**Міністерство освіти та науки України**

**Запорізька державна інженерна академія**

**О.Є.Машанова**

# ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ

**Методичні вказівки**

**до контрольної та самостійної роботи**

***для студентів ЗДІА***

***спеціальності 6.050601 «Теплоенергетика»***

***денної та заочної форм навчання***

Запоріжжя
2008

**Міністерство освіти та науки України**

**Запорізька державна інженерна академія**

**ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ**

**Методичні вказівки**

**до контрольної та самостійної роботи**

***для студентів ЗДІА***

***спеціальності 6.050601 «Теплоенергетика»***

***денної та заочної форм навчання***

*Рекомендовано до видання*
*на засіданні кафедри ТЕ.*
*Протокол № 8 від 28.02.2008*

Теплові електричні станції. Методичні вказівки до контрольної та самостійної роботи для студентів ЗДІА спеціальності «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання /Укл.:О.Є.Машанова. - Запоріжжя, 2008. – 55 с.

Укладач: *О.Є.Машанова, канд.. техн.. наук*

Відповідальний за випуск : *зав. кафедри ТЕ*
*докт. техн.. наук, професор І.Г.Яковлева*



Передмова

Теплові і атомні електричні станції є основою енергетичної потужності країни. На них виробляється понад 85 % всієї електричної (на теплових електростанціях - ТЕС – 64%, на атомних - АЕС – 26 %) і значна частина теплової енергії, що споживаються в усіх сферах господарювання.

Підвищення економічності перетворення теплоти палива в електричну енергію і тепло, що споживаються в побуті, промисловості та інших галузях, було і залишається одним з найважливіших завдань енергетичної галузі.

Ощадливе використання енергетичних ресурсів, забезпечення ефективного використання обладнання є одним з найважливіших завдань майбутніх спеціалістів-енергетиків.

Мета контрольної роботи - закріплення знань студентів в частині виконання розрахунків з ефективності роботи станції в цілому, режимів її окремих елементів, підвищення економічності роботи обладнання ТЕС.

За змістом контрольна робота включає виконання завдань за темами:

1 Розрахунок енергетичних показників ТЕС;

2 Регенеративний підігрів конденсату;

3 Конденсатори і конденсаторні установки.

Для кожної задачі викладений теоретичний матеріал, подані спеціальні вказівки, що забезпечують можливість самостійного виконання роботи. Для завдань №1 і №4 подані приклади рішення.

З м і с т

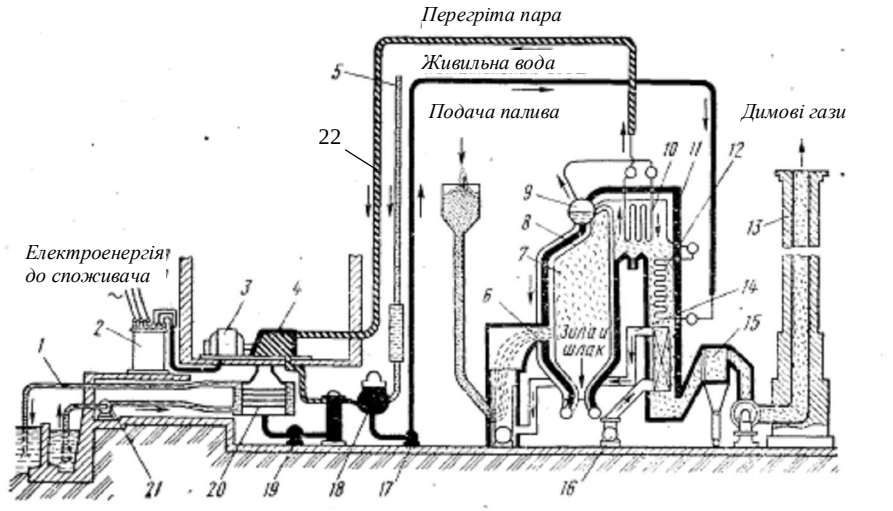

| | | |
|---|---|---|
| 1 | Енергетичні показники теплових електростанцій. | 5 |
| 1.1 | Тепловий баланс і коефіцієнт корисної дії конденсаційних електростанцій | 5 |
| 1.2 | Основні енергетичні показники ТЕЦ | 10 |
| 1.3 | Показники економічності роботи турбоагрегату | 14 |
| 1.4 | Завдання №1 | 21 |
| 2 | Використання проміжного перегріву пари та регенеративного підогріву конденсата | 28 |
| 2.1 | Проміжний перегрів пари на конденсаційній електростанції | 28 |
| 2.2 | Регенеративний підігрів конденсату | 31 |
| 2.3 | Завдання №2 і №3 | 45 |
| 3 | Елементи теплових схем ТЕС | 47 |
| 3.1 | Конденсатори. Конденсаторні установки | 47 |
| 3.2 | Завдання №4 | 49 |
| | Додаток А. Вихідні дані для завдання 1 | 51 |
| | Додаток Б. Вихідні дані для завдання № 2 і №3 | 52 |
| | Додаток В. Вихідні дані для завдання № 4 | 53 |
| | Перелік літератури | 54 |




