо проточна частина виконана з периферійним вологоуловлюванням); x_C – міра сухості пари в точці C .

Ентальпія пари в кінці дійсної течії в групі ступенів ЦНТ, які працюють на вологій парі,

$$h_6 = h_5 - \Delta H_{a3}^{вл} \eta_{oi3}^{вл}.$$

Відносний внутрішній ККД ЦНТ з урахуванням втрат від вологості

$$\eta_{oi3} = (\eta_{oi3}^{пп} + \xi_{в3}) \left[1 - (1 - k_{вл}) \frac{\Delta H_{a3}^{вл}}{\Delta H_{a3}} \right] - \xi_{в3}. \quad (5.6)$$

Зразок виконаної побудови процесу течії пари в турбіні на h - s -діаграмі наведений у прикладі 4.

Приклад 4

Побудувати процес течії пари в турбіні на h - s -діаграмі для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів розрахунку прикладів 2 і 3.

Побудова процесу на h - s -діаграмі з обґрунтованим вибором відносних внутрішніх ККД окремих відсіків проточної частини турбіни виконується після проведеної грубої оцінки

витрат пари. Уточнюються значення теплоперепадів та параметрів пари за її рухом. Отримані дані наносяться на раніше побудований процес на $h-s$ -діаграмі (рис. ПЗ).

Результати розрахунку наведені в табл. П4.

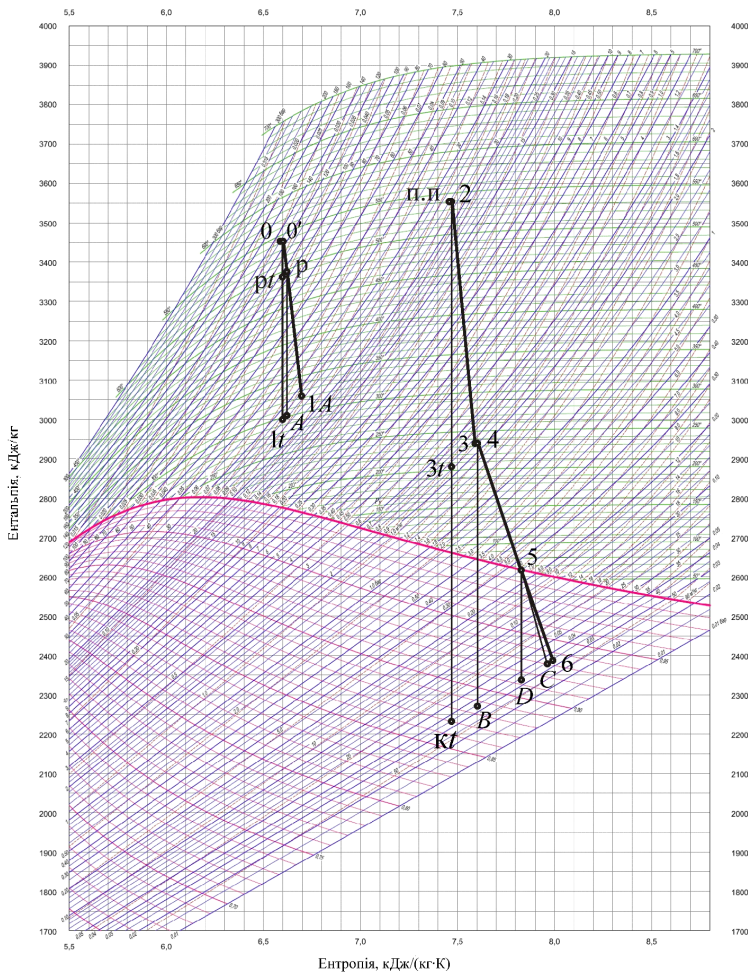


Рис. ПЗ. Процес течії пари в турбіні на $h-s$ -діаграмі

Таблиця П4

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Спосіб регулювання	Беремо	Сопловий
2. Тип регулюючого ступеня	Беремо	Одно-вінцевий
3. Ізоентропійний теплоперепад у регулюючому ступені $\Delta h_a^{p,ct}$, кДж/кг	Беремо 80...120 (за умови зниження температури пари до 500 °С та менше)	90
4. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в регулюючому ступені: ентальпія h_{pt} , кДж/кг ентропія s_{pt} , кДж/(кг·К) тиск p_{pt} , МПа		
	$h'_0 - \Delta h_a^{p,ct}$	3356
	Дорівнює s'_0	6,596
	За $h-s$ -діаграмою як $f(h_{pt}, s_{pt})$	9,477
5. Відхилення відношення швидкостей $\frac{u/c_{ад}}{(u/c_{ад})_{опт}}$	Беремо	0,85
6. Коефіцієнт k_1	За рис. 19 як $f\left(\frac{u/c_{ад}}{(u/c_{ад})_{опт}}\right)$	0,980
7. Відносний внутрішній ККД одновінцевого регулюючого ступеня $\eta_{oi}^{p,ct}$	За формулою (5.1)	0,787
8. Внутрішній теплоперепад у регулюючому ступені $\Delta h_i^{p,ct}$, кДж/кг	$\Delta h_a^{p,ct} \eta_{oi}^{p,ct}$	71,0
9. Параметри пари в кінці дійсної течії в регулюючому ступені: ентальпія h_p , кДж/кг тиск p_p , МПа ентропія s_p , кДж/(кг·К) температура t_p , °С питомий об'єм v_p , м³/кг		
	$h'_0 - \Delta h_i^{p,ct}$	3375
	Дорівнює p_{pt}	9,477
	За $h-s$ -діаграмою як $f(h_p, p_p)$	6,621
		498
		0,0346

Продовж. табл. П4

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
10. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в нерегульованих ступенях ЦВТ:		
ентропія s_A , кДж/(кг·К)	Дорівнює s_p	6,621
тиск p_A , МПа	Дорівнює p_1	2,64
ентальпія h_A , кДж/кг	За $h-s$ -діаграмою як	3009
питомий об'єм v_A , м ³ /кг	$f(s_A, p_A)$	0,0937
11. Ізоентропійний теплоперепад у нерегульованих ступенях ЦВТ ΔH_{al}^{rp} , кДж/кг	$h_p - h_A$	366
12. Середня витрата пари через нерегульовані ступені ЦВТ G_{cp1} , кг/с	Беремо рівною G	159,8
13. Середній питомий об'єм пари в нерегульованих ступенях ЦВТ v_{cp1} , м ³ /кг	$\sqrt{v_p v_A}$	0,0569
14. Коефіцієнт втрат енергії з вихідною швидкістю в ЦВТ $\xi_{в1}$	Беремо рівним 0,01	0,01
15. Відносний внутрішній ККД групи нерегульованих ступенів ЦВТ η_{oi1}^{rp}	За формулами (5.2) та (5.3)	0,851
16. Внутрішній теплоперепад групи нерегульованих ступенів ЦВТ ΔH_{i1}^{rp} , кДж/кг	$\Delta H_{al}^{rp} \eta_{oi1}^{rp}$	311,5
17. Параметри пари в кінці дійсної течії в нерегульованих ступенях ЦВТ:		
ентальпія h_{1A} , кДж/кг	$h_p - \Delta H_{i1}^{rp}$	3063,5
тиск p_{1A} , МПа	Дорівнює p_1	2,64
питомий об'єм v_{1A} , м ³ /кг	За $h-s$ -діаграмою як $f(h_{1A}, p_{1A})$	0,0984

Продовж. табл. П4

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
18. Ізоентропійний теплоперепад у ЦСТ ΔH_{a2} , кДж/кг	$(0,50...0,53) \Delta H_{a23}$	674,2
19. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в ЦСТ: ентальпія h_{3t} , кДж/кг ентропія s_{3t} , кДж/(кг·К) тиск p_{3t} , МПа питомий об'єм v_{3t} , м³/кг		
	$h_2 - \Delta H_{a2}$	2877,8
	Дорівнює s_2	7,464
	За $h-s$ -діаграмою як $f(h_{3t}, s_{3t})$	0,2263
		0,9617
20. Середня витрата пари через ЦСТ G_{cp2} , кг/с	$(0,85...0,88) G$	135,5
21. Середній питомий об'єм пари в ЦСТ v_{cp2} , м³/кг	$\sqrt{v_2 v_{3t}}$	0,3887
22. Коефіцієнт втрат енергії з вихідною швидкістю в ЦСТ $\xi_{в2}$	Беремо рівним 0,01	0,01
23. Відносний внутрішній ККД ЦСТ η_{oi2}	За формулою (5.4)	0,910
24. Внутрішній теплоперепад у ЦСТ ΔH_{i2} , кДж/кг	$\Delta H_{a2} \eta_{oi2}$	613,5
25. Параметри пари в кінці дійсної течії в ЦСТ: ентальпія h_3 , кДж/кг тиск p_3 , МПа питомий об'єм v_3 , м³/кг		
	$h_2 - \Delta H_{i2}$	2938,5
	Дорівнює p_{3t}	0,2263
	За $h-s$ -діаграмою як $f(h_3, p_3)$	1,026
26. Втрати тиску в перепуску між ЦСТ та ЦНТ Δp_{02} , МПа	$0,02 p_3$	0,0045
27. Параметри пари на вході в ЦНТ: ентальпія h_4 , кДж/кг тиск p_4 , МПа ентропія s_4 , кДж/(кг·К) питомий об'єм v_4 , м³/кг		
	Дорівнює h_3	2938,5
	$p_3 - \Delta p_{02}$	0,2218
	За $h-s$ -діаграмою як $f(h_4, p_4)$	7,598
		1,047

Продовж. табл. П4

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
28. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в ЦНТ: ентропія s_B , кДж/(кг·К) тиск p_B , кПа ентальпія h_B , кДж/кг		
	Дорівнює s_4	7,598
	Дорівнює p_K	3,5
	За h - s -діаграмою як $f(s_B, p_B)$	2273
29. Ізоентропійний теплоперепад у ЦНТ ΔH_{a3} , кДж/кг	$h_4 - h_B$	665,5
30. Втрати енергії з вихідною швидкістю в ЦНТ $q_{в3}$, кДж/кг	Беремо 20...40	40
31. Коефіцієнт втрат енергії з вихідною швидкістю в ЦНТ $\xi_{в3}$	$\frac{q_{в3}}{\Delta H_{a3}}$	0,0601
32. Відносний внутрішній ККД ЦНТ без урахування втрат від вологості η_{oi3}^{nn}	За формулою (5.5)	0,833
33. Параметри пари в кінці дійсної течії в ЦНТ без урахування втрат від вологості: ентальпія h_C , кДж/кг тиск p_C , кПа міра сухості x_C		
	$h_4 - \Delta H_{a3} \eta_{oi3}^{nn}$	2384,1
	Дорівнює p_K	3,5
	За h - s -діаграмою як $f(h_C, p_C)$	0,932
34. Параметри пари на вході в групу ступенів ЦНТ, що працюють на вологій парі: міра сухості x_5 ентальпія h_5 , кДж/кг ентропія s_5 , кДж/(кг·К)		
	Дорівнює 1,0	1,0
	За h - s -діаграмою як $f(x_5, \text{пр.}(4-C))$	2621
		7,81

Продовж. табл. П4

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
35. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в групі ступенів ЦНТ, що працюють на вологій парі: ентропія s_D , кДж/(кг·К) тиск p_D , кПа ентальпія h_D , кДж/кг		
	Дорівнює s_5	7,81
	Дорівнює p_k	3,5
	За h - s -діаграмою як $f(s_D, p_D)$	2337
36. Ізоентропійний теплоперепад у групі ступенів ЦНТ, що працюють на вологій парі, $\Delta H_{a3}^{вл}$, кДж/кг	$h_5 - h_D$	284
37. Коефіцієнт $a_{вл}$	Беремо рівним 0,8	0,8
38. Поправка на вологість пари $k_{вл}$	$1 - a_{вл} \frac{1 - x_c}{2}$	0,973
39. Відносний внутрішній ККД групи ступенів ЦНТ, що працюють на вологій парі, $\eta_{oi3}^{вл}$	$k_{вл} \eta_{oi3}^{вл}$	0,811
40. Параметри пари в кінці дійсної течії в групі ступенів ЦНТ, що працюють на вологій парі: ентальпія h_6 , кДж/кг тиск p_6 , кПа питомий об'єм v_6 , м ³ /кг міра сухості x_6		
	$h_5 - \Delta H_{a3}^{вл} \eta_{oi3}^{вл}$	2390,7
	Дорівнює p_k	3,5
	За h - s -діаграмою як $f(h_6, p_6)$	36,89
		0,935
41. Відносний внутрішній ККД ЦНТ з урахуванням втрат від вологості η_{oi3}	За формулою (5.6)	0,823

6. ОЦІНЮВАННЯ РЕГЕНЕРАТИВНИХ І ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ВІДБОРІВ ПАРИ

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

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 [7]. На початковій стадії проєктування доцільно орієнтуватися на теплову схему паротурбінної установки, яка обрана за результатами інформаційного пошуку в ролі базової. Надалі теплова схема повинна бути уточнена.

У 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 [11, 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 позначають на процесі розширення пари, побудованому на $h-s$ -діаграмі (рис. 20). Необхідні для розрахунку теплової схеми параметри пари знімаються з $h-s$ -діаграми за місцем розташування цих точок.

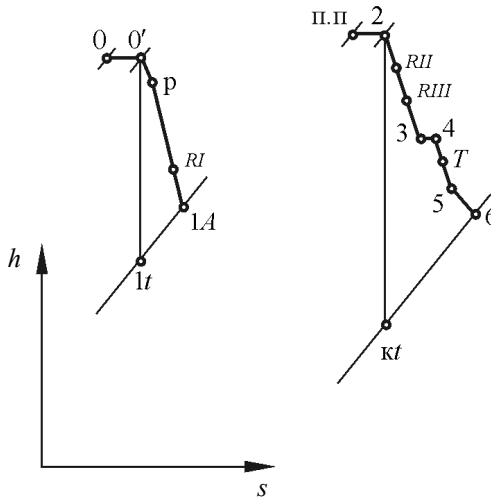


Рис. 20. Розташування точок регенеративних і теплофікаційних відборів на побудованому процесі течії пари:
 RI , RII та $RIII$ – точки відборів пари на регенерацію;
 T – точка теплофікаційного відбору

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

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

де $h_{\text{ж.в}}$ – ентальпія живильної води на виході з системи регенерації; $h'_{\text{к}}$ – ентальпія конденсату при тиску в конденсаторі; $z_{\text{р}}$ – прийняте число регенеративних підігрівників; $h_{\text{пл}}$ – ентальпія пари, що відбирається; $h'_{\text{пл}}$ – ентальпія конденсату пари, яка 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, визначаємо приведенний 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 ЦВТ):

$$G = \frac{N_{\text{е}} \cdot 10^3}{\Delta \bar{H}_i \eta_{\text{м}} \eta_{\text{е.г}}}.$$

Значення параметрів $N_{\text{е}}$, $\eta_{\text{м}}$ та $\eta_{\text{е.г}}$ 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 виконаного оцінювання регенеративних відборів пари наведений у прикладі 5.

Приклад 5

Оцінити кількість пари, що відбирається на регенерацію, для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів розрахунку прикладів 2, 3 та 4.

На підставі результатів інформаційного пошуку попередньо вважаємо, що ЦВТ проектованої турбіни виконаний однопотоковим і складається з регулюючого ступеня та десяти нерегульованих ступенів, ЦСТ – однопотоковий, 11-ступінчастий, ЦНТ – двопотоковий, у кожному з потоків по три ступені. Число ступенів у подальшому уточнюється в ході проведення детального розрахунку проточної частини.

Розташування регенеративних відборів пари беремо за турбіною, яка була обрана в ролі прототипу – К-200-130-7 ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ"). У цій турбіні сім нерегульованих відборів пари на регенерацію розподілені таким чином:

1-й відбір – після 8-го нерегульованого ступеня ЦВТ;

2-й відбір – після ЦВТ;

3-й відбір – після 3-го ступеня ЦСТ;

4-й відбір – після 6-го ступеня ЦСТ;

5-й відбір – після 9-го ступеня ЦСТ;

6-й відбір – після ЦСТ;

7-й відбір – після 2-го ступеня ЦНТ.

Схема розташування точок відбору пари наведена на рис. П4.

Обрані точки відбору позначаємо на процесі розширення пари, побудованому на $h-s$ -діаграмі (рис. П5). При побудові точок попередньо вважаємо, що в ступенях кожного з циліндрів спрацьовується однаковий теплоперепад. Необхідні для розрахунку теплової схеми параметри пари (тиск та ентальпію) знімаємо з $h-s$ -діаграми за місцем розташування знайдених точок.

Частка пари, відібраної на регенеративний підігрівник, може бути оцінена за виразом

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

де $h_{ж.в} = 1071$ кДж/кг – ентальпія живильної води (див. п. 6 табл. П3); $h'_к = 112$ кДж/кг – ентальпія конденсату при тиску в конденсаторі (див. п. 24 табл. П3); $z_p = 7$ – число регенеративних підігрівників; $h_{п1}$ – ентальпія відібраної пари, кДж/кг; $h'_{п1}$ – ентальпія конденсату відібраної пари, кДж/кг (розраховується за таблицями води та водяної пари за відомим значенням тиску пари).

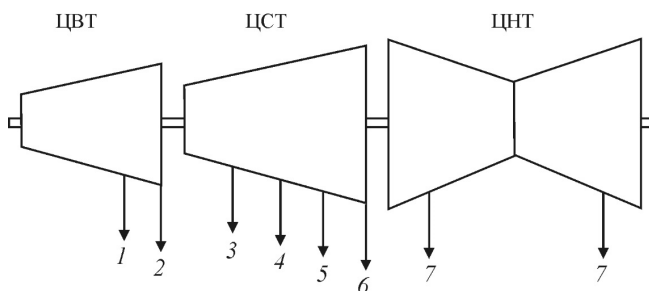


Рис. П4. Схема розташування регенеративних відборів пари по тракту турбіни

Тракт парової турбіни умовно розбиваємо на кілька відсіків за розташуванням точок відбору пари. Результати розрахунку для окремих відсіків зведені в пп. 1–8 табл. П5.

За результатами розрахунку знаходимо приведений внутрішній теплоперепад турбіни:

$$\Delta \bar{H}_i = \sum_{k=1}^8 \Delta H_{ik} (1 - \Sigma \alpha)_k = 1209,9 \text{ кДж/кг},$$

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

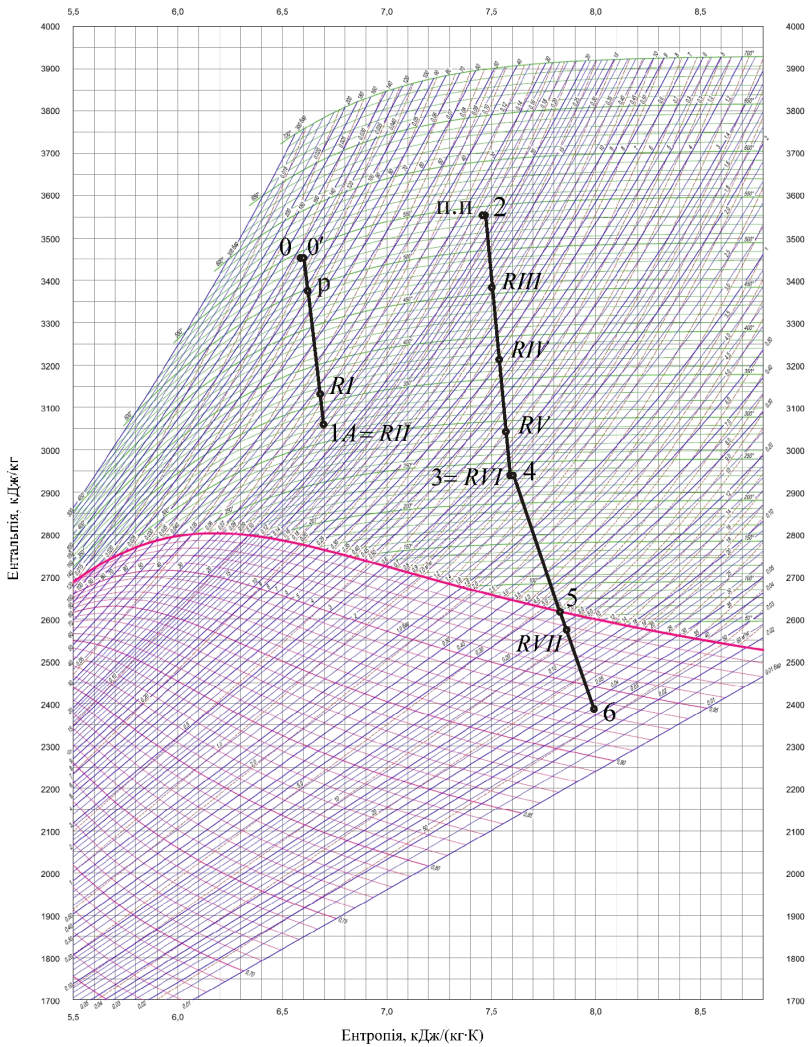


Рис. П5. Розташування точок відбору пари на регенерацію

Таблиця П15. Оцінювання відборів пари на регенерацію

Параметр	Відсік турбіни							
	від входу в турбіну до відбору № 1	від відбору № 1 до виходу з ЦВТ (до відбору № 2)	від відбору № 2 до виходу в ЦСТ до відбору № 3	від відбору № 3 до відбору № 4	від відбору № 4 до відбору № 5	від відбору № 5 до виходу з ЦСТ до відбору № 6	від входу в ЦНТ до відбору № 7	від відбору № 7 до конденсатора
1. Тиск пари перед відсіком $p_{п1}$, МПа	12,416	3,48	2,352	1,36	0,74	0,375	0,2218	0,018
2. Тиск пари за відсіком $p_{п2}$, МПа	3,48	2,64	1,36	0,74	0,375	0,2263	0,018	0,0035
3. Ентальпія пари, відібраної в кінці попереднього відсіку, $h_{п1}$, кДж/кг	—	3125,8	3063,5	3384,7	3217,4	3050,1	2938,5	2573,3
4. Ентальпія конденсату пари, що відбирається, $h'_{п1}$, кДж/кг	—	1048	976	824	707	595	522	242
5. Частка пари α , що відбирається	—	0,0659	0,0656	0,0535	0,0546	0,0558	0,0567	0,0588
6. Внутрішній тепlopерепад відсіку ΔH_i , кДж/кг	320,2	62,3	167,3	167,3	167,3	111,5	365,2	182,6
7. Відносна витрата пари через відсік $1 - \Sigma \alpha$	1,00	0,9341	0,8685	0,8150	0,7604	0,7046	0,6479	0,5891
8. Приведений тепlopерепад відсіку $\Delta H_i(1 - \Sigma \alpha)$, кДж/кг	320,2	58,2	145,3	136,3	127,2	78,5	236,6	107,6
9. Витрата пари через відсік $G(1 - \Sigma \alpha)$, кг/с	168,0	156,9	145,9	136,9	127,7	118,4	108,8	99,0

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

$$G = \frac{N_e \cdot 10^3}{\Delta \bar{H}_i \eta_m \eta_{e.g}} = \frac{200 \cdot 10^3}{1209,9 \cdot 0,996 \cdot 0,988} = 168,0 \text{ кг/с.}$$

Значення раніше визначених параметрів N_e , η_m та $\eta_{e.g}$ беруться з табл. ПЗ (пп. 1, 34 та 35).

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. П5.

7. РОЗРАХУНОК ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРА ВИСОКОГО ТИСКУ

У проточній частині циліндрів високого тиску багатоциліндрових стаціонарних парових турбін можна виокремити:

- 1) регулюючий ступінь;
- 2) групу нерегульованих ступенів тиску.

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 з 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 з сопловим паророзподілом при змінній витраті пари в регулюючому ступені необхідно спрацьовувати підвищений теплоперепад $\Delta h_a^{p,ct}$.

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

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

1. Застосування двовінцевого регулюючого ступеня і, отже, значного теплоперепаду $\Delta h_a^{p,ct}$ приводить до скорочення числа нерегульованих ступенів і зниження вартості виготовлення турбіни. Проте в цьому випадку знижується ККД циліндра високого тиску при потужності, близькій до номінальної, оскільки економічність двовінцевого регулюючого ступеня істотно нижча, ніж економічність нерегульованих ступенів. Однак слід зауважити, що втрати енергії регулюючого ступеня за рахунок повернення теплоти частково використовуються в наступних нерегульованих ступенях. Тому при оцінюванні зниження економічності внаслідок застосування 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 і, отже, біля переднього кінцевого ущільнення. 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 регулю-

ючого ступеня і, отже, можливість застосування більш дешевих сталей для виготовлення ротора і корпусу турбіни.

У сучасних потужних багатоциліндрових турбінах у ролі регулюючого ступеня застосовують одновінцевий ступінь, оскільки переваги підвищеного теплоперепаду 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, які 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, проєктуються з дросельним паророзподілом.

Двовінцеві ступені знаходять застосування в ролі регулюючих у турбінах малої потужності, а також у турбінах із протитиском і в турбінах з регульованими відборами пари.

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

Нерегульовані ступені циліндрів високого тиску (особливо для турбін малої та середньої потужності) внаслідок помірної об'ємної витрати пари відрізняються невеликою довжиною соплових і робочих лопаток. Для підвищення ККД цих ступенів необхідно всіма можливими шляхами збільшувати довжину лопаток. Для досягнення цього використовують такі способи:

1. Застосовують малі кути виходу потоку з 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 із зменшенням кутів виходу незначно зростають.

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

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

Порівнюючи активне і реактивне облопачування циліндрів високого тиску, 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.

Середній діаметр першого нерегульованого ступеня приблизно відповідає діаметру регулюючого ступеня або може дещо відрізнятись в ту чи іншу сторону.

Деякі конструкції циліндрів високого тиску багатоциліндрових стаціонарних парових турбін наведені на рис. 21–25.

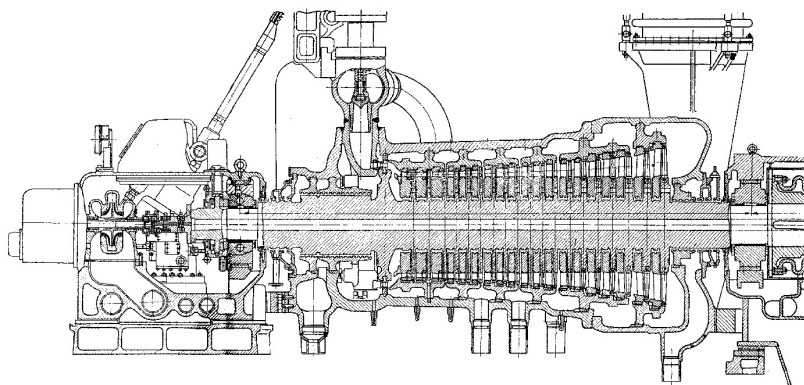


Рис. 21. Циліндр високого тиску турбіни К-100-90-7
компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") [1, с. 6]

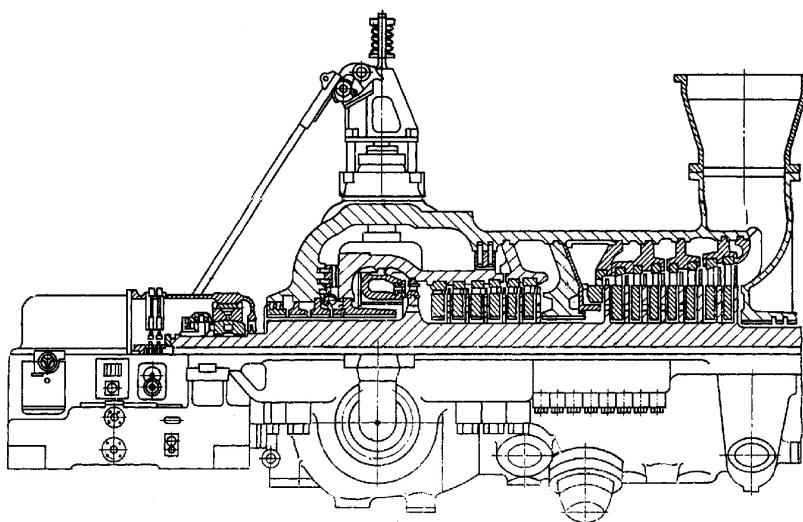


Рис. 22. Циліндр високого тиску турбіни К-160-130
компанії ЗАО "Уральский турбинный завод" [1, с. 13]

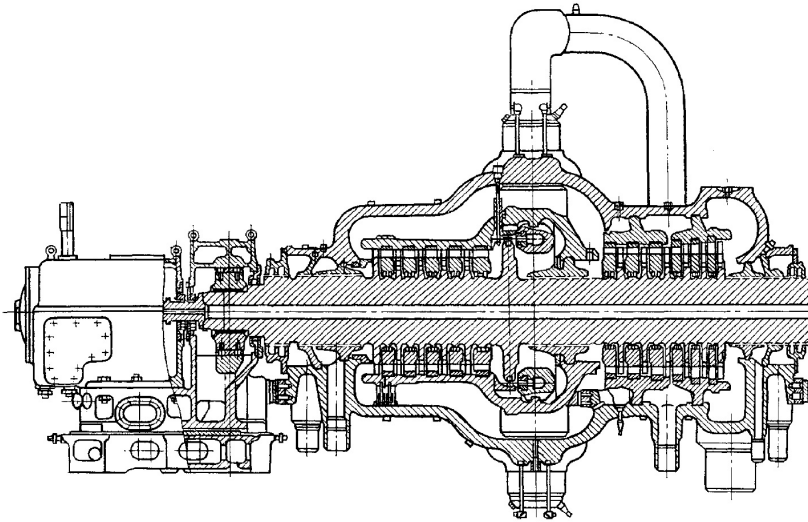


Рис. 23. Циліндр високого тиску турбіни К-300-240-3 компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") [1, с. 26]

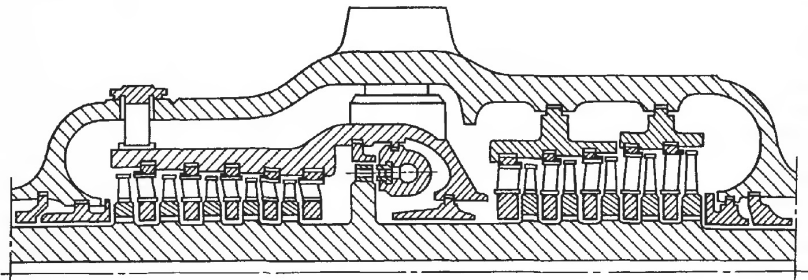


Рис. 24. Циліндр високого тиску турбіни К-800-240-5 компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") [11, с. 159]

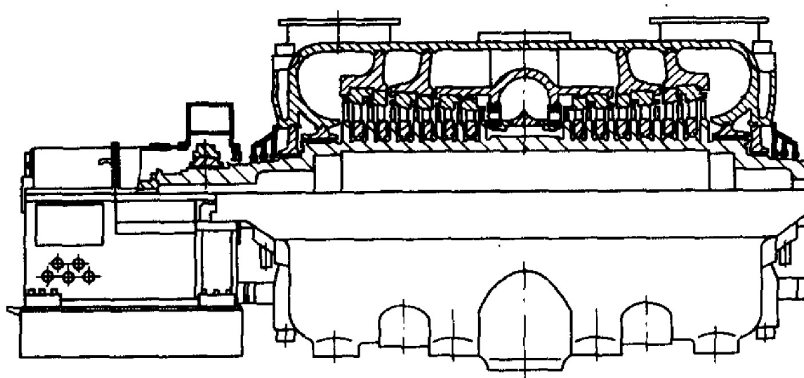


Рис. 25. Циліндр високого тиску турбіни К-1000-60/1500-1
ПАТ "Турбоатом" [8, с. 352]

На рис. 21 зображений ЦВТ двоциліндрової турбіни К-100-90-7 компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ"). Початкові параметри пари – 8,82 МПа та 535 °С. Проточна частина ЦВТ складається з двадцяти ступенів тиску.

Циліндр високого тиску двоциліндрової турбіни К-160-130 компанії ЗАО "Уральский турбинный завод" поєднує в одному корпусі частини високого і середнього тисків (див. рис. 22). Між ЧВТ і ЧСТ розміщена розділова діафрагма; ЧВТ включає в себе одновінцевий регулюючий ступінь та шість ступенів тиску, ЧСТ – вісім нерегульованих ступенів. Початкові параметри пари складають 12,8 МПа та 565 °С.

Проточна частина ЦВТ трициліндрової турбіни К-300-240-3 компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") розділена на два послідовні відсіки (див. рис. 23). Перший (лівий) відсік складається з одновінцевого регулюючого ступеня та п'яти ступенів тиску, пара в яких спрямована від середини циліндра в бік генератора. Після повороту на 180° при проходженні в просторі між внутрішнім та зовнішнім корпусами пара надходить

у правий відсік, який складається з шести ступенів тиску. Початкові параметри пари турбіни – 23,5 МПа та 540 °С.

Аналогічну конструкцію має ЦВТ п'ятициліндрової турбіни К-800-240-5 (див. рис. 24), яка працює на тих же початкових параметрах пари. Лівий (перший за рухом) потік складається з одновінцевого регулюючого ступеня та п'яти ступенів тиску, правий – з шести активних ступенів. Слід зазначити, що подібний петльовий рух пари в ЦВТ у просторі між внутрішнім і зовнішнім корпусами є відмінною рисою парових турбін великої потужності виробництва "ЛМЗ". Також він застосовується в ряді турбін, що випускаються ЗАО "Уральский турбинный завод" (Т-250/300-240-3 та ін.).

Вологопарова п'ятициліндрова турбіна ПАТ "Турбоатом" К-1000-60/1500-1, яка працює на парі з тиском 5,88 МПа та температурою 274 °С, має двопотоковий ЦВТ (див. рис. 25), у кожному потоці якого розташовані по сім ступенів.

7.1. Розрахунок регулюючого ступеня

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

Довжина соплових лопаток, знайдена при проектуванні, не повинна бути менше 15 мм. В іншому випадку рекомендується зменшувати міру впуску ε або середній діаметр ступеня D_{cp1} .

Також необхідно враховувати, що при всіх відкритих регулюючих клапанах (тобто на номінальному режимі роботи) міра впуску завжди менше одиниці.

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 з соплових каналів оцінюється за допомогою числа Маха.

Визначення параметрів регулюючого ступеня ведеться відповідно до методики, викладеної у роботі [6].

Якщо обмежувальні поверхні проточної частини ступеня виконані циліндричними, тобто якщо довжина робочих лопаток l_p пов'язана з довжиною соплових лопаток l_c співвідношенням $l_p = l_c + \Delta$, де $\Delta = \Delta_k + \Delta_n$, то перекривання робочих лопаток біля кореня Δ_k і на периферії Δ_n обираються за табл. 6.

Таблиця 6. Рекомендовані значення перекривань, м

Довжина робочих лопаток l_p	Перекривання біля кореня робочих лопаток Δ_k	Перекривання на периферії робочих лопаток Δ_n
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

Осьові зазори в турбінних ступенях можна наближено оцінити за допомогою графічних залежностей на рис. 26 за відомими значеннями довжини 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. 27.

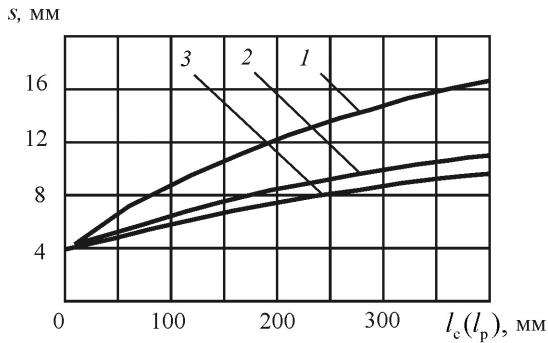


Рис. 26. Осьові зазори в ступені [6, с. 288]:

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

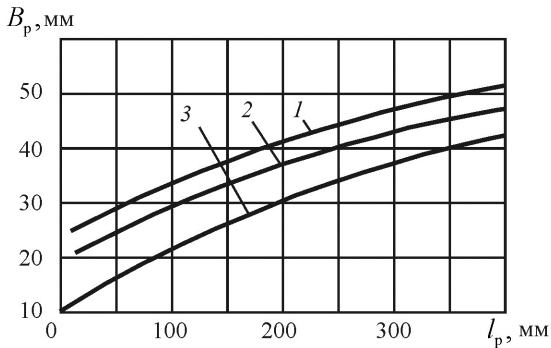


Рис. 27. Ширина робочих лопаток активних ступенів турбіни [6, с. 289]:

1 – при $u = 220$ м/с; 2 – при $u = 180$ м/с; 3 – при $u = 150$ м/с

Зразок розрахунку одновінцевого регулюючого ступеня наведений у прикладі 6. Розрахунок двовінцевого регулюючого ступеня розглядався у першій частині даного навчального посібника.

Приклад 6

Виконати розрахунок одновінцевого регулюючого ступеня для вихідних даних, наведених у прикладі 1, і результатів розрахунку прикладів 2–5.

Розрахункова схема ступеня зображена на рис. П6. Розрахунок зведений в табл. П6. Дана таблиця має свою внутрішню індексацію параметрів, відмінну від індексації, використаної раніше в табл. П3 та П4.