# 1 ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

## 1.1 Тепловий баланс і коефіцієнт корисної дії конденсаційних електростанцій

Оцінка економічності роботи станції і ефективності режимів роботи проводиться по ряду показників. Частина цих показників служить для оцінки ефективності теплових процесів. До них відносяться: коефіцієнт корисної дії (ккд) агрегатів, окремих ланок теплової схеми та електростанції в цілому. На рисунку 1.1. представлено облаштування теплової електростанції, що працює

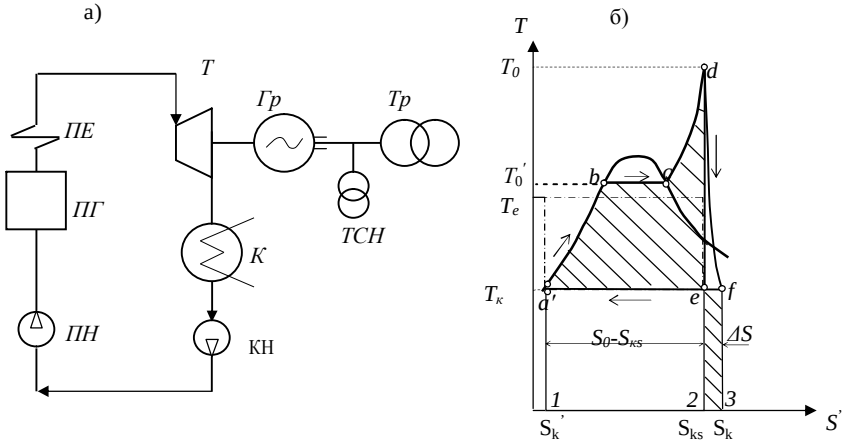



1-злив охолоджуючої води; 2-трансформатор; 3-електричний генератор; 4 - парова турбіна; 5- добавочна сира вода; 6 –пальник, 7- топка котла; 8- кип'ятильні труби; 9 – барабан; 10 –пароперегрівач; 11- паровий котел (парогенератор); 12- економайзер, 13- димова труба; 14- гаряче повітря; 15 –фільтр; 16- вентилятор; 17 –живильний насос; 18 – деаератор; 19 – конденсатний насос; 20- конденсатор; 21 – циркуляційний насос; 22 – паропровід гострої пари.

Рисунок 1.1 - Облаштування теплової електричної станції.

на докритичних параметрах пари; на малюнку 1.2-а – її спрощена принципова схема, на малюнку 1.2-б – TS-діаграма для цієї схеми. Для конденсаційної електростанції (рис.1.1, 1.2-а) кількість теплоти $Q_{сум}$, що віддається в одиницю часу спалюваним на станції паливом (тобто в потужностному виразі), витрачається на:

- вироблення електричної потужності генератором - $W_г$
- покриття втрат потужності в генераторі $\Delta W_г$ і механічних втрат $\Delta W_м$ в турбіні;
- тепло, що віддається при охолоджуванні пари в конденсаторі $Q_к$;
- тепло, що споживається на самій станції і для потреб теплофікації пристанційного житлового селища - $Q_т$;
- покриття втрат тепла в системі транспортування і підготовки палива $\Delta Q_{пт}$;
- покриття втрат тепла в системі трубопроводів при подачі пари від парогенератора до турбіни $\Delta Q_{тр}$;
- покриття втрат тепла в самому парогенераторі $\Delta Q_{пг}$;




*ПГ* - парогенератор; *ПЕ* – пароперегрівач; *Т* – парова турбіна; *К* - конденсатор; *ПН*– живильний насос; КН – конденсатний насос; *Гр* - генератор; Тр – блоковий трансформатор, ТСН – трансформатор власних потреб. $T_0$ – температура гострої пари на виході з парогенератора; $T_0'$ - температура паротворення; $T_к$ – температура конденсації відпрацьованої пари, $T_e$- еквівалентна температура.