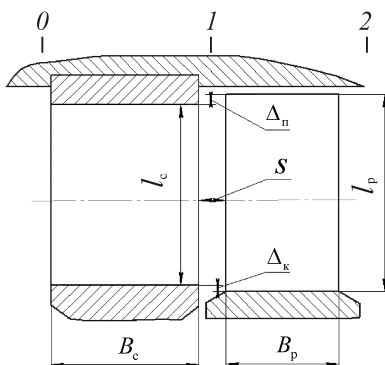


Рис. П6. Розрахункова схема ступеня турбіни

Таблиця П6. Розрахунок одновінцевого регулюючого ступеня

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата пари G , кг/с	Табл. П5, п. 9	168,0
2. Параметри пари на вході в ступінь:		
ентальпія h_0 , кДж/кг	Табл. П3, п. 9	3446
тиск p_0 , МПа		12,416
ентропія s_0 , кДж/(кг·К)		6,596
3. Швидкість потоку на вході в ступінь c_0 , м/с	Береться рівною 0	0

Продовж. табл. П6

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
4. Кінетична енергія пари на вході в ступінь $\Delta h_{\text{вх}}$, кДж/кг	$\frac{c_0^2}{2} \cdot 10^{-3}$	0
5. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	Табл. П4, п. 3	90
6. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	$\Delta h_a + \Delta h_{\text{вх}}$	90
7. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається з наявного тепло перепаду, $c_{\text{ад}}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^* \cdot 10^3}$	424,3
8. Віяловість ступеня $\lambda = D_{\text{ср2}}/l_p$	Береться 3,5...50 та уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	43
9. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,04
10. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,086
11. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	Береться 11...16	12
12. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,965
13. Оптимальне значення характеристики ступеня $v_{\text{ад}}^{\text{опт}}$	$\frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,494
14. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні дані	3000
15. Оптимальна колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами $u_1^{\text{опт}}$, м/с	$c_{\text{ад}} v_{\text{ад}}^{\text{опт}}$	209,4

Продовж. табл. П6

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
16. Оптимальний середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{\text{ср1}}^{\text{опт}}$, м	$\frac{60u_1^{\text{опт}}}{\pi n}$	1,334
17. Розрахунковий середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{\text{ср1}}$, м	Приблизно дорівнює $D_{\text{ср1}}^{\text{опт}}$, але не повинен перевищувати 1,0...1,1	1,1
18. Розрахункова колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{\text{ср1}} n}{60}$	172,7
19. Дійсне значення характеристики ступеня $v_{\text{ад}}$	$u_1/c_{\text{ад}}$	0,407
20. Наявний теплоперепад у соплових каналах $\Delta h_{\text{ас}}^*$, кДж/кг	$\Delta h_a^*(1 - \rho)$	82,26
21. Ізоентропійний теплоперепад у соплових каналах $\Delta h_{\text{ас}}$, кДж/кг	$\Delta h_{\text{ас}}^* - \Delta h_{\text{вх}}$	82,26
22. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{\text{ас}}^* \cdot 10^3}$	391,4
23. Втрати енергії в соплових каналах q_c , кДж/кг	$(1 - \varphi^2)\Delta h_{\text{ас}}^*$	5,66
24. Статичні параметри пари за сопловою решіткою: ентальпія h_1 , кДж/кг тиск p_1 , МПа питомий об'єм v_1 , м ³ /кг		
	$h_0 - \Delta h_{\text{ас}} + q_c$	3369
	За процесом на $h-s$ -діаграмі (див. рис. П7,а)	9,723
		0,034
25. Показник ізоентропи пари k	Для перегрітої пари береться рівним 1,3	1,3
26. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{k p_1 v_1 \cdot 10^6}$	655,9

Продовж. табл. П6

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
27. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,597
28. Міра впуску ε	Береться не більше 0,9	0,86
29. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G v_1}{\varepsilon \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,024
30. Осьовий зазор у ступені s , м	Рис. 26	0,005
31. Ширина робочих лопаток B_p , м	Рис. 27	0,022
32. Ширина соплових лопаток B_c , м	Береться (1,1...1,2) B_p	0,025
33. Перекривання робочих лопаток: біля кореня Δ_k , м на периферії Δ_n , м повне перекривання Δ , м		
	Табл. 6	0,0010
	Табл. 6	0,0015
	$\Delta_k + \Delta_n$	0,0025
34. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$l_c + \Delta$	0,026
35. Радіальний зазор δ_p , м	Береться (0,010...0,015) l_p	0,0004
36. Середній діаметр на виході зі ступеня D_{cp2} , м	Береться рівним D_{cp1}	1,10
37. Колова швидкість на середньому діаметрі на виході зі ступеня u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	172,7
38. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	42,1
39. Мінімально допустима для знайденої λ міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,087
40. Перевірка умови ²	$\left \frac{\rho - \rho_{min}}{\rho_{min}} \right \cdot 100 \% \leq 5 \%$	1,15

Продовж. табл. П6

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
41. Швидкість входу пари в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	225,4
42. Кут входу пари в робочі канали β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	21,2
43. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,93...0,95 або визначається за характеристиками стандартних профілів	0,94
44. Ізоентропійний теплоперепад у робочих каналах Δh_{ap} , кДж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	7,74
45. Наявний теплоперепад в робочих каналах Δh_{ap}^* , кДж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2} \cdot 10^{-3}$	33,13
46. Швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(10^3 \cdot \Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	242,0
47. Втрати енергії в робочих каналах q_p , кДж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2} \cdot 10^{-3}$	3,86
48. Статичні параметри пари за ступенем (без урахування камерних втрат): ентальпія h'_2 , кДж/кг тиск p'_2 , МПа питомий об'єм v'_2 , м³/кг		
	$h_1 - \Delta h_{ap} + q_p$	3365
	За процесом на $h-s$ -діаграмі (див. рис. П7,б)	9,482
		0,0344
49. Кут виходу потоку з робочих каналів β_2 , град	$\arcsin \frac{G v'_2}{\varepsilon \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	18,5
50. Швидкість пари за ступенем c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2w_2 \cos \beta_2}$	95,4
51. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, кДж/кг	$\frac{c_2^2}{2} \cdot 10^{-3}$	4,55

Продовж. табл. П6

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
52. Кут виходу пари зі ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	53,4
53. Колова робота ступеня l_u , кДж/кг	$(u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2) \cdot 10^{-3}$	75,94
54. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,844
55. Характеристики зазорів облопачування:		
осьовий зазор в ущільненні бандажа δ_a , м	Визначається з конструкції ущільнення	0,0015
коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a	Береться рівним 0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r	Береться рівним 0,75...0,80	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Визначається з конструкції ущільнення	2
56. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажа $0,75 \delta_r$	$2,0 \cdot 10^{-4}$
57. Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор $\zeta_{\text{заз}}$	$\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e \frac{1}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0123
58. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа $\zeta_{\text{тр}}$	Береться рівним 0,001	0,001
59. Число дуг впуску парціального підведення i	Визначається з конструкції ступеня	1

Продовж. табл. П6

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
60. Втрати від парціального підведення:		
крайові втрати $\zeta_{кр}$	$0,25 \frac{B_p l_p}{\varepsilon \pi D_{cpl} l_c \sin \alpha_1} \frac{u_1}{c_{ад}} i \eta_u$	0,0033
вентиляційні втрати ζ_v	$\frac{k_v}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \frac{l_p}{l_c} \left(\frac{u_1}{c_{ад}} \right)^3$, де $k_v = 0,024 \dots 0,062$	0,0023
61. Сума камерних втрат енергії $q_{кам}$, кДж/кг	$(\zeta_{заз} + \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_v) \Delta h_a^*$	1,70
62. Статичні параметри пари за ступенем (з урахуванням камерних втрат):		
ентальпія h_2 , кДж/кг	$h_2' + q_{кам}$	3367
тиск p_2 , МПа	Дорівнює p_2'	9,482
питомий об'єм v_2 , м ³ /кг	За процесом на $h-s$ -діаграмі (див. рис. П7,б)	0,0344
63. Відносний внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \zeta_{заз} - \zeta_{тр} - \zeta_{кр} - \zeta_v$	0,825
64. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , кДж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	74,24
65. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i$	12 472

² Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі, яка визначається в п. 10 цієї таблиці.

Схема побудови на $h-s$ -діаграмі процесу течії пари в турбінному ступені, яка необхідна для визначення параметрів у розрахункових перерізах, наведена на рис. П7.

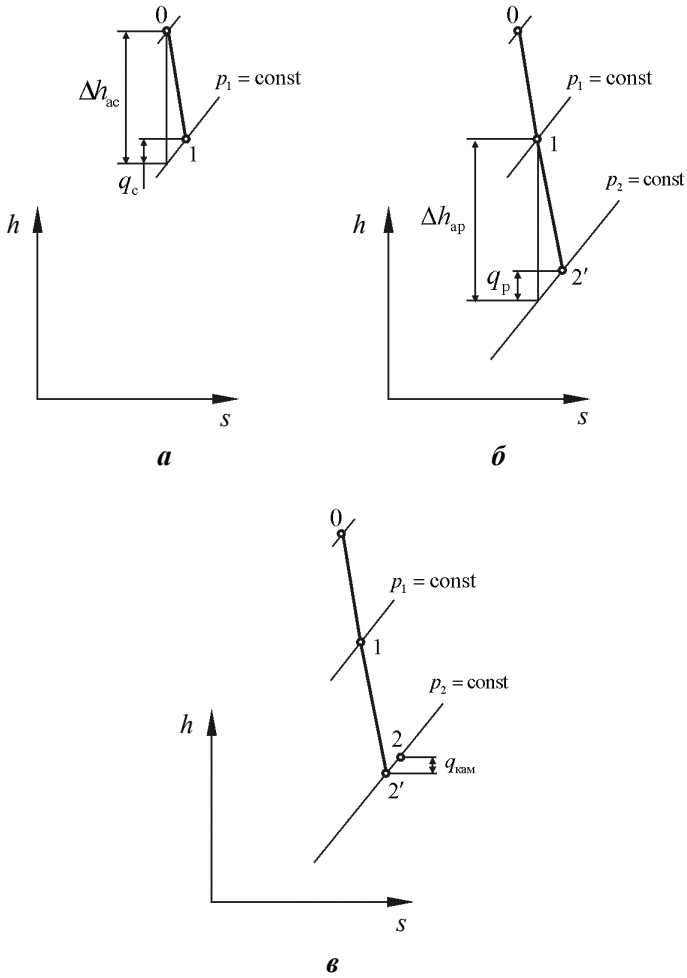


Рис. П7. Схема побудови на h - s -діаграмі процесу течії пари в турбінному ступені

7.2. Розрахунок нерегульованих ступенів

Зразок розрахунку групи нерегульованих ступенів циліндра високого тиску наведений у прикладі 7.

Приклад 7

Виконати розрахунок групи нерегульованих ступенів циліндра високого тиску для вихідних даних, наведених у прикладі 1, і результатів розрахунку прикладів 2–6.

Виходячи з вимог технологічності виготовлення і прийнятого діаметра регулюючого ступеня доцільний діаметр першого нерегульованого ступеня, згідно з [11, с. 148], не перевищує 0,8...1,0 м.

Для групи ступенів беремо форму проточної частини з постійним кореневим (внутрішнім) діаметром. Тому теплоперепад і відповідно швидкості потоку в решітках у всіх ступенях можна вважати приблизно однаковими.

Проектування даної групи ступенів проводимо в кілька етапів.

Етап 1. Виконуємо розрахунок основних параметрів першого за рухом ступеня виходячи з обраного раціонального середнього діаметра $D_{\text{ср1}} = 0,9$ м та оптимального співвідношення швидкостей (табл. П7). Крім інших параметрів у ході розрахунку визначаємо кореневий діаметр $D_{\text{к}} = 0,853$ м, який є однаковим для всієї групи ступенів.

Необхідно зазначити, що таблиці даного розділу мають свою внутрішню індексацію параметрів, відмінну від індексації, використаної раніше в табл. П3 та П4.

Оскільки довжина соплових лопаток першого ступеня (п. 17 табл. П7) при повній мірі впуску $\varepsilon = 1$ є задовільною, тобто перевищує 15 мм, то це свідчить про відсутність потреби застосовувати парціальний впуск для групи нерегульованих ступенів ЦВТ, а надалі і для ступенів ЦСТ та ЦНТ.

Таблиця П7. Розрахунок основних параметрів 1-го ступеня ЦВТ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата пари G , кг/с	Табл. П5, п. 9	168,0
2. Кінетична енергія пари на вході в ступінь $\Delta h_{\text{вх}}$, кДж/кг	Для 1-го ступеня дорівнює 0	0
3. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{\text{ср1}}$, м	Береться	0,9
4. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні дані	3000
5. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{\text{ср1}} n}{60}$	141,3
6. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	Береться 11...16	12
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,965
8. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,05
9. Віяловість ступеня $\lambda = D_{\text{ср2}}/l_p$	Береться 3,5...50 та уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	18
10. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,158
11. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	$\frac{2u_1^2(1-\rho)}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \cdot 10^{-3}$	37,73
12. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	$\Delta h_a^* - \Delta h_{\text{вх}}$	37,73
13. Наявний теплоперепад у соплових каналах $\Delta h_{\text{ас}}^*$, кДж/кг	$\Delta h_a^*(1-\rho)$	31,77

Продовж. табл. П7

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
14. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\Phi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*} \cdot 10^3$	243,3
15. Питомий об'єм пари за сопловою решіткою v_1 , м ³ /кг	Оцінюється за процесом на $h-s$ -діаграмі (див. рис. П7,а)	0,0400
16. Міра впуску ε	Береться	1,0
17. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G v_1}{\varepsilon \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,047
18. Кореневий діаметр ступеня D_k , м	$D_{cp1} - l_c$	0,853
19. Перекривання робочих лопаток: біля кореня Δ_k , м на периферії Δ_π , м повне перекривання Δ , м		
	Табл. 6	0,0010
	Табл. 6	0,0020
	$\Delta_k + \Delta_\pi$	0,0030
20. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$l_c + \Delta$	0,050
21. Середній діаметр на виході зі ступеня D_{cp2} , м	$D_k + l_p$	0,903
22. Віяловість ступеня λ	D_{cp2} / l_p	18,05
23. Мінімально допустима для знайденої λ міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,158
24. Перевірка умови ³	$\left \frac{\rho - \rho_{min}}{\rho_{min}} \right \cdot 100 \% \leq 5 \%$	0,17

³ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі, яка визначається в п. 10 цієї таблиці.

Етап 2. Беремо кут $\alpha_1 = 12^\circ$ та міру реактивності в кореневому перерізі $\rho_k = 0,05$ однаковими для всієї групи ступенів. Вважаючи значення швидкісного коефіцієнта соплових каналів $\varphi = 0,965$ однаковим для першого та останнього ступенів і нехтуючи розбіжністю значень швидкості c_1 у першому та останньому ступенях, оцінюємо середній діаметр останнього ступеня $D_{cp1.z}$ за формулою

$$\begin{aligned} D_{cp1.z}(D_{cp1.z} - D_k) &= l_{c.1} D_{cp1.1} \frac{G_z v_{1.z}}{G_1 v_{1.1}} = \\ &= 0,047 \cdot 0,9 \cdot \frac{156,9 \cdot 0,0984}{168,0 \cdot 0,0400} = 0,0973, \end{aligned}$$

звідки

$$D_{cp1.z} = \frac{D_k + \sqrt{D_k^2 + 4 \cdot 0,0973}}{2} = 0,955 \text{ м},$$

де $l_{c.1}$ – довжина соплових лопаток першого ступеня (п. 17 табл. П7), м; G_1 – витрата пари через перший ступінь (п. 1 табл. П7), кг/с; $v_{1.1}$ – питомий об'єм пари після соплових каналів у першому ступені (п. 15 табл. П7), м³/кг; G_z – витрата пари через останній ступінь ЦВТ, яка визначається з урахуванням відборів пари на регенерацію (див. п. 9 табл. П5), кг/с; $v_{1.z}$ – питомий об'єм пари після соплових каналів в останньому ступені ЦВТ, який наближено дорівнює питомому об'єму пари за групою ступенів (див. п. 17 табл. П4), м³/кг.

Рисуємо графік зміни середнього діаметра ступенів за довжиною ЦВТ таким чином [12, с. 33]:

- а) відрізок по осі абсцис відкладаємо довільної довжини;
- б) на границях відрізка в масштабі відкладаємо відомі значення $D_{cp1.1}$ і $D_{cp1.z}$ для першого та останнього ступенів;
- в) наявні дві точки з'єднуємо плавною кривою (рис. П8).

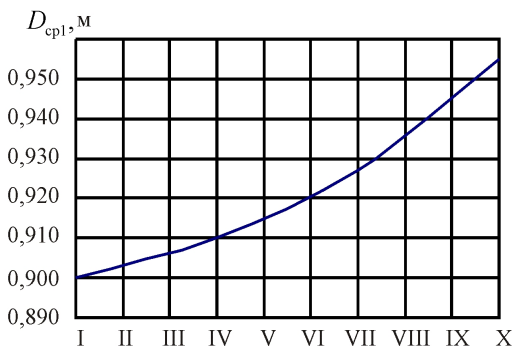


Рис. П8. Зміна середнього діаметра за довжиною роторної частини групи нерегульованих ступенів ЦВТ

Далі відрізок за шкалою абсцис ділимо на рівні ділянки, відповідно до прийнятого в 1-му наближенні числа ступенів ($z = 10$). У граничних точках ділянок за графіком визначаємо відповідні їм значення середнього діаметра кожного із ступенів.

Довжина соплових лопаток довільного ступеня визначається за формулою

$$l_c = D_{ср1} - D_k.$$

Довжина робочих лопаток ступеня

$$l_p = l_c + \Delta,$$

де Δ – повне перекривання робочих лопаток (див. табл. 6).

Середній діаметр на виході зі ступеня

$$D_{ср2} = D_k + l_p.$$

Віяловість ступеня

$$\lambda = \frac{D_{ср2}}{l_p}.$$

Міра реактивності на середньому діаметрі

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

Колова швидкість на середньому діаметрі ступеня

$$u_1 = \frac{\pi D_{cp1} n}{60}.$$

Наявний теплоперепад ступеня, який визначається з оптимального відношення швидкостей,

$$\Delta h_a^* = \frac{2u_1^2 (1 - \rho)}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \cdot 10^{-3}.$$

Ізоентропійний теплоперепад довільного ступеня попередньо оцінюємо таким чином:

$$\Delta h_a = [1 - \sin^2 \alpha_1 (1 - \rho)] \Delta h_a^*.$$

За наведеними вище формулами виконуємо розрахунок параметрів для 2–10-го нерегульованих ступенів. Результати розрахунку зводимо в пп. 1–10 табл. П8. Відомості щодо 1-го ступеня для пп. 1–10 беремо з табл. П7.

За отриманими результатами знаходимо середньоарифметичне значення ізоентропійного теплоперепад групи нерегульованих ступенів ЦВТ:

$$(\Delta h_a)_{cp} = 36,38 \text{ кДж/кг.}$$

Коефіцієнт повернутого тепла для цієї групи ступенів

$$R = 1 + k_t (1 - \eta_{oi1}^{rp}) \Delta H_{a1}^{rp} \cdot \frac{z - 1}{z} =$$

$$= 1 + 4,8 \cdot 10^{-4} (1 - 0,851) \cdot 366 \cdot \frac{10 - 1}{10} = 1,0236,$$

де $k_i = 4,8 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт для групи ступенів, які працюють на перегрітій парі; η_{oil}^{rp} – відносний внутрішній ККД групи нерегульованих ступенів ЦВТ (див. п. 15 табл. П4); ΔH_{al}^{rp} – ізоентропійний теплоперепад у нерегульованих ступенях ЦВТ (див. п. 11 табл. П4); $z = 10$ – прийняте в 1-му наближенні число нерегульованих ступенів ЦВТ.

Число нерегульованих ступенів ЦВТ оцінюємо за формулою [11, с. 150]

$$z \approx \frac{\Delta H_{al}^{rp} R}{(\Delta h_a)_{cp}} = \frac{366 \cdot 1,0236}{36,38} = 10,30.$$

За результатами розрахунку беремо число нерегульованих ступенів ЦВТ $z = 10$.

У зв'язку з округленням числа ступенів утворюється відхил теплоперепаду групи ступенів

$$\begin{aligned} \Delta &= \Delta H_{al}^{rp} R - z(\Delta h_a)_{cp} = 366 \cdot 1,0236 - 10 \cdot 36,38 = \\ &= 10,83 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Цей відхил розподіляємо рівномірно між ступенями групи. До ізоентропійного теплоперепаду Δh_a кожного зі ступенів (п. 11 табл. П8) повинна бути додана величина

$$\frac{\Delta}{z} = \frac{10,83}{10} = 1,08 \text{ кДж/кг.}$$

2 Таблиця П8. Розрахунок параметрів нерегульованих ступенів ЦВТ

Параметр	Номер ступеня									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
1. Середній діаметр ступеня D_{cp1} , м	0,900	0,903	0,907	0,910	0,915	0,920	0,927	0,936	0,945	0,955
2. Довжина соплових лопаток l_c , м	0,047	0,050	0,054	0,057	0,062	0,067	0,074	0,083	0,092	0,102
3. Повне перекривання робочих лопаток Δ , м	0,0030	0,0030	0,0035	0,0040	0,0040	0,0044	0,0050	0,0050	0,0050	0,0050
4. Довжина робочих лопаток l_p , м	0,050	0,053	0,058	0,061	0,066	0,071	0,079	0,088	0,097	0,107
5. Середній діаметр на виході зі ступеня D_{cp2} , м	0,903	0,906	0,911	0,914	0,919	0,924	0,932	0,941	0,950	0,960
6. Віяловість ступеня λ	18,05	17,08	15,82	14,97	13,92	12,94	11,79	10,69	9,79	8,97
7. Міра реактивності на середньому діаметрі ρ	0,158	0,164	0,172	0,179	0,189	0,199	0,212	0,228	0,244	0,261
8. Колова швидкість на середньому діаметрі u_1 , м/с	141,3	141,8	142,4	142,9	143,7	144,4	145,5	147,0	148,4	149,9
9. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	37,73	37,73	37,67	37,61	37,59	37,53	37,45	37,40	37,36	37,31
10. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	37,73	36,37	36,32	36,28	36,27	36,23	36,17	36,16	36,14	36,12

11. Ізоентропійний тепловирегад ступеня (уточнений) Δh_a , кДж/кг	38,82	37,45	37,41	37,36	37,35	37,31	37,26	37,24	37,22	37,20
12. Витрата пари перед ступенем: тиск p_0 , МПа	168,0	168,0	168,0	168,0	168,0	168,0	168,0	168,0	156,9	156,9
13. Параметри пари перед ступенем: питомий об'єм v_0 , м ³ /кг	9,482	8,395	7,450	6,615	5,851	5,143	4,511	3,943	3,433	2,987
	0,0344	0,0380	0,0418	0,0460	0,0508	0,0564	0,0626	0,0698	0,0780	0,0871
	3367	3332	3299	3266	3232	3199	3166	3133	3099	3066
14. Кінетична енергія пари на вході в ступінь $\Delta h_{вх}$, кДж/кг	0	1,01	1,08	1,10	1,19	1,23	1,29	1,28	1,27	1,11
15. Наявний тепловирегад ступеня (уточнений) Δh_a^* , кДж/кг	38,82	38,46	38,49	38,46	38,54	38,55	38,54	38,52	38,49	38,32
16. Наявний тепловирегад у соплових каналах $\Delta h_{ас}^*$, кДж/кг	32,69	32,17	31,85	31,58	31,27	30,89	30,35	29,72	29,10	28,33
17. Ізоентропійний тепловирегад у соплових каналах $\Delta h_{ас}$, кДж/кг	32,69	31,16	30,77	30,47	30,09	29,66	29,07	28,44	27,84	27,22
18. Швидкість виходу пари з соплових каналів c_1 , м/с	246,8	244,8	243,6	242,5	241,3	239,9	237,8	235,3	232,8	229,7

Продовж. табл. П8

Параметр	Номер ступеня									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
19. Втрати енергій в соплових каналах q_c , кДж/кг	2,25	2,21	2,19	2,17	2,15	2,12	2,09	2,04	2,00	1,95
20. Статичні параметри пари за сопловими каналами: ентальпія h_1 , кДж/кг	3337	3303	3270	3237	3204	3172	3139	3106	3074	3041
тиск p_1 , МПа	8,571	7,600	6,745	5,985	5,273	4,635	4,064	3,550	3,100	2,684
питомий об'єм v_1 , м ³ /кг	0,0373	0,0411	0,0453	0,0498	0,0552	0,0612	0,0680	0,0758	0,0845	0,0949
21. Показник ізоентропії пари k	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
22. Швидкість звуку на виході з соплових каналів a_1 , м/с	644,7	637,2	630,2	622,5	615,1	607,3	599,4	591,5	583,6	575,4
23. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	0,383	0,384	0,386	0,390	0,392	0,395	0,397	0,398	0,399	0,399
24. Осьовий зазор у ступені s , м	0,006	0,006	0,006	0,006	0,006	0,007	0,007	0,007	0,007	0,008
25. Ширина робочих лопаток B_p , м	0,017	0,017	0,017	0,018	0,018	0,019	0,019	0,020	0,020	0,021
26. Ширина соплових лопаток B_c , м	0,020	0,020	0,020	0,022	0,022	0,023	0,023	0,024	0,024	0,025

27. Радіальний зазор δ_p , м	0,0005	0,0005	0,0005	0,0006	0,0006	0,0007	0,0007	0,0008	0,0009	0,0010	0,0011
28. Колова швидкість на середньому діаметрі за ступенем u_2 , м/с	141,8	142,2	142,9	143,5	144,3	145,1	146,3	147,7	149,2	150,7	
29. Швидкість входу пари в робочі канали w_1 , м/с	112,4	110,1	108,4	107,0	105,1	103,0	100,1	96,5	93,0	88,7	
30. Кут входу пари в робочі канали β_1 , град	27,1	27,5	27,9	28,1	28,5	28,9	29,6	30,5	31,4	32,6	
31. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	
32. Ізоентропійний тепловирепад у робочих каналах Δh_{ap} , кДж/кг	6,12	6,30	6,64	6,89	7,27	7,66	8,19	8,80	9,39	9,99	
33. Наявний тепловирепад у робочих каналах Δh_{ap}^* , кДж/кг	12,45	12,36	12,51	12,61	12,80	12,96	13,20	13,45	13,71	13,92	
34. Швидкість виходу пари з робочих каналів w_2 , м/с	150,3	149,8	150,7	151,4	152,5	153,6	155,0	156,5	158,0	159,2	
35. Втрати енергії в робочих каналах q_p , кДж/кг	1,22	1,21	1,23	1,24	1,26	1,27	1,30	1,32	1,35	1,37	

Продовж. табл. П8

Параметр	Номер ступеня									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
36. 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										
	3332	3298	3265	3232	3198	3165	3132	3099	3065	3032
	8,395	7,450	6,615	5,851	5,143	4,511	3,943	3,433	2,987	2,577
	0,0380	0,0418	0,0460	0,0508	0,0563	0,0626	0,0697	0,0779	0,0871	0,0980
37. Кут виходу пари з робочих каналів β_2 , град	17,4	18,1	18,2	18,8	19,0	19,3	19,1	18,8	17,4	17,4
38. Швидкість пари за ступенем c_2 , м/с	45,0	46,5	47,0	48,7	49,6	50,7	50,6	50,3	47,2	47,7
39. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{\text{вих}}$, кДж/кг	1,01	1,08	1,10	1,19	1,23	1,29	1,28	1,27	1,12	1,14
40. Кут виходу пари зі ступеня α_2 , град	88,0	89,9	89,7	90,2	90,1	90,3	89,8	89,5	88,1	88,7
41. Колова робота ступеня l_u , кДж/кг	34,34	33,96	33,97	33,87	33,90	33,86	33,87	33,89	34,02	33,87
42. Коловий ККД ступеня η_u	0,885	0,883	0,883	0,881	0,880	0,878	0,879	0,880	0,884	0,884

43. Характеристики ушлінення діафрагми: число шлін z	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213
	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$3,35 \cdot 10^{-4}$
44. Витокі кризь ушлінення діафрагми $G_{\text{вд}}$ кг/с	0,851	0,756	0,679	0,612	0,557	0,496	0,441	0,392	0,341	0,308
45. Коефіцієнт втрат від витоків кризь ушлінення діафрагми $\zeta_{\text{уд}}$	0,0045	0,0040	0,0036	0,0032	0,0029	0,0026	0,0023	0,0021	0,0019	0,0017
46. Характеристики зазорів облопачування: осьовий зазор в ушліненні по бандажу δ_a , м	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015
коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
число ушлінювальних гребенів радіального зазору z	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

88 *Продовж. табл. П8*

Параметр	Номер ступеня									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
47. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$	$2,8 \cdot 10^{-4}$	$3,0 \cdot 10^{-4}$	$3,2 \cdot 10^{-4}$	$3,4 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$4,0 \cdot 10^{-4}$	$4,2 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$
48. Коefіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор $\zeta_{\text{заз}}$	0,0121	0,0123	0,0126	0,0129	0,0131	0,0133	0,0137	0,0139	0,0141	0,0142
49. Коefіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\zeta_{\text{тр}}$	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
50. Сума камерних втрат енергії $q_{\text{кам}}$, кДж/кг	0,68	0,66	0,66	0,66	0,66	0,65	0,66	0,65	0,66	0,65
51. 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	3332 8,395 0,0380	3299 7,450 0,0418	3266 6,615 0,0460	3232 5,851 0,0508	3199 5,143 0,0564	3166 4,511 0,0626	3133 3,943 0,0698	3099 3,433 0,0780	3066 2,987 0,0871	3033 2,577 0,0981
52. Відносний внутрішній ККД ступеня η_i	0,867	0,866	0,865	0,863	0,863	0,862	0,862	0,863	0,867	0,867
53. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_t , кДж/кг	33,65	33,29	33,31	33,21	33,25	33,21	33,22	33,23	33,37	33,21
54. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	5653	5593	5595	5579	5585	5579	5581	5583	5235	5211

Етап 3. Послідовно для кожного ступеня, який входить у дану групу, виконуємо розрахунок його термогазодинамічних параметрів з урахуванням уточнених значень ізентропійних теплоперепадів Δh_a , а також з урахуванням параметрів, які були прийняті та визначені раніше. Результати розрахунків додаємо в табл. П8.

Термогазодинамічний розрахунок ступенів ведеться відповідно до методики, викладеної в роботі [6].

При проектуванні витрату пари G (п. 12 табл. П8) через ступені беруть згідно з п. 9 табл. П5.

Статичні параметри пари на вході в перший ступінь групи (p_0 , v_0 та h_0) відповідають параметрам пари на виході з регулюючого ступеня (див. п. 62 табл. П6), на вході в інші ступені – статичним параметрам пари за попереднім ступенем.

Кінетична енергія пари на вході в перший ступінь береться рівною нулю, на вході в інші ступені дорівнює втратам енергії з вихідною швидкістю попереднього ступеня, обчисленим по її осевій складовій:

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

Кут виходу потоку з соплової решітки $\alpha_1 = 12^\circ$, швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,965$ та міра реактивності в кореновому перерізі $\rho_k = 0,05$ обрані однаковими для всіх ступенів групи на попередньому етапі розрахунку.

Для всіх ступенів групи прийнята форма проточної частини з постійним кореновим діаметром $D_k = 0,853$ м.

Наявний уточнений теплоперепад ступеня

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

Наявний теплоперепад у соплових каналах

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

Ізоентропійний теплоперепад у соплових каналах

$$\Delta h_{ac} = \Delta h_{ac}^* - \Delta h_{vx}.$$

Швидкість виходу потоку з соплових каналів

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

Втрати енергії в соплових каналах

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

Ентальпія пари за сопловими каналами

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

Інші статичні параметри за сопловими каналами (p_1 та v_1) визначають із процесу на h - s -діаграмі (див. рис. П7, **a**).

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

Швидкість звуку на виході з соплових каналів

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

Число Маха на виході з соплових каналів

$$M_1 = c_1 / a_1.$$

Осьовий зазор у ступені s та ширину робочих лопаток B_p беремо за графіками на рис. 26 та 27; ширина соплових лопаток B_c береться рівною $(1,1 \dots 1,2) B_p$; радіальний зазор $\delta_r = (0,005 \dots 0,010) l_p$.

Колова швидкість на середньому діаметрі на виході зі ступеня

$$u_2 = \frac{\pi D_{cp2} n}{60}.$$

Відносна швидкість входу потоку в робочі канали

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

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 0,93...0,95 або визначається за характеристиками стандартних профілів.

Ізоентропійний теплоперепад у робочих каналах

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

Наявний теплоперепад у робочих каналах

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

Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів

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

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 із процесу на h - s -діаграмі (див. рис. П7,б).

Кут виходу потоку з робочих каналів

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G v'_2}{\pi D_{cp2} w_2 l_p}.$$

Абсолютна швидкість виходу потоку зі ступеня

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2w_2 \cos\beta_2}.$$

Втрати енергії з вихідною швидкістю

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

Кут виходу потоку зі ступеня

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

Колова робота ступеня

$$l_u = (u_1c_1 \cos \alpha_1 + u_2c_2 \cos \alpha_2) \cdot 10^{-3}.$$

Коловий ККД ступеня

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

Витоки крізь лабіринтове ущільнення діафрагми

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

де μ – коефіцієнт витрати (приймається рівним 0,8...1,2);
 z – число щілин (приймається 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, також як і $d_{\text{вт}}$, з конструкції ущільнення).

Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми

$$\zeta_{у.д} = \frac{G_{у.д}}{G} \eta_u.$$

Еквівалентний радіальний зазор між зовнішнім краєм робочих лопаток і корпусом для оббандажених 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 – число ущільнювальних гребенів радіального зазору (вибирається з конструкції ущільнення).

Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор

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

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

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

Сума камерних втрат енергії

$$q_{\text{кам}} = (\zeta_{\text{у.д}} + \zeta_{\text{заз}} + \zeta_{\text{тр}}) \Delta h_{\text{а}}^*.$$

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 із процесу на h - s -діаграмі (див. рис. П7, в).

Відносний внутрішній ККД ступеня

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_{\text{заз}} - \zeta_{\text{тр}} - \zeta_{\text{у.д}}.$$

Внутрішній теплоперепад ступеня

$$\Delta h_i = \Delta h_{\text{а}}^* \eta_i.$$

Внутрішня потужність ступеня

$$N_i = G \Delta h_i.$$

Етап 4. Внутрішня потужність циліндра високого тиску визначиться як сума внутрішніх потужностей усіх складових його ступенів:

$$N_i^{\text{ЦВТ}} = N_i^{\text{р.ст}} + \sum_{k=1}^z N_{ik} = 12\,472 + 55\,196 = 67\,668 \text{ кВт},$$

де $N_i^{\text{р.ст}} = 12\,472 \text{ кВт}$ – внутрішня потужність регулюючого ступеня (див. п. 65 табл. П6); $\sum_{k=1}^z N_{ik} = 55\,196 \text{ кВт}$ – сумарна

внутрішня потужність нерегульованих ступенів (див. п. 54 табл. П8).

Порівняємо визначені в цьому розділі та прийняті раніше показники ефективності перетворення енергії в циліндрі високого тиску.

Відносний внутрішній ККД регулюючого ступеня (див. п. 63 табл. П6) $\eta_{oi}^{p.ct} = 0,825$. Згідно з попереднім оцінюванням параметрів він дорівнював 0,787 (див. п. 7 табл. П4).

Відносний внутрішній ККД групи нерегульованих ступенів ЦВТ можна розрахувати як відношення внутрішнього та ізоентропійного теплоперепадів у цій групі за формулою

$$\begin{aligned}\eta_{oi}^{gr} &= \frac{\Delta H_{il}^{gr}}{h_{0,I} - h'_{2,X}} = \frac{h_{0,I} - h_{2,X} - q_{вих.X}}{h_{0,I} - h'_{2,X}} = \\ &= \frac{3367 - 3033 - 1,14}{3367 - 2997} = 0,900,\end{aligned}$$

де $h_{0,I}$ – ентальпія пари перед першим ступенем групи (див. п. 13 табл. П8); $h_{2,X}$ – ентальпія пари за останнім (десятим) ступенем групи (див. п. 51 табл. П8); $h'_{2,X}$ – ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в групі (місцезнаходження цієї точки на h - s -діаграмі визначається перетином променя, опущеного строго вертикально вниз із точки, яка відповідає параметрам пари перед 1-м ступенем групи, та ізобари $p_{2,X} = 2,577$ МПа (тиск за останнім ступенем, див. п. 51 табл. П8)); $q_{вих.X}$ – втрати енергії з вихідною швидкістю за останнім ступенем ЦВТ.

Раніше (див. п. 15 табл. П4) відносний внутрішній ККД групи нерегульованих ступенів ЦВТ був оцінений як $\eta_{oi}^{gr} = 0,851$.

Відносний внутрішній ККД усього ЦВТ (як відношення внутрішнього та ізоентропійного теплоперепадів у ЦВТ)

$$\begin{aligned}\eta_{oi} &= \frac{\Delta H_{il}}{h_0^{p.ct} - h_F} = \frac{h_0^{p.ct} - h_{2,X} - q_{вих.X}}{h_0^{p.ct} - h_F} = \\ &= \frac{3446 - 3033 - 1,14}{3446 - 2989} = 0,901,\end{aligned}$$

де $h_0^{p.ct}$ – ентальпія пари перед регулюючим ступенем (див. п. 2 табл. П6); $h_{2.x}$ – ентальпія пари за останнім ступенем ЦВТ (див. п. 51 табл. П8); h_F – ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в ЦВТ (місцезнаходження точки F на $h-s$ -діаграмі визначається перетином променя, опущеного строго вертикально вниз із точки, яка відповідає параметрам пари перед регулюючим ступенем, та ізобари $p_{2.x} = 2,577$ МПа (тиск за останнім ступенем ЦВТ)).

Протягом попередніх розрахунків відносний внутрішній ККД ЦВТ η_{oi1} брався у значенні 0,880 (див. п. 14 табл. П3).

8. РОЗРАХУНОК ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРА СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ

Циліндри середнього тиску застосовуються тільки в потужних парових турбінах, які перероблюють значні теплоперепади. Як впливає з даних, наведених у табл. 1–4, компанії ОАО "Силловые машины" ("ЛМЗ"), ПАТ "Турбоатом" та ЗАО "Уральский турбинный завод" вважають за доцільне використовувати ЦСТ тільки при початкових тисках пари не менше 12,8 МПа (130 кгс/см²). Температура пари при цьому становить 535 °С і вище. У практиці ПАТ "Турбоатом" був випадок створення п'ятициліндрової вологопарової турбіни з циліндром середнього тиску – К-1000-60/1500-1 (початковий тиск 5,88 МПа, початкова температура 274 °С), проте вже в другій модифікації цієї турбіни – К-1000-60/1500-2 – циліндр середнього тиску був виключений зі схеми.

Компанії "Alstom S.A." та "Siemens AG" у своїх турбінах використовують ЦСТ починаючи ще з більшими початковими параметрами пари, вважаючи за краще обмежуватися виокремленням групи ступенів середнього тиску в рамках єдиного корпусу ЦВТ (наприклад, турбіна SST-5000 та ін.).

З точки зору проєктування необхідно зазначити, що ступені циліндрів середнього тиску відрізняються відносно великими об'ємними витратами пари, а отже, і відносно

довгими сопловими та робочими лопатками. Тому для цих ступенів високий ККД забезпечується з меншими труднощами, ніж для ступенів ЦВТ з короткими лопатками.

Подальше збільшення за рухом пари міри реактивності ступенів турбіни, а отже, і перепаду тиску в робочих каналах для циліндрів середнього тиску стає причиною значних осьових навантажень, що діють на ротор. Дана обставина приводить до того, що в турбінах великої потужності (від 250 МВт і вище) циліндри середнього тиску виконують, як правило, двопотоковими. У деяких турбінах (наприклад, К-300-240 виробництва ОАО "Силловые машины" і ПАТ "Турбоатом") використаний варіант однопотокового ЦСТ з поділом потоків пари (див. опис турбіни нижче). Існують приклади виконання турбін із двома послідовно включеними ЦСТ (відповідно ЦСТ-1 та ЦСТ-2), перший з яких однопотоковий, другий – двопотоковий (турбіна Т-250/300-240-3 компанії ЗАО "Уральский турбинный завод").

Деякі конструкції циліндрів середнього тиску багатоциліндрових стаціонарних парових турбін наведені на рис. 28–31.

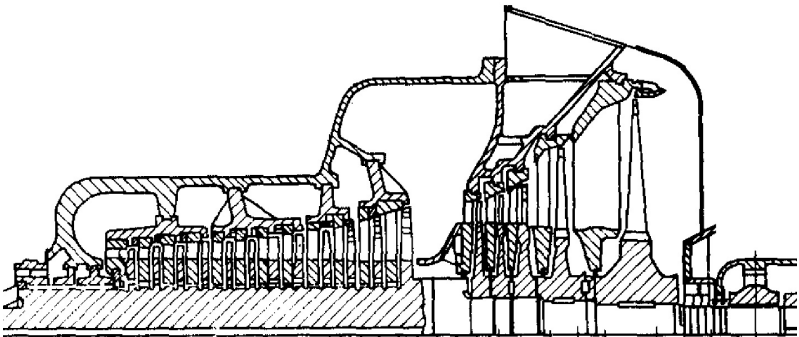


Рис. 28. Циліндр середнього тиску турбіни К-300-240 компанії ПАТ "Турбоатом" [9, с. 312]

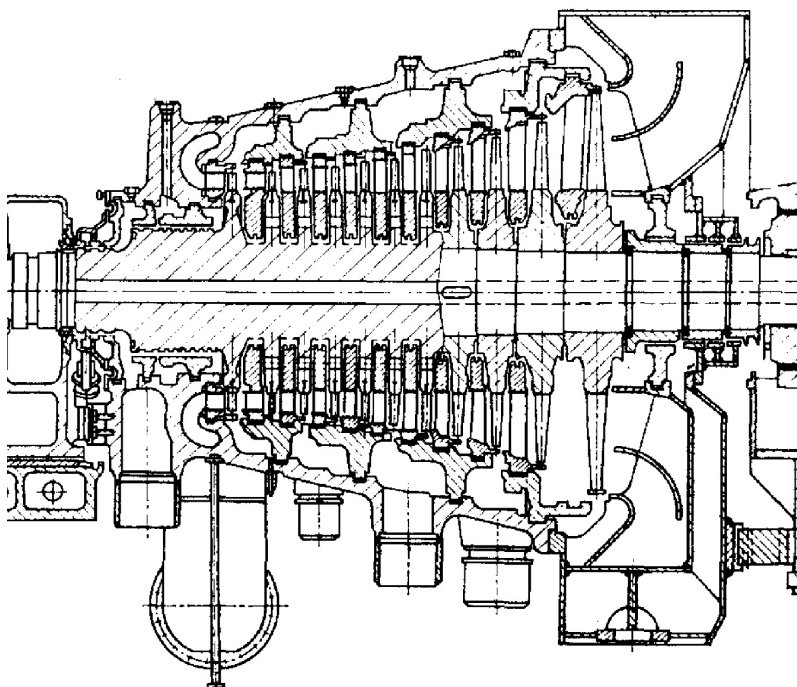


Рис. 29. Циліндр середнього тиску турбіни Т-180/210-130-1 компанії ОАО "Силловые машины" ("ЛМЗ") [1, с. 83]

На рис. 28 зображений ЦСТ трициліндрової турбіни К-300-240 компанії ПАТ "Турбоатом", спроектованої на параметри пари 23,5 МПа та 560 °С. До циліндра середнього тиску пара надходить після проміжного перегріву з тиском 3,53 МПа та температурою 565 °С. У ЦСТ вона спочатку проходить 12 ступенів тиску, а потім розділяється на два потоки. Перший потік, який становить 1/3 всієї витрати, направляється в інші п'ять ступенів ЦСТ, а 2/3 пари направляються безпосередньо в ЦНТ. Слід зазначити, що пара після другої частини ЦСТ через випускний патрубок іде в конденсатор, який

приймає також пару з випускних патрубків ЦНТ. Із сумарної потужності турбіни 300 МВт циліндр середнього тиску розвиває потужність 125 МВт.