Рисунок 1.2 - а) - спрощена схема блокової теплової конденсаційної станції; б) – TS-діаграма теплового циклу теплоенергетичної установки, що працює з докритичними параметрами пари.



Рівняння теплового балансу, виходячи з перерахованого розподілу теплоти, має вигляд (кВт або ГДж/год.):

$$Q_{сум} = W_г + \Delta W_г + \Delta W_м + Q_к + Q_т + \Delta Q_{пт} + \Delta Q_{тр} + \Delta Q_{пг} \qquad (1.1)$$

При розгляді теплового балансу пароводяного циклу блоку величини $\Delta Q_{пт}$ і $Q_т$, що входять до (1.1), можуть не враховуватися, бо мають в ньому незначну питому складову.

Внутрішня корисна потужність турбіни $W_i$ повинна бути достатня для вироблення необхідної електричної потужності генератором $W_г$, а також покриття механічних втрат в самій турбіні $\Delta W_м$ і електричних втрат в генераторі $\Delta W_г$, тобто

$$W_i = W_г + \Delta W_г + \Delta W_м \qquad (1.2)$$

Кількість теплоти пари $Q_{ту}$, що споживається паротурбінною установкою в одиницю часу, визначається внутрішньою потужністю турбіни $W_i$ і кількістю теплоти $Q_к$, що віддається в конденсаторі, тобто

$$Q_{ту} = W_i + Q_к \qquad (1.3)$$

Кількість теплоти пари $Q_{пг}$, що видається парогенератором, визначається потребою турбоустановки $Q_{ту}$ і втратами в паропроводах $\Delta Q_{тр}$:

$$Q_{пг} = Q_{ту} + \Delta Q_{тр} \qquad (1.4)$$

Сумарна кількість теплоти $Q_{сум}$ (кДж/с), що виділяється в одиницю часу при спалюванні палива, йде на вироблення теплоти $Q_{пг}$, що віддається на вироблення пари, і покриття втрат в парогенераторі $\Delta Q_{пг}$:

$$Q_{сум.} = Q_{пг} + \Delta Q_{пг} \qquad (1.5)$$

Втрати в парогенераторі $\Delta Q_{пг}$ обумовлені в основному відведенням теплоти з димовими газами, хімічним і механічним недоспалюванням палива, а також розсіянням тепла в навколишнє середовище.

Коефіцієнт корисної дії *брутто* станції або окремого блоку визначається або відношенням виробленої за рік електроенергії $E^{р}_{вир}$ (кВт·годин) до кількості отриманого при спалюванні палива тепла $Q^{р}_{н}$ (у тих же одиницях вимірювання):

$$\eta^{бр.р}_{ст} = \frac{E^{р}_{вир.}}{Q^{р}_{н}} = \frac{E^{р}_{відп.}}{B^{р} Q^{р}_{н}} \qquad (1.6)$$

або відношенням електричної потужності, що виробляється, до кількості тепла, що отримується в одиницю часу:

$$\eta^{бр.}_{ст} = \frac{W_{г}}{Q_{н.}}, \qquad (1.6а)$$

де $B^{р}$ - річна витрата палива, кг;

$Q^{р}_{н}$ - розрахункова теплота згорання палива, кДж/кг.

Ккд *нетто* визначається відношенням кількості відпущеної за рік з шин станції енергії $E^{р}_{відп.}$ до теплоти витраченого палива, також приведеним до однакових одиниць вимірювання:

$$\eta^{н.р.}_{ст} = \frac{E^{р}_{відп.}}{Q^{р}_{сум}} = \frac{E^{р}_{відп.}}{B^{р} Q^{р}_{н}} \qquad (1.7)$$

У відпущену енергію не входить споживання на власні потреби станції:

$$E^{р}_{відп.} = E^{р}_{вир.} - E_{сн р.} = W_{сн}\, T_{год}\, k_{и} \qquad (1.8)$$

де $W_{сн}$ – потужність, споживана на власні потреби станції;

$T_{год}$ = 8760год. – число годин на рік;



$k_{и}$ – коефіцієнт використання встановленої потужності, визначається відношенням числа годин використання встановленої потужності $T_{вв}$ до $T_{год}$ ($T_{вв}$ визначається відношенням відповідного річного вироблення енергії до встановленої потужності, тобто $T_{вв} = E^{р}_{вир.} / \Sigma W_{уст}$).