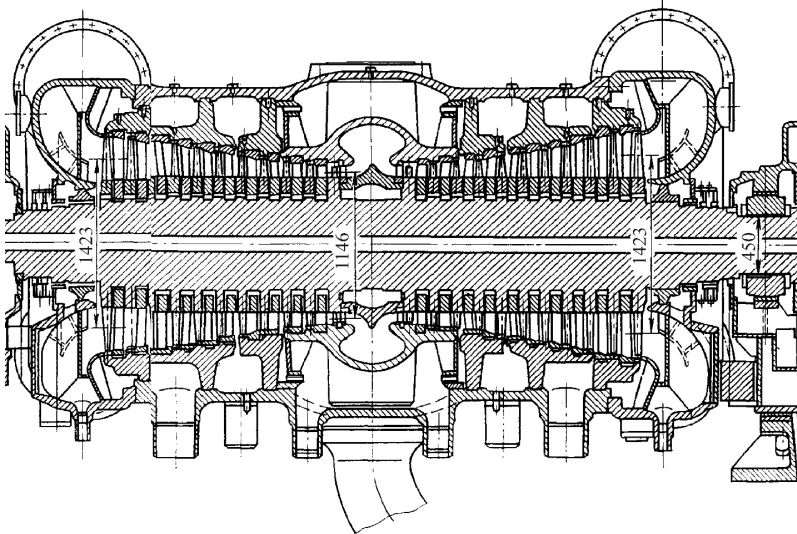


Рис. 30. Циліндр середнього тиску турбіни К-500-240-4 компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") [1, с. 36–37]

Теплофікаційна парова турбіна Т-180/210-130-1 виробництва ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") (початковий тиск пари 12,8 МПа, температура 540 °С) виконана трициліндровою. Однопотоківий циліндр середнього тиску (див. рис. 29) має у своєму складі 11 ступенів правого обертання. Диски перших семи ступенів викувані разом з валом, чотири останні – насадні.

Циліндр середнього тиску чотирициліндрової турбіни К-500-240-4 (початковий тиск пари 23,5 МПа, початкова температура 540 °С) компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") виконаний двопотоківим (див. рис. 30). Кожен потік має по

11 ступенів. Перші ступені кожного потоку розміщені в спільному внутрішньому корпусі. З випускних патрубків циліндра середнього тиску пара по двох трубах підводиться до двох ЦНТ.

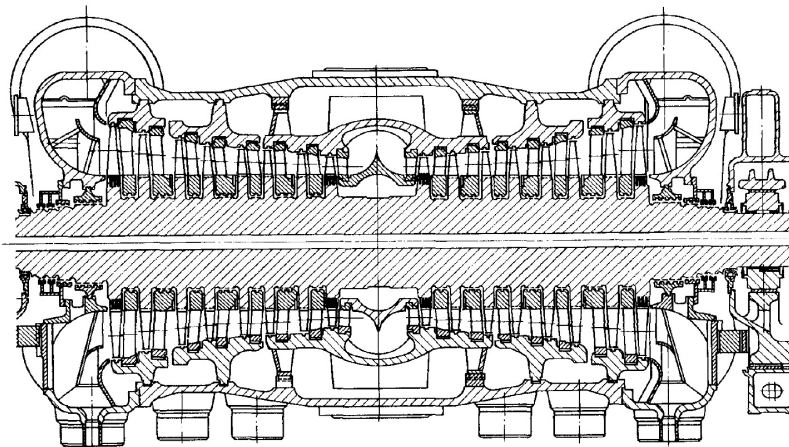


Рис. 31. Циліндр середнього тиску турбіни К-1200-240-3 компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") [9, с. 286]

Двопотокним виконаний і циліндр середнього тиску п'ятициліндрової турбіни К-1200-240-3 ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") (див. рис. 31). У кожному потоці ЦСТ по вісім ступенів. З випускних патрубків циліндра двома трубами, розташованими під підлогою по обидва боки турбіни, пара підводиться до трьох ЦНТ.

Зразок розрахунку проточної частини циліндра середнього тиску наведений у прикладі 8.

Приклад 8

Виконати розрахунок проточної частини циліндра середнього тиску для вихідних даних, наведених у прикладі 1, і результатів розрахунку прикладів 2–7.

Проточна частина циліндра середнього тиску виконана однопотоковою і складається з групи нерегульованих активних ступенів. Необхідні для їх розрахунку параметри визначені в попередніх розділах посібника.

Виходячи з вимог технологічності виготовлення ротора циліндра середнього тиску доцільний діаметр його першого ступеня, згідно з [11, с. 167], не повинен перевищувати 1,3 м.

Для групи ступенів ЦСТ беремо форму проточної частини з постійним кореневим (внутрішнім) діаметром. Тому теплоперепади і відповідно швидкості потоку в решітках у всіх ступенях можна вважати приблизно однаковими.

Проектування групи ступенів циліндра середнього тиску проводимо в кілька етапів.

Етап 1. Виконуємо розрахунок основних параметрів першого за рухом ступеня виходячи з обраного раціонального середнього діаметра $D_{\text{ср1}} = 1,25$ м та оптимального співвідношення швидкостей (табл. П9). Крім інших параметрів протягом розрахунку визначаємо кореневий діаметр $D_{\text{к}} = 1,149$ м, який є однаковим для всієї групи ступенів.

Необхідно зазначити, що таблиці даного розділу мають свою внутрішню індексацію параметрів, відмінну від індексації, використаної раніше в табл. П3 та П4.

Таблиця П9. Розрахунок основних параметрів 1-го ступеня ЦСТ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата пари G , кг/с	Табл. П5, п. 9	145,9
2. Параметри пари на вході в ступінь:		
ентальпія h_0 , кДж/кг	Табл. П3, п. 18	3552
тиск p_0 , МПа		2,352
ентропія s_0 , кДж/(кг·К)		7,464

Продовж. табл. П9

Найменування параметра	Спосiб визначення	Числове значення
3. Кiнетична енергiя пари на входi в ступiнь $\Delta h_{\text{вх}}$, кДж/кг	Для 1-го ступеня дорiвнює 0	0
4. Середнiй дiаметр ступеня на виходi з соплової рiшiтки $D_{\text{ср1}}$, м	Береться не бiльше 1,3	1,25
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихiднi данi	3000
6. Колова швидкiсть на середньому дiаметрi за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{\text{ср1}} n}{60}$	196,3
7. Кут виходу потоку з соплової рiшiтки α_1 , град	Береться 12...16	12
8. Швидкiсний коефiцiєнт соплової рiшiтки φ	Береться 0,950...0,975	0,970
9. Мiра реактивностi ступеня в кореновому перерiзi ρ_k	Береться 0,03...0,06	0,06
10. Вiяловiсть ступеня $\lambda = D_{\text{ср2}}/l_p$	Береться 3,5...50 та уточнюється пiсля обчислення довжини робочої лопатки	11,8
11. Мiра реактивностi ступеня на середньому дiаметрi ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,222
12. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	$\frac{2u_1^2(1-\rho)}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \cdot 10^{-3}$	66,54
13. Iзоентропiйний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	$\Delta h_a^* - \Delta h_{\text{вх}}$	66,54
14. Наявний теплоперепад у соплових каналах $\Delta h_{\text{ас}}^*$, кДж/кг	$\Delta h_a^*(1-\rho)$	51,75
15. Швидкiсть виходу потоку з соплової рiшiтки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{\text{ас}}^*} \cdot 10^3$	312,1

Продовж. табл. П9

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
16. Питомий об'єм пари за сопловою решіткою v_1 , м ³ /кг	Оцінюється за процесом на $h-s$ -діаграмі (див. рис. П7, <i>a</i>)	0,1756
17. Міра впуску ε	Береться	1,0
18. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G v_1}{\varepsilon \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,101
19. Кореневий діаметр ступеня D_k , м	$D_{cp1} - l_c$	1,149
20. Перекривання робочих лопаток: біля кореня Δ_k , м на периферії Δ_n , м повне перекривання Δ , м		
	Табл. 6	0,002
	Табл. 6	0,003
	$\Delta_k + \Delta_n$	0,005
21. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$l_c + \Delta$	0,106
22. Середній діаметр на виході зі ступеня D_{cp2} , м	$D_k + l_p$	1,255
23. Віяловість ступеня λ	D_{cp2} / l_p	11,88
24. Мінімально допустима для знайденої λ міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,221
25. Перевірка умови ⁴	$\left \frac{\rho - \rho_{min}}{\rho_{min}} \right \cdot 100 \% \leq 5 \%$	0,46

⁴ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі, яка визначається в п. 11 цієї таблиці.

Етап 2. Беремо кут $\alpha_1 = 12^\circ$ та міру реактивності в кореневому перерізі $\rho_k = 0,06$ однаковими для всієї групи ступенів.

Вважаючи значення швидкісного коефіцієнта соплових каналів $\varphi = 0,97$ однаковим для першого та останнього ступенів і нехтуючи розбіжністю значень швидкості c_1 у першому та останньому ступенях, оцінюємо середній діаметр останнього ступеня $D_{\text{сп1.}z}$ за формулою

$$\begin{aligned} D_{\text{сп1.}z}(D_{\text{сп1.}z} - D_{\text{к}}) &= l_{\text{с.1}} D_{\text{сп1.1}} \frac{G_z v_{1,z}}{G_1 v_{1,1}} = \\ &= 0,101 \cdot 1,25 \cdot \frac{118,4 \cdot 1,026}{145,9 \cdot 0,1756} = 0,5986, \end{aligned}$$

звідки

$$D_{\text{сп1.}z} = \frac{D_{\text{к}} + \sqrt{D_{\text{к}}^2 + 4 \cdot 0,5986}}{2} = 1,538 \text{ м},$$

де $l_{\text{с.1}}$ – довжина соплових лопаток першого ступеня (п. 18 табл. П9), м; G_1 – витрата пари через перший ступінь (п. 1 табл. П9), кг/с; $v_{1,1}$ – питомий об'єм пари після соплових каналів у першому ступені (п. 16 табл. П9), м³/кг; G_z – витрата пари через останній ступінь ЦСТ, яка визначається з урахуванням відборів пари на регенерацію (див. п. 9 табл. П5), кг/с; $v_{1,z}$ – питомий об'єм пари після соплових каналів в останньому ступені ЦСТ, який наближено дорівнює питомому об'єму пари за групою ступенів (див. п. 25 табл. П4), м³/кг.

Рисуємо графік зміни середнього діаметра ступенів за довжиною ЦСТ (рис. П9). Відрізок за шкалою абсцис ділимо на рівні ділянки, відповідно до прийнятого в 1-му наближенні числа ступенів ($z = 11$). У граничних точках ділянок за графіком визначаємо відповідні їм значення середнього діаметра кожного із ступенів.

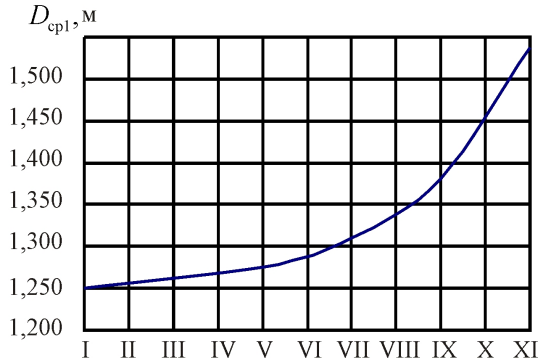


Рис. П9. Зміна середнього діаметра окремих ступенів за довжиною проточної частини ЦСТ

Довжина соплових лопаток довільного ступеня визначається за формулою

$$l_c = D_{ср1} - D_k .$$

Довжина робочих лопаток ступеня

$$l_p = l_c + \Delta ,$$

де Δ – повне перекривання робочих лопаток (див. табл. 6).

Середній діаметр на виході зі ступеня

$$D_{ср2} = D_k + l_p .$$

Віяловість ступеня

$$\lambda = \frac{D_{ср2}}{l_p} .$$

Міра реактивності на середньому діаметрі

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

Колова швидкість на середньому діаметрі ступеня

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

Наявний теплоперепад ступеня, який визначається з оптимального відношення швидкостей,

$$\Delta h_a^* = \frac{2u_1^2(1-\rho)}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \cdot 10^{-3}.$$

Ізоентропійний теплоперепад довільного ступеня попередньо оцінюємо таким чином:

$$\Delta h_a = [1 - \sin^2 \alpha_1 (1 - \rho)] \Delta h_a^*.$$

За наведеними вище формулами виконуємо розрахунок параметрів для 2–11-го ступенів. Результати розрахунку зводимо в пп. 1–10 табл. П10. Відомості щодо 1-го ступеня для пп. 1–10 беремо з табл. П9.

За отриманими результатами знаходимо середньоарифметичне значення ізоентропійного теплоперепадугрупи ступенів ЦСТ:

$$(\Delta h_a)_{\text{cp}} = 64,12 \text{ кДж/кг.}$$

Коефіцієнт повернутого тепла для цієї групи ступенів

$$\begin{aligned} R &= 1 + k_t (1 - \eta_{oi2}) \Delta H_{a2} \cdot \frac{z-1}{z} = \\ &= 1 + 4,8 \cdot 10^{-4} (1 - 0,910) \cdot 674,2 \cdot \frac{11-1}{11} = 1,0265, \end{aligned}$$

де $k_t = 4,8 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт для групи ступенів, які працюють на перегрітій парі; η_{oi2} – відносний внутрішній ККД ЦСТ (див. п. 23 табл. П4); ΔH_{a2} – ізоентропійний теплоперепад

у ЦСТ (див. п. 18 табл. П4); $z = 11$ – прийняте в 1-му наближенні число ступенів ЦСТ.

Число ступенів ЦСТ оцінюємо за формулою [11, с. 150]

$$z \approx \frac{\Delta H_{a2} R}{(\Delta h_a)_{\text{cp}}} = \frac{674,2 \cdot 1,0265}{64,12} = 10,79.$$

За результатами розрахунку беремо число ступенів ЦСТ $z = 11$.

У зв'язку з округленням числа ступенів утворюється відхил теплоперепаду

$$\begin{aligned} \Delta &= \Delta H_{a2} R - z(\Delta h_a)_{\text{cp}} = 674,2 \cdot 1,0265 - 11 \cdot 64,12 = \\ &= -13,29 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Цей відхил розподіляємо рівномірно між ступенями ЦСТ. До ізоентропійного теплоперепаду Δh_a кожного зі ступенів (п. 11 табл. П10) повинна бути додана величина

$$\frac{\Delta}{z} = \frac{-13,29}{11} = -1,21 \text{ кДж/кг.}$$

Таблиця III 0. Розрахунок параметрів ступенів ЦСТ

Параметр	Номер ступення										
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
1. Середній діаметр ступеня D_{cp1} , м	1,250	1,255	1,262	1,270	1,276	1,290	1,310	1,330	1,380	1,450	1,538
2. Довжина соплових лопаток l_c , м	0,101	0,106	0,113	0,121	0,127	0,141	0,161	0,181	0,231	0,301	0,389
3. Повне перекривання робочих лопаток Δ , м	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,006	0,006	0,006	0,006	0,007	0,007
4. Довжина робочих лопаток l_p , м	0,106	0,111	0,118	0,126	0,132	0,147	0,167	0,187	0,237	0,308	0,396
5. Середній діаметр на виході зі ступеня D_{cp2} , м	1,255	1,260	1,267	1,275	1,281	1,296	1,316	1,336	1,386	1,457	1,545
6. Віяловість ступеня λ	11,88	11,39	10,77	10,15	9,73	8,84	7,90	7,16	5,86	4,74	3,90
7. Міра реактивності на середньому діаметрі ρ	0,221	0,228	0,237	0,247	0,255	0,274	0,297	0,320	0,372	0,438	0,507
8. Колова швидкість на середньому діаметрі u_1 , м/с	196,3	197,0	198,1	199,4	200,3	202,5	205,7	208,8	216,7	227,7	241,5
9. Наявний теплотеплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	66,54	66,59	66,53	66,47	66,42	66,20	66,04	65,88	65,45	64,74	63,91
10. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	66,54	64,37	64,34	64,31	64,29	64,12	64,04	63,94	63,68	63,16	62,55

Продовж. табл. П10

Параметр	Номер ступеня										
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
11. Ізоентропійний тепловперепад ступеня (уточнений) Δh_a , кДж/кг	65,33	63,16	63,13	63,10	63,08	62,92	62,83	62,73	62,47	61,96	61,34
12. Витрата пари G , кг/с	145,9	145,9	145,9	136,9	136,9	136,9	127,7	127,7	127,7	118,4	118,4
13. Параметри пари перед ступенем: тиск p_0 , МПа плтмий об'єм v_0 , м³/кг ентальпія h_0 , кДж/кг	2,352 0,157 3552	1,968 0,181 3492	1,645 0,209 3435	1,362 0,244 3378	1,116 0,286 3320	0,912 0,336 3263	0,738 0,398 3206	0,592 0,474 3149	0,469 0,571 3091	0,369 0,689 3035	0,288 0,838 2978
14. Кінетична енергія пари на вході в ступінь $\Delta h_{вх}$, кДж/кг	0	2,02	2,43	2,88	3,02	3,77	4,16	3,86	4,33	3,65	2,48
15. Наявний тепловперепад ступеня (уточнений) Δh_a^* , кДж/кг	65,33	65,18	65,56	65,98	66,10	66,68	66,99	66,59	66,80	65,60	63,82
16. Наявний тепловперепад у соплових каналах $\Delta h_{ас}^*$, кДж/кг	50,88	50,32	50,02	49,66	49,25	48,44	47,08	45,29	41,93	36,89	31,49
17. Ізоентропійний тепловперепад у соплових каналах $\Delta h_{ас}$, кДж/кг	50,88	48,30	47,59	46,78	46,22	44,68	42,92	41,43	37,60	33,24	29,01

18. Швидкість виходу пари з соплових каналів c_1 , м/с	309,4	307,7	306,8	305,7	304,4	301,9	297,6	291,9	280,9	263,5	243,4
19. Втрати енергії в соплових каналах q_c , кДж/кг	3,01	2,97	2,96	2,94	2,91	2,86	2,78	2,68	2,48	2,18	1,86
20. Статичні параметри пари за сопловими каналами:											
ентальпія h_1 , кДж/кг	3504	3447	3390	3334	3277	3221	3166	3110	3056	3003	2951
тиск p_1 , МПа	2,046	1,718	1,427	1,179	0,964	0,785	0,636	0,509	0,408	0,323	0,255
питомий об'єм v_1 , м ³ /кг	0,176	0,202	0,234	0,273	0,321	0,378	0,448	0,534	0,636	0,765	0,922
21. Показник ізоентропі пари k	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
22. Швидкість звуку на виході з соплових каналів a_1 , м/с	683,4	671,5	659,4	647,3	634,4	621,4	608,3	594,5	580,8	566,9	552,8
23. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	0,453	0,458	0,465	0,472	0,480	0,486	0,489	0,491	0,484	0,465	0,440
24. Осьовий зазор у ступені s , м	0,007	0,007	0,008	0,009	0,009	0,009	0,010	0,010	0,011	0,012	0,014
25. Ширина робочих лопаток B_p , м	0,032	0,033	0,034	0,035	0,035	0,036	0,037	0,038	0,041	0,045	0,048
26. Ширина соплових лопаток B_c , м	0,038	0,040	0,041	0,042	0,042	0,043	0,044	0,046	0,049	0,054	0,058

Продовж. табл. П10

Параметр	Номер ступеня										
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
27. Радіальний зазор δ_p , м	0,0011	0,0011	0,0012	0,0013	0,0013	0,0015	0,0017	0,0019	0,0024	0,0031	0,0040
28. Колова швидкість на середньому діаметрі за ступенем u_2 , м/с	197,0	197,8	198,9	200,2	201,1	203,5	206,6	209,8	217,6	228,7	242,6
29. Швидкість входу пари в робочі канали w_1 , м/с	124,3	122,1	120,3	118,2	116,2	112,0	105,5	97,8	82,4	62,5	50,7
30. Кут входу пари в робочі канали β_1 , град	31,2	31,6	32,0	32,5	33,0	34,1	35,9	38,3	45,2	61,3	86,2
31. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
32. Ізоентропійний тепловий перепад у робочих каналах Δh_{ap} , кДж/кг	14,46	14,86	15,55	16,32	16,86	18,24	19,91	21,30	24,87	28,72	32,33
33. Найвищий тепловий перепад у робочих каналах Δh_{ap}^* , кДж/кг	22,19	22,31	22,78	23,31	23,60	24,51	25,48	26,09	28,27	30,67	33,62
34. Швидкість виходу пари з робочих каналів w_2 , м/с	202,9	203,5	205,6	208,0	209,3	213,4	217,5	220,1	229,1	238,7	249,9
35. Втрати енергії в робочих каналах q_p , кДж/кг	1,75	1,76	1,80	1,84	1,86	1,94	2,01	2,06	2,23	2,42	2,66

[illegible]

Продовж. табл. П10

Параметр	Номер ступеня										
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
43. Характеристики ущільнення діафрагми: число щілин z коефіцієнт витрати μ товщина щілини $\delta_{щ}$, м діаметр втулки $d_{вт}$, м кільцева площа щілини f , м ²											
	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003
	0,450	0,450	0,450	0,450	0,450	0,450	0,450	0,450	0,450	0,450	0,450
44. Витоки кризь ущільнення діафрагми $G_{уд}$, кг/с	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$	$4,24 \cdot 10^{-4}$
45. Коефіцієнт втраг від витоків кризь ущільнення діафрагми $\zeta_{уд}$	0,264	0,222	0,193	0,164	0,138	0,116	0,096	0,079	0,062	0,049	0,038
46. Характеристики зазорів облоначування: осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r	0,0016	0,0014	0,0012	0,0011	0,0009	0,0007	0,0007	0,0005	0,0004	0,0004	0,0003
	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015
	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75

число ушіплювальних гребенів радіального зазору z	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
47. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$
48. Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор $\zeta_{\text{зас}}$	0,0127	0,0127	0,0126	0,0125	0,0124	0,0123	0,0122	0,0118	0,0113	0,0107	0,0097	
49. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\zeta_{\text{тр}}$	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
50. Сума камерних втрат енергії $q_{\text{кам}}$, кДж/кг	1,00	0,98	0,97	0,96	0,94	0,94	0,93	0,89	0,85	0,79	0,70	
51. 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	3492 1,968 0,181	3435 1,645 0,209	3378 1,362 0,244	3320 1,116 0,286	3263 0,912 0,336	3206 0,738 0,398	3149 0,592 0,474	3091 0,469 0,571	3035 0,369 0,689	2978 0,288 0,838	2922 0,221 1,033	
52. Відносний внутрішній ККД ступеня η_i	0,881	0,875	0,868	0,867	0,856	0,851	0,857	0,850	0,862	0,880	0,886	
53. Внутрішній тепловиріпад ступеня Δh_i , кДж/кг	57,55	57,01	56,93	57,20	56,56	56,73	57,38	56,58	57,58	57,73	56,57	
54. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	8396	8318	8306	7830	7744	7767	7327	7225	7353	6835	6698	

Етап 3. Послідовно для кожного ступеня, який входить у ЦСТ, виконуємо розрахунок його термогазодинамічних параметрів з урахуванням уточнених значень ізентропійних теплоперепадів Δh_a , а також з урахуванням параметрів, які були прийняті та визначені раніше. Результати додаємо в табл. П10.

Розрахунки проводимо за методикою, яка раніше була використана для поступенового розрахунку групи нерегульованих ступенів ЦВТ (див. приклад 7).

При проектуванні витрату пари G (п. 12 табл. П10) через ступені беремо згідно з п. 9 табл. П5.

Для всіх ступенів ЦСТ взято форму проточної частини з постійним кореневим діаметром $D_k = 1,149$ м.

Оскільки через ступені ЦСТ проходить тільки перегріта пара, то показник ізентропи k для всіх ступенів береться рівним 1,3.

Етап 4. Внутрішня потужність циліндра середнього тиску визначиться як сума внутрішніх потужностей усіх складових його ступенів (див. п. 54 табл. П10):

$$N_i^{\text{ЦСТ}} = \sum_{k=1}^z N_{ik} = 83\,800 \text{ кВт.}$$

Порівняємо визначені в цьому розділі та прийняті раніше показники ефективності перетворення енергії в циліндрі середнього тиску.

Відносний внутрішній ККД циліндра середнього тиску розраховуємо як відношення внутрішнього та ізентропійного теплоперепадів у ЦСТ:

$$\eta_{oi2} = \frac{\Delta H_{i2}}{h_{0.1} - h'_{2.XI}} = \frac{h_{0.1} - h_{2.XI}}{h_{0.1} - h'_{2.XI}} = \frac{3552 - 2922}{3552 - 2872} = 0,926,$$

де $h_{0,1}$ – ентальпія пари перед першим ступенем ЦСТ (див. п. 13 табл. П10); $h_{2,XI}$ – ентальпія пари за останнім (одинадцятим) ступенем ЦСТ (див. п. 51 табл. П10); $h'_{2,XI}$ – ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в ЦСТ (місцезнаходження цієї точки на $h-s$ -діаграмі визначається перетином променя, опущеного строго вертикально вниз із точки, яка відповідає параметрам пари перед 1-м ступенем ЦСТ, та ізобари $p_{2,XI} = 0,221$ МПа (тиск за останнім ступенем ЦСТ, див. п. 51 табл. П10)).

Раніше (див. п. 23 табл. П4) відносний внутрішній ККД циліндра середнього тиску був оцінений як $\eta_{oi2} = 0,910$.

9. РОЗРАХУНОК ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРА НИЗЬКОГО ТИСКУ

Проточна частина циліндрів низького тиску багатоциліндрових турбін відрізняється значною довжиною соплових і робочих лопаток, оскільки ступені ЦНТ працюють в області найбільших об'ємних витрат пари. У зв'язку з цим механічна міцність робочих лопаток перебуває на межі. Іншими словами, гранична витрата пари, яку можна пропустити через останній ступінь, залежить від механічної міцності робочих лопаток цього ступеня. Саме цей фактор є причиною застосування двопотокових циліндрів низького тиску та паралельного включення у схему турбіни кількох ЦНТ.

Число потоків, а отже, і циліндрів низького тиску проєктованої турбіни визначається виходячи з розрахунку необхідної кільцевої площі вихідного перерізу ЦНТ:

$$\Omega = \frac{G_k v_k}{c_2 \sin \alpha_2},$$

де G_k – витрата пари через останній ступінь; v_k – питомий об'єм пари на виході з ЦНТ; c_2 та α_2 – швидкість і кут виходу пари з останнього ступеня (при розрахунковому режимі роботи, як правило, α_2 дорівнює 90°).

Слід зазначити, що відбір пари з проміжних ступенів турбіни на регенерацію значно зменшує витрату пари через останній ступінь. Прямо пропорційно цьому зменшенню

знижуються необхідна кільцева площа вихідного перерізу ЦНТ, напруження розтягу від відцентрових сил у кореновому перерізі робочих лопаток останнього ступеня та число потоків ЦНТ, яке треба взяти для забезпечення необхідної міцності робочих лопаток останнього ступеня.

Вихідна швидкість c_2 залежить від допустимої втрати енергії $q_{\text{вих}}$, вибір якої визначається вартістю палива, числом годин використання паротурбінної установки, капітальними та експлуатаційними витратами на установку і т. п. Втрати енергії з вихідною швидкістю для потужних турбін знаходяться в межах 20...40 кДж/кг, причому зміна цих втрат для волого-парових турбін спричиняє більшу зміну ККД, ніж для турбін перегрітої пари. У цілому, необхідно зазначити, що чим вищим є економічно доцільне значення вихідної швидкості c_2 в останньому ступені ЦНТ, тим меншим буде загальне число його потоків.

Напруження розтягу (МПа) від відцентрових сил у кореновому перерізі робочих лопаток останнього ступеня ЦНТ можна оцінити за формулою

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

де $k_p = 0,415...0,441$ – конструктивний коефіцієнт, який враховує зменшення площі поперечного перерізу лопаток у напрямку від коренового перерізу до периферійного [11, с. 142]; ρ – густина металу робочих лопаток (для використовуваних нержавіючих сталей – 7850 кг/м³, для титанових сплавів – 4500 кг/м³); n – частота обертання ротора.

Число потоків, яке треба взяти в ЦНТ для забезпечення необхідної міцності робочих лопаток останнього ступеня:

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

де $[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу робочих лопаток (для використовуваних нержавіючих сталей приблизно становить 450 МПа, для титанових сплавів – 357 МПа [11, с. 142–143]).

Густина матеріалу робочих лопаток ρ впливає на число потоків ЦНТ у сукупності з допустимими напруженнями $[\sigma]$. Тут зручно розглядати вплив відношення $\rho/[\sigma]$. Чим менше це відношення, тим меншим є число потоків ЦНТ. Для використовуваних нержавіючих сталей $\rho/[\sigma] = 17,3 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{МПа})$, для легких титанових сплавів – $12,6 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{МПа})$. Отже, використання титанового сплаву дозволяє зменшити число потоків ЦНТ приблизно в 1,5 разу.

Частота обертання ротора n значно впливає на число потоків ЦНТ. Як випливає з наведеної методики, при зменшенні n у 2 рази число потоків має зменшитися в 4 рази. У даний час турбіни значної потужності, що працюють на перегрітій парі, виконуються на частоту обертання 3000 або 3600 об/хв. Ряд компаній, у тому числі й українське підприємство ПАТ "Турбоатом", свої вологопарові турбіни потужністю до 1000 МВт виконують, як правило, на частоту обертання 3000 або 3600 об/хв, а потужністю 1000 МВт і більше – на 1500 або 1800 об/хв (т. зв. **тихохідні турбіни**).

Перехід від 3000 (3600) до 1500 (1800) об/хв на практиці не зменшує число потоків ЦНТ у 4 рази з таких причин:

по-перше, зменшення частоти обертання ротора спричиняє пропорційне збільшення радіальних розмірів ЦНТ. Цей фактор разом із збільшенням розмірів конденсаторів і вихідних патрубків (унаслідок зменшення їх загального числа) робить реалізацію цього заходу з технологічної точки зору важко здійсненою. Тому довжину лопаток і середній діаметр ступенів у тихохідних турбінах збільшують максимум в 1,5 разу;

по-друге, щоб підвищити ККД проточної частини ЦНТ та особливо ККД останнього ступеня, відношення середнього діаметра до довжини лопатки не виконують гранично низьким, як для турбін із частотою обертання ротора 3000 (3600) об/хв. При цьому зменшуються числа Маха в решітках, з'являється можливість профілювання соплових та робочих лопаток з меншими аеродинамічними втратами.

Деякі конструкції циліндрів низького тиску багатоциліндрових стаціонарних парових турбін наведені на рис. 32–35.

На рис. 32 зображений ЦНТ двоциліндрової турбіни К-100-90-7 компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ"), спроектованої на параметри пари 8,82 МПа та 535 °С. Циліндр низького тиску виконаний двопотоковим, має по п'ять ступенів тиску в кожному потоці. Пара з ЦВТ двома паропроводами діаметром 0,9 м підводиться до середньої частини циліндра, корпус якого виконаний з чавунного литва. Діафрагма останнього ступеня має ребра посилення. Сегменти з вузькими сопловими лопатками вставляються в розточки корпусу діафрагми. Відношення діаметра останнього ступеня до довжини лопатки становить 2,82. Ротор ЦНТ виконаний складеним, з насадними дисками та радіальними шпонками. До випускних патрубків ЦНТ за допомогою зварювання приєднані два двоходові однопотокові конденсатори.

Парова турбіна К-160-130 виробництва ЗАО "Уральский турбинный завод" (початковий тиск пари 12,8 МПа, температура 565 °С) виконана двоциліндровою. Проточна частина ЦНТ (див. рис. 33) розташована в одній спільній обоймі і складається з двох паралельних та однакових потоків. У кожному з них знаходиться шість ступенів. Пройшовши через останні ступені циліндра, пара потрапляє в конденсатор, який своїм перехідним патрубком приварений до нижньої частини ЦНТ. Ротор циліндра спирається на підшипники, розташовані в картерах, які уварені зовні в корпус; ЦНТ спирається

по всьому зовнішньому периметру за допомогою балкона на фундаментні плити.

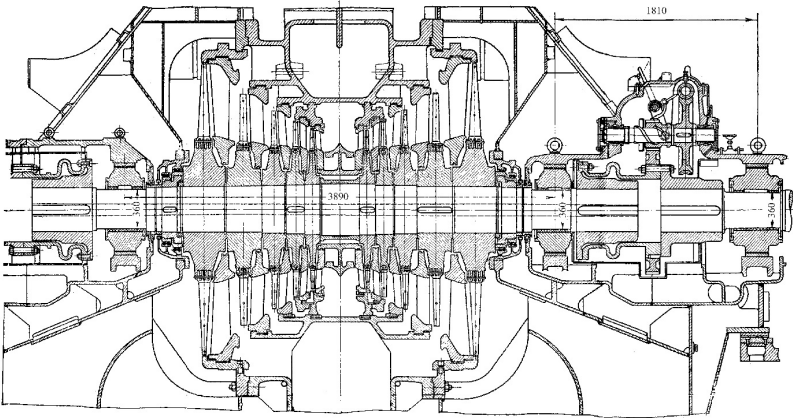


Рис. 32. ЦНТ турбіни К-100-90-7 компанії
ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") [1, с. 7]

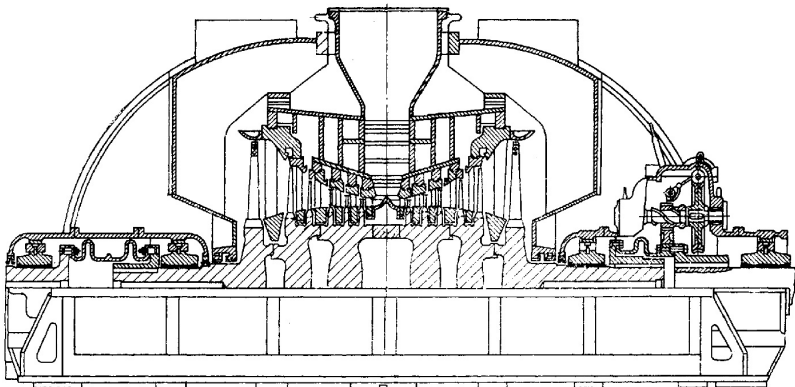


Рис. 33. ЦНТ турбіни К-160-130
компанії ЗАО "Уральский турбинный завод" [1, с. 13]

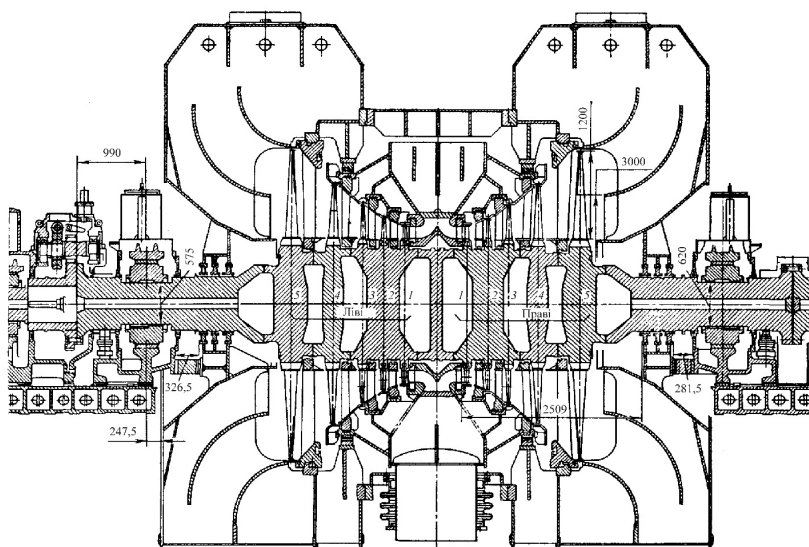


Рис. 34. ЦНТ турбіни К-1200-240
компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") [1, с. 57]

Парова турбіна К-1200-240 компанії ОАО "Силовые машины" ("ЛМЗ") (початковий тиск 23,5 МПа, температура 540 °С) складається з одного ЦВТ, одного ЦСТ та трьох працюючих паралельно циліндрів низького тиску. Усі ЦНТ (див. рис. 34) виконані двопотоковими, по п'ять ступенів у кожному потоці. Довжина титанової робочої лопатки останнього ступеня – 1200 мм, середній діаметр цього ступеня – 3000 мм. Циліндри низького тиску забезпечені внутрішніми корпусами. Пара з кожного ЦНТ направляється до конденсатора. Ротори циліндрів низького тиску зварні, дисково-барабанні. Усі ротори мають жорсткі сполучні муфти і по дві винесені за корпус опори, які спираються безпосередньо на фундамент.

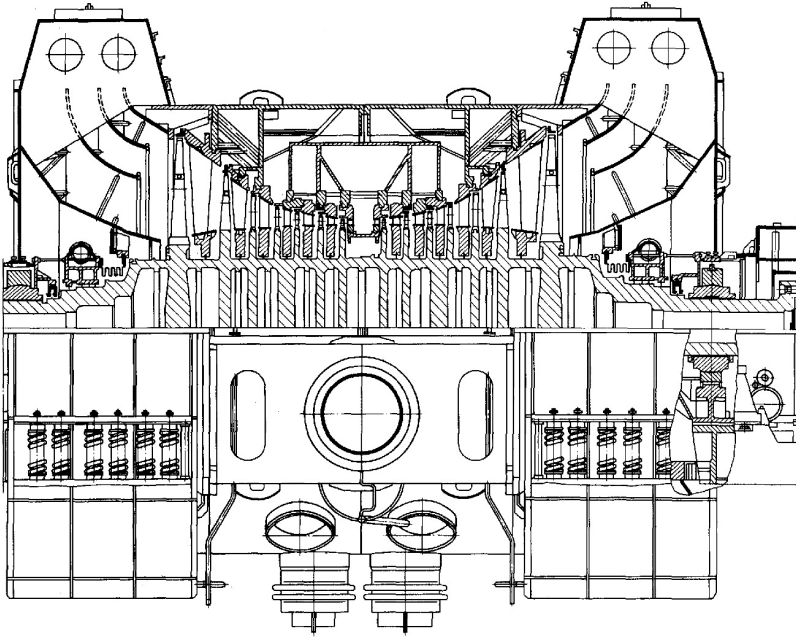


Рис. 35. ЦНТ турбіни К-1000-60/1500-2
компанії ПАТ "Турбоатом" [9, с. 357]

На рис. 35 показаний один із циліндрів низького тиску тихохідної вологопарової турбіни К-1000-60/1500-2 виробництва ПАТ "Турбоатом". Турбіна випускається з 1982 р. і використовується для роботи на атомних електростанціях з водо-водяним реактором марки ВВЭР-1000. Тиск свіжої пари 5,89 МПа, вологість 0,5 %. Розрахунковий тиск у конденсаторі становить 3,92 кПа при температурі охолоджуючої води 15 °С. Номінальна потужність турбіни 1114 МВт, частота обертання ротора 1500 об/хв.

До складу турбіни входить один ЦВТ та три циліндри низького тиску. Проточна частина ЦНТ складається з двох потоків по сім ступенів у кожному. Ротор ЦНТ зварний, ви-

готовлений з чотирнадцяти кованих заготовок. Кінцеві частини мають шийки діаметром 800 мм під опорні підшипники. Довжина робочої лопатки останнього ступеня – 1450 мм. Робочі лопатки п'яти перших ступенів мають грибоподібні хвостовики, двох останніх – ялинкові з торцевим заведенням за дугою кола. Усі робочі лопатки забезпечені бандажами: перші три ряди мають суцільнофрезеровані бандажі з демпферними вставками, два наступних ряди – накладні стрічкові бандажі, передостанній – суцільнофрезерований, останній – приклепаний бандаж типу “наїзник”. Два останні ряди робочих лопаток мають по одному демпферному трубчастому зв'язку; їх входні кромки загартовані струмами високої частоти для зменшення ерозійного впливу крапель води. Маса облопаченого ротора кожного ЦНТ становить 178 т, довжина 12,5 м, максимальний діаметр 5,622 м.

Корпус ЦНТ складається із середнього корпусу з розміщеною в ньому проточною частиною і двох вихідних патрубків. Оскільки тиск на вході в ЦНТ досить високий – 1,12 МПа, його корпус зроблений двостінним: внутрішній корпус (обойма) містить по чотири ступені в кожному потоці; діафрагми інших ступенів установлені в зовнішньому корпусі. За першим, другим, четвертим та п'ятим ступенями організовані відбори пари на регенерацію, з якими відводиться значна частина води. Крім того, діафрагми двох останніх ступенів виконані з внутріканальною сепарацією.

Зразок розрахунку проточної частини циліндра низького тиску наведений у прикладі 9.

Приклад 9

Виконати розрахунок проточної частини циліндра низького тиску для вихідних даних, наведених у прикладі 1, і результатів розрахунку прикладів 2–8.

Розрахунок проточної частини циліндра низького тиску починаємо з визначення напружень у робочих лопатках

останнього ступеня і вибору на підставі даного розрахунку числа потоків ЦНТ.

Швидкість виходу пари з останнього ступеня ЦНТ

$$c_2 = \sqrt{2q_{\text{вих}}} = \sqrt{2 \cdot 30 \cdot 10^3} = 244,9 \text{ м/с},$$

де $q_{\text{вих}}$ – втрати енергії з вихідною швидкістю з останнього ступеня ЦНТ (для конденсаційних турбін звичайно беруть у межах $(20 \dots 40) \cdot 10^3$ Дж/кг).

Кільцева площа вихідного перерізу ЦНТ

$$\Omega = \frac{G_k v_k}{c_2 \sin \alpha_2} = \frac{99,0 \cdot 36,89}{244,9 \cdot \sin 90} = 14,91 \text{ м}^2,$$

де $G_k = 99,0$ кг/с – витрата пари через останній ступінь (див. п. 9 табл. П5); $v_k = 36,89$ м³/кг – питомий об'єм пари на виході з ЦНТ (див. п. 40 табл. П4); α_2 – кут виходу пари з останнього ступеня (беремо рівним 90°).

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

$$\begin{aligned} \sigma &= k_p \frac{\rho \pi}{1800} n^2 \Omega \cdot 10^{-6} = \\ &= 0,43 \cdot \frac{7850 \cdot 3,14}{1800} \cdot 3000^2 \cdot 14,91 \cdot 10^{-6} = 790 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де $k_p = 0,415 \dots 0,441$ – конструктивний коефіцієнт [11, с. 142]; $\rho = 7850$ кг/м³ – густина нержавіючої сталі; $n = 3000$ об/хв – частота обертання ротора.

Число потоків ЦНТ, яке необхідно взяти для забезпечення необхідної міцності робочих лопаток останнього ступеня, можна оцінити за формулою

$$i \geq \frac{\sigma}{[\sigma]} = \frac{790}{450} = 1,76,$$

де $[\sigma] = 450$ МПа – допустимі напруження для нержавіючих сталей [11, с. 142].

Беремо для подальшого проектування $i = 2$. Проточну частину циліндра низького тиску виконуємо двопотоковою і такою, що складається з двох симетричних груп нерегульованих ступенів.

Використання двопотокової схеми циліндра означає, що через кожен потік буде проходити тільки половина пари, яка входить до ЦНТ. Іншою особливістю розрахунку даного циліндра є те, що більшість його ступенів (на відміну від ЦВТ і ЦСТ) буде працювати в області вологої пари, і це обумовлює необхідність урахування додаткових втрат.

Для ступенів ЦНТ беремо форму проточної частини з постійним кореневим (внутрішнім) діаметром. Тому теплоперепади і відповідно швидкості потоку в решітках у всіх ступенях можна вважати приблизно однаковими.

Проектування групи ступенів циліндра низького тиску проводимо в кілька етапів.

Етап 1. Виконуємо розрахунок основних параметрів останнього за рухом ступеня виходячи з відомої кільцевої площі вихідного перерізу ЦНТ та оптимального співвідношення швидкостей (табл. П11). Крім інших параметрів протягом розрахунку визначаємо кореневий діаметр $D_k = 2,111$ м, який є однаковим для всієї групи ступенів.

Необхідно зазначити, що таблиці даного розділу мають свою внутрішню індексацію параметрів, відмінну від індексації, використаної раніше в табл. П3 та П4.

Таблиця III. Розрахунок основних параметрів останнього ступеня ЦНТ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Кільцева площа на виході з ЦНТ Ω , м ²	З попереднього розрахунку	14,91
2. Число потоків ЦНТ i	З попереднього розрахунку	2
3. Витрата пари через один потік G , кг/с	Табл. П5, п. 9	49,5
4. Частота обертання ротора n , об/хв	З попереднього розрахунку	3000
5. Віяловість ступеня $\lambda = D_{\text{ср2}}/l_p$	Для турбін великої потужності беремо не менше ніж 2,5...3,0	3,6
6. Середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{\text{ср2}}$, м	$\sqrt{\frac{\Omega \lambda}{i \pi}}$	2,924
7. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$\frac{D_{\text{ср2}}}{\lambda}$	0,812
8. Кореневий діаметр ступеня D_k , м	$D_{\text{ср2}} - l_p$	2,111
9. Перекривання робочих лопаток: біля кореня Δ_k , м на периферії $\Delta_{\text{п}}$, м повне перекривання Δ , м		
	$0,013 l_p + (3...5) \cdot 10^{-4}$	0,0109
	$0,013 l_p + (10...15) \cdot 10^{-4}$	0,0116
	$\Delta_k + \Delta_{\text{п}}$	0,0224
10. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$l_p - \Delta$	0,790
11. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{\text{ср1}}$, м	$D_k + l_c$	2,901
12. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{\text{ср1}} n}{60}$	455,5

Продовж. табл. III

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
13. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	Береться 15...20	20
14. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,975
15. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,10...0,20	0,10
16. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,578
17. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	$\frac{2u_1^2(1-\rho)}{\phi^2 \cos^2 \alpha_1} 10^{-3}$	208,37
18. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	$[1 - \sin^2 \alpha_1(1-\rho)] \Delta h_a^*$	198,10

Етап 2. Беремо міру реактивності в кореневому перерізі $\rho_k = 0,10$ однаковою для всієї групи ступенів. Вважаючи значення швидкісного коефіцієнта соплових каналів $\varphi = 0,975$ однакоvim для першого та останнього ступенів і нехтуючи розбіжністю значень швидкості c_1 у першому та останньому ступенях, оцінюємо середній діаметр першого ступеня $D_{cp1.I}$ за формулою

$$D_{cp1.I}(D_{cp1.I} - D_K) = l_{c.z} D_{cp1.z} \frac{G_1 v_{1.I} \sin \alpha_{1.z}}{G_z v_{1.z} \sin \alpha_{1.I}} =$$

$$= 0,790 \cdot 2,901 \cdot \frac{54,4 \cdot 1,65 \cdot \sin 20}{49,5 \cdot 17,36 \cdot \sin 14} = 0,338,$$

звідки

$$D_{cp1.I} = \frac{D_K + \sqrt{D_K^2 + 4 \cdot 0,338}}{2} = 2,263 \text{ м},$$

де $l_{c,z}$ – довжина соплових лопаток останнього ступеня (див. п. 10 табл. П11), м; $D_{cpl,z}$ – середній діаметр на виході з соплових каналів останнього ступеня (див. п. 11 табл. П11), м; G_1 – витрата пари через перший ступінь одного потоку (див. п. 9 табл. П5), кг/с; G_z – витрата пари через останній ступінь одного потоку (див. п. 3 табл. П11), кг/с; $\alpha_{1,1}$ – кут виходу пари з соплових каналів першого ступеня (беремо $14...16^\circ$); $\alpha_{1,z}$ – кут виходу пари з соплових каналів останнього ступеня (див. п. 13 табл. П11); $v_{1,1}$ та $v_{1,z}$ – питомий об'єм пари після соплових каналів у першому та останньому ступенях (наближено оцінюємо з процесу на $h-s$ -діаграмі з урахуванням міри реактивності в ступенях ЦНТ $\rho \approx 0,3...0,6$), $\text{м}^3/\text{кг}$.

Рисуємо графік зміни середнього діаметра ступенів за довжиною одного потоку ЦНТ (рис. П10). Відрізок за шкалою абсцис ділимо на рівні ділянки, відповідно до прийнятого в 1-му наближенні числа ступенів ($z = 3$). У граничних точках ділянок за графіком визначаємо відповідні їм значення середнього діаметра кожного із ступенів.

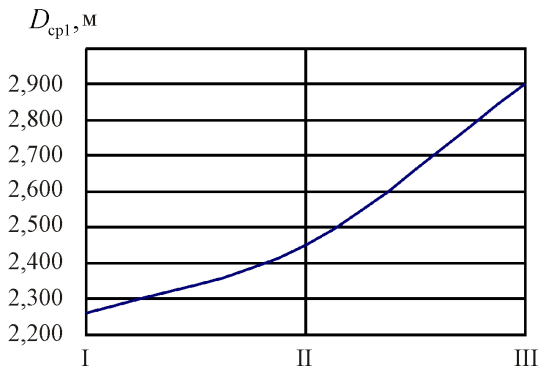


Рис. П10. Зміна середнього діаметра окремих ступенів за довжиною одного потоку ЦНТ

Довжина соплових лопаток довільного ступеня визначається за формулою

$$l_c = D_{cp1} - D_k.$$

Довжина робочих лопаток ступеня

$$l_p = l_c + \Delta,$$

де $\Delta = 0,026l_c + (13...20) \cdot 10^{-4}$ – повне перекривання робочих лопаток.

Середній діаметр на виході зі ступеня

$$D_{cp2} = D_k + l_p.$$

Віяловість ступеня

$$\lambda = \frac{D_{cp2}}{l_p}.$$

Міра реактивності на середньому діаметрі

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

Колова швидкість на середньому діаметрі ступеня

$$u_1 = \frac{\pi D_{cp1} n}{60}.$$

Наявний теплоперепад ступеня, який визначається з оптимального відношення швидкостей,

$$\Delta h_a^* = \frac{2u_1^2(1-\rho)}{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \cdot 10^{-3}.$$

Ізоентропійний теплоперепад довільного ступеня попередньо оцінюємо таким чином:

$$\Delta h_a = [1 - \sin^2 \alpha_1 (1 - \rho)] \Delta h_a^*.$$

За наведеними вище формулами виконуємо розрахунок параметрів для 1-го та 2-го ступенів. Результати розрахунку зводимо в пп. 1-10 табл. П12. Відомості щодо 3-го ступеня для пп. 1–10 беремо з табл. П11.

За отриманими результатами знаходимо середньоарифметичне значення ізоентропійного теплоперепад групи ступенів ЦНТ:

$$(\Delta h_a)_{cp} = 202,89 \text{ кДж/кг.}$$

Коефіцієнт повернутого тепла для цієї групи ступенів

$$\begin{aligned} R &= 1 + k_t (1 - \eta_{oi3}) \Delta H_{a3} \cdot \frac{z-1}{z} = \\ &= 1 + 3,8 \cdot 10^{-4} (1 - 0,823) \cdot 665,5 \cdot \frac{3-1}{3} = 1,0298, \end{aligned}$$

де $k_t = (3,2 \dots 4,3) \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт для групи ступенів, які працюють частково на перегрітій, частково на вологій парі; η_{oi3} – відносний внутрішній ККД групи ступенів ЦНТ з урахуванням втрат від вологості пари (див. п. 41 табл. П4); ΔH_{a3} – ізоентропійний теплоперепад у ЦНТ (див. п. 29 табл. П4); $z = 3$ – прийняте в 1-му наближенні число ступенів одного потоку ЦНТ.

Число ступенів одного потоку ЦНТ оцінюємо за формулою

$$z = \frac{\Delta H_{a3} R}{(\Delta h_a)_{cp}} = \frac{665,5 \cdot 1,0298}{202,89} = 3,38.$$

За результатами розрахунку беремо число ступенів одного потоку ЦНТ $z = 3$.

У зв'язку з округленням числа ступенів утворюється відхил теплоперепаду

$$\Delta = \Delta H_{a3} R - z(\Delta h_a)_{\text{ср}} = 665,5 \cdot 1,0298 - 3 \cdot 202,89 = 76,70 \text{ кДж/кг.}$$

Цей відхил розподіляємо рівномірно між ступенями ЦНТ. До ізоентропійного теплоперепаду Δh_a кожного зі ступенів (п. 11 табл. П12) повинна бути додана величина

$$\frac{\Delta}{z} = \frac{76,70}{3} = 25,57 \text{ кДж/кг.}$$

Таблиця П12. Розрахунок параметрів ступенів ЦНТ

Параметр	Номер ступеня		
	I	II	III
1. Середній діаметр ступеня $D_{\text{ср1}}$, м	2,261	2,450	2,901
2. Довжина соплових лопаток l_c , м	0,150	0,339	0,790
3. Повне перекривання робочих лопаток Δ , м	0,005	0,010	0,022
4. Довжина робочих лопаток l_p , м	0,155	0,349	0,812
5. Середній діаметр на виході зі ступеня $D_{\text{ср2}}$, м	2,266	2,460	2,924
6. Віяловість ступеня λ	14,63	7,05	3,60
7. Міра реактивності на середньому діаметрі ρ	0,232	0,363	0,578
8. Колова швидкість на середньому діаметрі u_1 , м/с	355,0	384,7	455,5
9. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	216,23	214,41	208,37
10. Ізоентропійний теплоперепад ступеня Δh_a , кДж/кг	206,52	204,05	198,10

Продовж. табл. ПІ2

Параметр	Номер ступеня		
	I	II	III
11. Ізоентропійний теплоперепад ступеня (уточнений) Δh_a , кДж/кг	232,08	229,61	201,00
12. Витрата пари G , кг/с	54,4	54,4	49,5
13. Параметри пари перед ступенем:			
тиск p_0 , МПа	0,2166	0,0680	0,0157
питомий об'єм v_0 , м ³ /кг	1,054	2,607	9,207
ентальпія h_0 , кДж/кг	2922	2708	2501
міра сухості x_0	—	—	0,9580
14. Кінетична енергія пари на вході в ступінь $\Delta h_{вх}$, кДж/кг	0	8,18	17,18
15. Наявний теплоперепад ступеня (уточнений) Δh_a^* , кДж/кг	232,08	237,79	218,18
16. Наявний теплоперепад у соплових каналах Δh_{ac}^* , кДж/кг	178,22	151,36	91,99
17. Ізоентропійний теплоперепад у соплових каналах Δh_{ac} , кДж/кг	178,22	143,18	74,81
18. Швидкість виходу пари з соплових каналів c_1 , м/с	582,1	536,4	418,2
19. Втрати енергії в соплових каналах q_c , кДж/кг	8,80	7,47	4,54
20. Статичні параметри пари за сопловими каналами:			
ентальпія h_1 , кДж/кг	2753	2573	2430
тиск p_1 , МПа	0,0916	0,0282	0,0092
питомий об'єм v_1 , м ³ /кг	2,053	5,421	14,86
міра сухості x_1	—	0,9787	0,9367
21. Показник ізоентропи пари k	1,30	1,13	1,13
22. Швидкість звуку на виході з соплових каналів a_1 , м/с	494,4	416,2	392,8

Продовж. табл. П12

Параметр	Номер ступеня		
	I	II	III
23. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	1,177	1,289	1,065
24. Осьовий зазор у ступені s , м	0,009	0,013	0,020
25. Ширина робочих лопаток B_p , м	0,039	0,051	0,060
26. Ширина соплових лопаток B_c , м	0,047	0,061	0,072
27. Радіальний зазор δ_p , м	0,0015	0,0035	0,0081
28. Колова швидкість на середньому діаметрі за ступенем u_2 , м/с	355,8	386,3	459,0
29. Швидкість входу пари в робочі канали w_1 , м/с	252,7	197,5	156,0
30. Кут входу пари в робочі канали β_1 , град	33,9	48,5	66,4
31. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	0,96	0,96	0,96
32. Ізоентропійний теплоперепад в робочих каналах Δh_{ap} , кДж/кг	53860	86437	126193
33. Наявний теплоперепад у робочих каналах Δh_{ap}^* , кДж/кг	85785	105942	138363
34. Швидкість виходу пари з робочих каналів w_2 , м/с	398,3	443,2	507,9
35. Втрати енергії в робочих каналах q_c , кДж/кг	6,75	8,36	10,97
36. 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 міра сухості x'_2			
	2705	2495	2315
	0,0680	0,0157	0,0035
	2,593	9,183	35,62
	—	0,9554	0,9035
37. Кут виходу пари з робочих каналів β_2 , град	18,7	24,7	27,8

Продовж. табл. П12

Параметр	Номер ступеня		
	I	II	III
38. Швидкість пари за ступенем c_2 , м/с	129,7	186,1	236,7
39. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{\text{вих}}$, кДж/кг	8,41	17,31	28,02
40. Кут виходу пари зі ступеня α_2 , град	80,5	85,0	92,3
41. Колова робота ступеня l_u , кДж/кг	208,12	204,66	174,65
42. Коловий ККД ступеня η_u	0,897	0,861	0,800
43. Характеристики ущільнення діафрагми:			
число щілин z	6	6	6
коефіцієнт витрати μ	0,8	0,8	0,8
товщина щілини $\delta_{\text{щ}}$, м	0,0003	0,0003	0,0003
діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м	1,200	1,200	1,200
кільцева площа щілини f , м ²	$1,13 \cdot 10^{-3}$	$1,13 \cdot 10^{-3}$	$1,13 \cdot 10^{-3}$
44. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{\text{у.д.}}$, кг/с	0,152	0,054	0,012
45. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\zeta_{\text{у.д.}}$	0,0025	0,0009	0,0002
46. Характеристики зазорів облопачування:			
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	0,0015	0,0015	0,0015
коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a	0,5	0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r	0,75	0,75	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	2	2	2
47. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	$5,5 \cdot 10^{-4}$	$7,0 \cdot 10^{-4}$	$7,4 \cdot 10^{-4}$
48. Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор $\zeta_{\text{зaz}}$	0,0087	0,0058	0,0029

Продовж. табл. П12

Параметр	Номер ступеня		
	I	II	III
49. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\zeta_{тр}$	0,001	0,001	0,001
50. Швидкість пари за сопловими каналами $c_{ад}$, м/с	664,3	672,4	644,1
51. Коефіцієнт втрат від вологості пари $\zeta_{вл}$	—	0,0179	0,0804
52. Сума камерних втрат енергії $q_{кам}$, кДж/кг	2,84	6,06	18,45
53. 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 міра сухості x_2			
	2708	2501	2334
	0,0680	0,0157	0,0035
	2,607	9,207	35,93
	—	0,9580	0,9113
54. Відносний внутрішній ККД ступеня η_i	0,885	0,835	0,716
55. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , кДж/кг	205,28	198,606	156,20
56. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	11 167	10 804	7 732

Етап 3. Послідовно для кожного ступеня, який входить у ЦНТ, виконуємо розрахунок його термогазодинамічних параметрів з урахуванням уточнених значень ізоентропійних теплоперепадів Δh_a , а також з урахуванням параметрів, які були прийняті та визначені раніше. Результати додаємо в табл. П12.

Розрахунки проводимо за методикою, яка раніше була використана для поступеневого розрахунку групи нерегульованих

ступенів ЦВТ (див. приклад 7), за винятком деяких особливостей.

При проектуванні витрату пари G (п. 12 табл. П12) через ступені беремо згідно з п. 9 табл. П5 для одного потоку.

Уточнюємо параметри пари на вході до циліндра низького тиску, оскільки параметри в кінці дійсної течії в ЦСТ – $h_3 = 2922$ кДж/кг, $p_3 = 0,221$ МПа, $v_3 = 1,033$ м³/кг (див. п. 51 табл. П10) – відрізняються від раніше визначених орієнтовних значень (див. п. 25 табл. П4).

Тиск пари на вході в ЦНТ

$$p_{0,1} = 0,98 p_3 = 0,98 \cdot 0,221 = 0,2166 \text{ МПа.}$$

Ентальпія пари на вході в ЦНТ

$$h_{0,1} = h_3 = 2922 \text{ кДж/кг.}$$

Питомий об'єм пари на вході в ЦНТ визначаємо за h - s -діаграмою як $f(h_3, p_3)$

$$v_{0,1} = 1,054 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Для всіх ступенів ЦНТ береться форма проточної частини з постійним кореневим діаметром $D_k = 2,111$ м.

На відміну від ЦВТ та ЦСТ, частина ступенів циліндра низького тиску працює в області перегрітої пари, а частина – в області вологої пари. При розрахунку показник ізоентропи k для перегрітої пари береться рівним 1,3, а 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.

У ступенях, що працюють на вологій парі, з'являються додаткові втрати через вологість пари, які можна оцінити за формулою

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

і які необхідно враховувати при розрахунку відносного внутрішнього ККД ступенів:

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_{\text{заз}} - \zeta_{\text{тр}} - \zeta_{\text{у.д}} - \zeta_{\text{вл}}.$$

Потрібна для цього розрахунку швидкість виходу потоку з соплових каналів $c_{\text{ад}}$ визначається з усього наявного теплоперепаду ступеня:

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

При проєктуванні необхідно враховувати, що для конденсаційних турбін і турбін з конденсацією тиск у конденсаторі $p_{\text{к}}$ за умовами роботи підтримується незмінним. У ході детального поступеневого розрахунку турбіни через довільність задання низки емпіричних коефіцієнтів може утворитися деяка розбіжність між тиском $p_{\text{к}}$ і тиском на виході з останнього, третього ступеня $p_{2,\text{III}}$. Для запобігання цьому ізоентропійний теплоперепад в останньому ступені має бути скоригований таким чином. З точки II на h - s -діаграмі, яка визначає параметри в кінці дійсної течії в передостанньому, другому ступені (з урахуванням камерних втрат), вертикально вниз опускається лінія до перетину з ізобарою $p_{\text{к}} = \text{const}$ (у даному випадку $p_{\text{к}} = 3,5$ кПа). У місці перетину ставиться точка E . Різниця ентальпій у точках II та E відповідає скоригованому ізоентропійному теплоперепаду останнього ступеня:

$$\Delta h_{\text{а.ІІІ}} = h_{\text{II}} - h_E = 2501 - 2300 = 201 \text{ кДж/кг}.$$

Етап 4. Внутрішня потужність циліндра низького тиску визначиться як сума внутрішніх потужностей усіх складових

його ступенів (див. п. 56 табл. П12). З урахуванням двопотокової схеми ЦНТ

$$N_i^{\text{ЦНТ}} = 2 \cdot \sum_{k=1}^z N_{ik} = 2 \cdot 29\,703 = 59\,406 \text{ кВт.}$$

Порівняємо визначені в цьому розділі та прийняті раніше показники ефективності перетворення енергії в циліндрі низького тиску.

Відносний внутрішній ККД циліндра низького тиску можна розрахувати як відношення внутрішнього та ізоентропійного теплоперепадів у ЦНТ за формулою

$$\begin{aligned} \eta_{\text{орЗ}} &= \frac{\Delta H_{i3}}{h_{0,\text{I}} - h'_{2,\text{III}}} = \frac{h_{0,\text{I}} - h_{2,\text{III}} - q_{\text{вих. III}}}{h_{0,\text{I}} - h'_{2,\text{III}}} = \\ &= \frac{2922 - 2334 - 28,02}{2922 - 2267} = 0,855, \end{aligned}$$

де $h_{0,\text{I}}$ – ентальпія пари перед першим ступенем ЦНТ (див. п. 13 табл. П12); $h_{2,\text{III}}$ – ентальпія пари за останнім (третім) ступенем ЦНТ (див. п. 53 табл. П12); $h'_{2,\text{III}}$ – ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в ЦНТ (місцезнаходження цієї точки на h - s -діаграмі визначається перетином променя, опущеного строго вертикально вниз із точки, яка відповідає параметрам пари перед 1-м ступенем ЦНТ, та ізобари $p_{2,\text{III}} = 0,0035$ МПа (тиск за останнім ступенем ЦНТ, див. п. 53 табл. П12)); $q_{\text{вих. III}}$ – втрати енергії з вихідною швидкістю з останнього ступеня ЦНТ.

Раніше (див. п. 41 табл. П4) відносний внутрішній ККД циліндра низького тиску був оцінений як $\eta_{\text{орЗ}} = 0,823$.

10. ОЦІНЮВАННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Внутрішню потужність спроектованої стаціонарної парової турбіни можна визначити як суму внутрішніх потужностей усіх складових її частин – циліндрів високого $N_i^{\text{ЦВТ}}$, середнього $N_i^{\text{ЦСТ}}$ та низького $N_i^{\text{ЦНТ}}$ тиску:

$$N_i = N_i^{\text{ЦВТ}} + N_i^{\text{ЦСТ}} + N_i^{\text{ЦНТ}}.$$

Необхідні для розрахунку значення внутрішніх потужностей окремих циліндрів визначені в попередніх розділах посібника.

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

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

де η_m – механічний ККД турбоагрегату; $\eta_{e.g.}$ – ККД електричного генератора.

Відносний внутрішній ККД турбіни можна визначити як відношення сум внутрішніх та ізоентропійних теплоперепадів окремих її частин.

З урахуванням нових значень параметрів пари, отриманих протягом поступеневого розрахунку проточної частини турбіни, слід скорегувати значення деяких параметрів парової турбіни та паротурбінної установки, які були раніше орієнтовно оцінені в розділі 4.

Отримані протягом поступеневого розрахунку габаритні розміри можуть бути використані для креслення форми точної частини і подальшого конструювання турбіни.

Зразок оцінювання отриманих результатів розрахунку стаціонарної парової турбіни наведений у прикладі 10.

Приклад 10

Виконати оцінювання отриманих результатів розрахунку стаціонарної парової турбіни, наведених у прикладах 2–9.

Внутрішня потужність спроектованої турбіни

$$N_i = N_i^{\text{ЦВТ}} + N_i^{\text{ЦСТ}} + N_i^{\text{ЦНТ}} = \\ = 67\,668 + 83\,800 + 59\,406 = 210\,874 \text{ кВт.}$$

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

$$N_e = N_i \eta_m \eta_{e.g} = 210\,874 \cdot 0,996 \cdot 0,988 = 207\,510 \text{ кВт,}$$

де $\eta_m = 0,996$ та $\eta_{e.g} = 0,988$ – прийняті раніше значення механічного ККД турбоагрегату і ККД електричного генератора (див. пп. 34 та 35 табл. ПЗ).

Відносний внутрішній ККД турбіни (як відношення сум внутрішніх та ізоентропійних теплоперепадів окремих її частин)

$$\eta_{oi} = \frac{\Delta H_{i1} + \Delta H_{i23}}{(h_0^{\text{p.ct}} - h_F) + (h_{0.1}^{\text{ЦСТ}} - h_G)} = \\ = \frac{(h_0^{\text{p.ct}} - h_{2.X}^{\text{ЦВТ}} - q_{\text{вих.X}}^{\text{ЦВТ}}) + (h_{0.1}^{\text{ЦСТ}} - h_{2.ІІІ}^{\text{ЦНТ}} - q_{\text{вих.ІІІ}}^{\text{ЦНТ}})}{(h_0^{\text{p.ct}} - h_F) + (h_{0.1}^{\text{ЦСТ}} - h_G)} = \\ = \frac{(3446 - 3033 - 1,14) + (3552 - 2334 - 28,02)}{(3446 - 2989) + (3552 - 2233)} = 0,902,$$

де $h_0^{\text{p.ст}}$ – ентальпія пари перед регулюючим ступенем (див. п. 2 табл. П6); $h_{2.X}^{\text{ЦВТ}}$ – ентальпія пари за останнім ступенем ЦВТ (див. п. 51 табл. П8); $h_{0.I}^{\text{ЦСТ}}$ – ентальпія пари перед першим ступенем ЦСТ (див. п. 13 табл. П10); $h_{2.III}^{\text{ЦНТ}}$ – ентальпія пари за останнім ступенем ЦНТ (див. п. 53 табл. П12); h_F – ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в ЦВТ (див. етап 4 прикладу 7); h_G – ентальпія пари в кінці ізоентропійної течії в ЦСТ та ЦНТ (місцезнаходження точки G на h - s -діаграмі визначається перетином променя, опущеного строго вертикально вниз із точки, яка відповідає параметрам пари перед 1-м ступенем ЦСТ, та ізобари $p_{2.III}^{\text{ЦНТ}} = 0,0035$ МПа (тиск за останнім ступенем ЦНТ, див. п. 53 табл. П12)); $q_{\text{вих.X}}^{\text{ЦВТ}}$ та $q_{\text{вих.III}}^{\text{ЦНТ}}$ – втрати енергії з вихідною швидкістю за останніми ступенями ЦВТ та ЦНТ.

Процес течії пари в турбіні на h - s -діаграмі, який побудований за попередніми розрахунками (суцільна лінія) та за результатами поступеневого розрахунку (штрихова лінія), зображений на рис. П11.

Внутрішній ККД паротурбінної установки без урахування регенерації

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{\Delta H_{i1} + \Delta H_{i23}}{\Delta H_{i1} + (h_{\text{п.п}} - h'_k)} = \\ &= \frac{(h_0^{\text{p.ст}} - h_{2.X}^{\text{ЦВТ}} - q_{\text{вих.X}}^{\text{ЦВТ}}) + (h_{0.I}^{\text{ЦСТ}} - h_{2.III}^{\text{ЦНТ}} - q_{\text{вих.III}}^{\text{ЦНТ}})}{(h_0^{\text{p.ст}} - h_{2.X}^{\text{ЦВТ}} - q_{\text{вих.X}}^{\text{ЦВТ}}) + (h_{\text{п.п}} - h'_k)} = \\ &= \frac{(3446 - 3033 - 1,14) + (3552 - 2334 - 28,02)}{(3446 - 3033 - 1,14) + (3552 - 112)} = 0,416, \end{aligned}$$

де $h_{\text{п.п}}$ – ентальпія пари після проміжного перегріву (див. п. 3 табл. П3); h'_k – ентальпія конденсату при тиску в конденсаторі (див. п. 24 табл. П3).

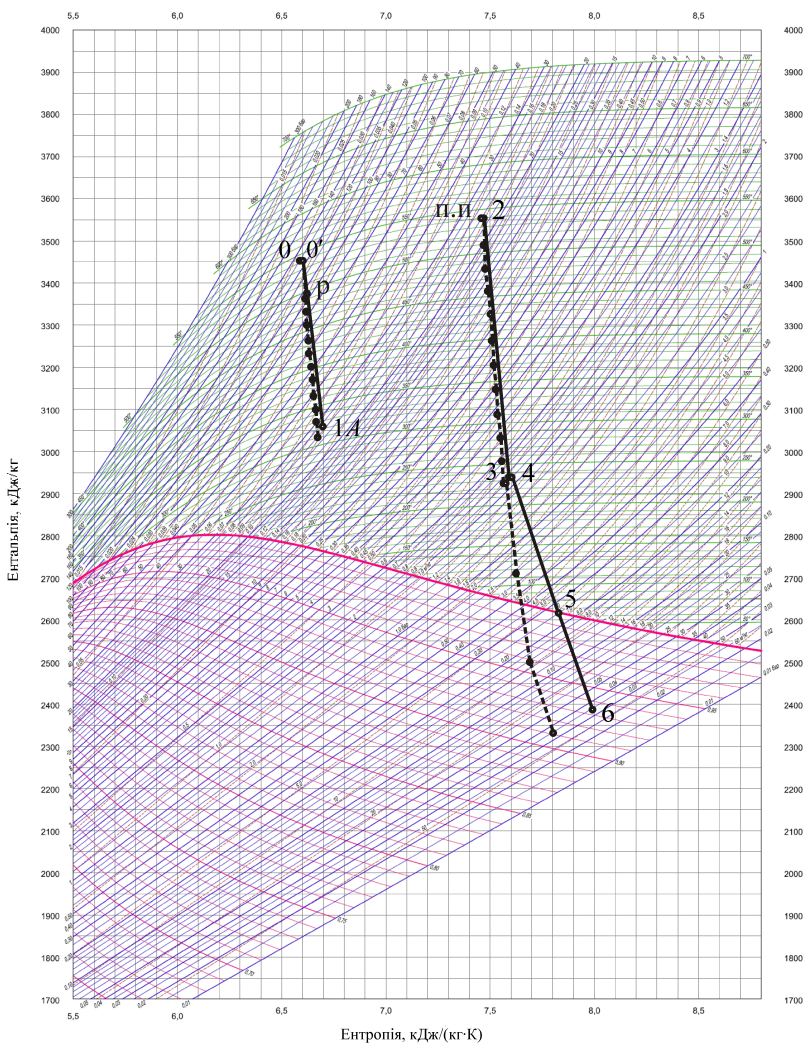


Рис. П11. Процес течії пари в турбіні на $h-s$ -діаграмі
(суцільна лінія – зміна параметрів за попередніми розрахунками;
штрихова лінія – зміна параметрів, визначена за результатами
поступеневого розрахунку)

Виграш в економічності від нескінченно великого числа регенеративних підігрівників

$$\xi_p^{пп\infty} = 1 - \frac{1 - \frac{T_k(s_{0.1}^{ЦСТ} - s'_k)}{(h_0^{p.ст} - h_F) + (h_{0.1}^{ЦСТ} - h'_k)}}{1 - \frac{T_k(s_{0.1}^{ЦСТ} - s_{ж.в})}{(h_0^{p.ст} - h_F) + (h_{0.1}^{ЦСТ} - h_{ж.в})}} =$$

$$= 1 - \frac{1 - \frac{299,9(7,464 - 0,391)}{(3446 - 2989) + (3552 - 112)}}{1 - \frac{299,9(7,464 - 2,745)}{(3446 - 2989) + (3552 - 1071)}} = 0,121,$$

де T_k – температура конденсації пари при тиску в конденсаторі (див. п. 5 табл. ПЗ); $s_{0.1}^{ЦСТ}$ – ентропія пари перед першим ступенем ЦСТ (див. п. 18 табл. ПЗ); s'_k – ентропія конденсату при тиску в конденсаторі (див. п. 24 табл. ПЗ); $s_{ж.в}$ та $h_{ж.в}$ – ентропія та ентальпія живильної води (див. п. 6 табл. ПЗ).

Виграш в економічності від прийнятого числа регенеративних підігрівників

$$\xi_p^{пп} = \xi_p^{пп\infty} \cdot (\xi_p^{пп} / \xi_p^{пп\infty}) = 0,121 \cdot 0,80 = 0,0968,$$

де $\xi_p^{пп} / \xi_p^{пп\infty}$ – коефіцієнт урахування скінченного числа регенеративних підігрівників (див. п. 29 табл. ПЗ).

Внутрішній ККД паротурбінної установки з урахуванням регенерації

$$\eta_{ip} = \frac{\eta_i}{1 - \xi_p^{пп}} = \frac{0,416}{1 - 0,0968} = 0,461.$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Бойко, Е. А.** Тепловые электрические станции [Текст] / Е. А. Бойко, К. В. Баженов, П. А. Грачев. – Красноярск : ИНЦ КГТУ, 2006. – 152 с.
2. **Краузе, Б.** Паровые турбины для угольных электростанций и ПГУ [Текст] / Б. Краузе. – [Б. м.] : Сименс АГ, 2013. – 20 с.
3. ОАО "Калужский турбинный завод" (официальный сайт) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://oaoktz.ru>.
4. Паровые турбины ЗАО "Уральский турбинный завод" [Текст] / [б. а.]. – Екатеринбург : УТЗ, 2004. – 31 с.
5. Паровые турбины ОАО "Силовые машины" [Текст] / [б. а.]. – СПб. : Силовые машины, 2005. – 78 с.
6. **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.
7. **Рыжкин, В. Я.** Тепловые электрические станции [Текст] / В. Я. Рыжкин. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
8. Тепловые и атомные электрические станции [Текст] : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
9. **Трухний, А. Д.** Стационарные паровые турбины [Текст] / А. Д. Трухний. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.

10. **Трухний, А. Д.** Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки [Текст] / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – М. : МЭИ, 2002. – 540 с.

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

12. **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.

13. Ansaldo Energia: Steam turbines [Текст] / [б. а.]. – Genova : Ansaldo Energia, 2014. – 8 p.

14. Doosan: Delivering cutting-edge turbine and generator technologies [Текст] / [б. а.]. – Changwon : Doosan, 2017. – 13 p.

15. Overview SST: Large scale Steam Turbines for CCPP and SPP business [Текст] / [б. а.]. – Erlangen : Siemens Power Generation, 2013. – 17 p.

16. Siemens AG: Industrial steam turbines [Текст] / [б. а.]. – [Б. м.] : Siemens AG, 2014. – 48 p.

17. Siemens Steam Turbines: from 90 MW up to 1900 MW [Текст] / [б. а.]. – Erlangen : Siemens Power Generation, 2005. – 15 p.

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

ЗМІСТ

1. Особливості конструкції багатociліндрових турбін	3
2. Вихідні дані для проєктування	21
3. Інформаційний пошук	28
4. Попереднє оцінювання процесу течії пари в проточній частині турбіни	34
5. Побудова процесу течії пари в турбіні на $h-s$ -діаграмі	47
6. Оцінювання регенеративних і теплофікаційних відборів пари ...	59
7. Розрахунок проточної частини циліндра високого тиску	67
7.1. Розрахунок регулюючого ступеня	74
7.2. Розрахунок нерегульованих ступенів	85
8. Розрахунок проточної частини циліндра середнього тиску	107
9. Розрахунок проточної частини циліндра низького тиску	128
10. Оцінювання отриманих результатів	151
Список літератури	156



ДЛЯ ЗАДАТОК

УДК 621.165(075.8)

П20

Патлайчук В. Н.

П20 Проектирование стационарных паровых турбин : учебное пособие : в 2 ч.
Ч. 2. Расчет многоцилиндровых турбин / В. Н. Патлайчук. – Николаев : НУК,
2020. – 160 с.

Рассмотрены основные этапы расчета многоцилиндровых паровых турбин. Приведены примеры формирования исходных данных для проектирования, проведения информационного поиска, предварительного оценивания процесса течения пара в проточной части турбины и оценивания теплофикационных и регенеративных отборов пара, расчета проточной части отдельных цилиндров и анализа 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 2. The calculation
of the multi-cylinder turbines / V. Patlaichuk. – Mykolaiv : NUS, 2020. – 160 p.

The main steps of the calculation of multi-cylinder steam turbines are considered. Examples of initial data formation, information retrieval, preliminary estimation of the process of steam flow in the flowing part of the turbines and evaluation of heat and regenerative steam sampling, examples of calculation of the flow section of individual cylinders and analysis of the 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 2

Розрахунок багатоциліндрових турбін

Редактор *М. Д. Белікчі*

Комп'ютерне верстання *В. В. Москаленко*

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

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 9,3. Тираж 100 прим. Вид. № 14. Зам. № 0812-79.

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.