Відповідно ккд турбоустановки визначається відношенням електричної потужності, що виробляється турбоустановкою, до кількості теплоти, яку споживає установка в одиницю часу для вироблення цієї потужності. З рівняння теплового балансу кількість теплоти, що підводиться до турбоустановки в одиницю часу

$$Q_{ту} = D_{т}(i_{0} - i'_{к}), \qquad (1.9)$$

Відповідно з урахуванням (1.9)

$$\eta_{ту} = \frac{W_{г}}{Q_{ту}} = \frac{W_{г}}{D_{т}(i_{0} - i'_{к})} \qquad (1.10)$$

Аналогічно: ккд парогенератора

$$\eta_{пг} = Q_{пг} / Q_{сум} = \frac{D_{пг}(i_{пе} - i_{жв})}{B Q^{р}_{н}} \qquad (1.11)$$

ккд системи паропроводів:

$$\eta_{тр} = Q_{ту} / Q_{пг} = \frac{D_{т}(i_{0} - i'_{к})}{D_{пг}(i_{пе} - i_{жв})} = \frac{(i_{0} - i'_{к})}{(i_{пе} - i_{жв})} \qquad (1.12)$$

У формулах (1.9) – (1.12): $D_{т}$ - витрата пари через турбіну, кг/с;

$D_{пг}$ - парове навантаження котельного агрегата, кг/с; можливо для спрощення приймати, що $D_{т} = D_{пг}$, оскільки витоки пари в паропроводі котел - турбіна мінімальні (менш за 0,01%);

$i_{0}$ - ентальпія гострої пари (пари на вході в турбіну перед стопорним клапаном);

$i_{пе}$ – ентальпія пари на виході з перегрівача котельного агрегата; $i_{пе} \approx i_0$.

$i_k^{'}$ - ентальпія конденсата на виході з конденсатора;

$i_{жв}$ - ентальпія живильної води на вході у водяний економайзер котла.

Загальний ккд енергоблока (станції) з урахуванням вищеназваних спрощень визначається ккд (1-10) – (1.12):

$$\eta_{ст} = \frac{W_г}{Q_{сум.}} = \frac{Q_{пг}}{Q_{сум.}} \cdot \frac{Q_{ту}}{Q_{пг}} \cdot \frac{W_г}{Q_{ту}} = \eta_{пг}\,\eta_{тр}\,\eta_{ту} \qquad (1.13)$$

У (1.13) найменшою величиною є $\eta_{ту}$ – ккд турбоустановки. Причиною цього є значні витрати теплоти за рахунок винесення її з конденсатора в навколишнє середовище охолоджувачем пари (охолоджуючою водою). На КЕС ці втрати складають приблизно 45 – 50%. (Площа 1-*a*-*e*-*f*-3-2-1 на рисунку 1.2-б). Решта втрат значно менша: $\Delta Q_{пг}$ складають 6 -10 %, $\Delta Q_{тр}$ – менше 0, 1%, тому вважається, що $i_{пе} = i_0$.

## 1.2 Основні енергетичні показники ТЕЦ

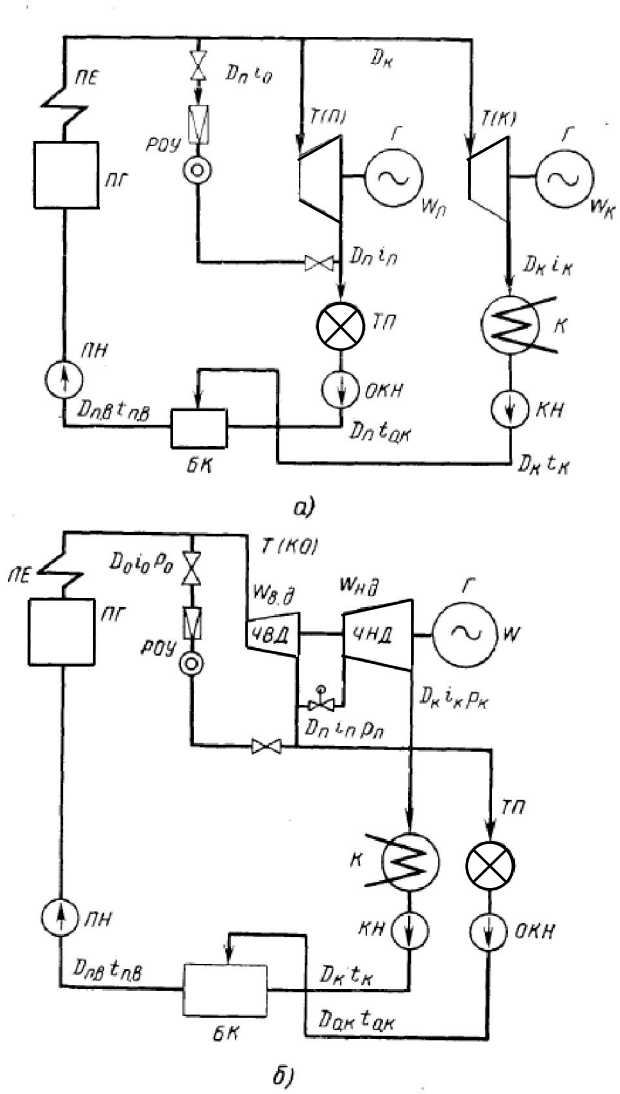
Для теплоелектроцентралей (ТЕЦ) характерним є одночасне ( сумісне) виробництво електроенергії і теплоти. (дивись рис.1.3). При визначенні ккд ТЕЦ в чисельнику (1.13) потрібно також враховувати кількість теплоти, яка відпускається станцією на потреби теплофікації, а у разі промислової ТЕЦ (ПТЕЦ) – і на виробничі потреби:

$$\eta_{ст}^{ТЕЦ} = \frac{W + \Sigma Q_{вст}}{Q_{сум.ст}} = \frac{W + \Sigma Q_{вст}}{BQ_н^р} \qquad (1.13а)$$

В цьому випадку величини в чисельнику повинні бути приведені до однакових одиниць вимірювання: кВт, якщо вимірювання проводиться в одиницях потужності; в МДж або ГДж, якщо визначається виконана робота, або кВт-годинах (кВт-год), якщо визначається вироблена енергія.

На ТЕЦ застосовуються турбіни двох видів:






*ТП* – тепловий споживач, *ОКН* – насос зворотного конденсата від теплового споживача, *БК* – бак конденсата, *РОУ* –редукційно-охолоджувальна установка, К – конденсатор.

Рисунок 1.3 - Спрощені схеми ТЕЦ: *а* – з турбіною з протитиском Т(П) і паралельною конденсаційною турбіною Т(К); *б* – з відборами та конденсацією пари Т(КО).

- при повному використанні відпрацьованого тепла - це турбіни з протитиском;
- у разі переважної потреби в електричній енергії - турбіни з конденсацією і відборами пари для часткового її використання.

Турбіни з протитиском (або з протитиском і відборами пари) є теплофікаційними: відпрацьоване в них тепло повністю використовується. Турбіни з конденсацією і теплофікаційними відборами пари є турбінами змішаного типу. Використовуються також турбіни з конденсацією, в конденсатори яких вбудовується трубний пучок для нагрівання відпрацьованою в турбіні парою води, що постачається зовнішньому споживачеві. Такі турбіни також стають чисто теплофікаційними.

Рівняння енергетичного балансу турбоустановки з протитиском має вигляд:

$$W_г = W_{те} = D_т\,(i_0 - i_к)\,\eta_м\,\eta_г \qquad (1.14)$$

де $W_г = W_{те}$ - електрична потужність турбоустановки, кВт;

$D_т$ – витрата пари на зовнішнього споживача, кг/с;

$i_0$ - ентальпія пари перед турбіною;

$i_к$ - ентальпія пари після її розширення в турбіні в дійсному процесі (аналогічно конденсаційній турбіні).

Відпущення тепла зовнішньому споживачеві $Q_т^{о\ вн}$, кВт (кДж/с):

$$Q_т^{о\ вн} = Q_т\,\eta_т = D_т\,(i_т - i_{ок}^{в})\,\eta_т \qquad (1.15)$$

де $Q_т$ - витрати тепла на зовнішнього споживача з урахуванням тепловтрат в теплообмінниках ТЕЦ:

$$Q_т = D_т\,(i_т - i_{ок}^{в})\ ; \qquad (1.16)$$

$\eta_т$ – ккд устаткування теплофікації ТЕЦ (теплообмінники, трубопроводи з арматурою, підготовка води для поповнення конденсата при його неповерненні



та інше), який враховує розсіяння тепла у цьому устаткуванні. Для сучасних станцій $\eta_т \approx 0{,}97\text{-}0{,}99$;

$i_т$ – ентальпія відпрацьованої пари, яка використовується для зовнішнього споживання, кДж/кг;

$i_{ок}^{в}$ –ентальпія зворотного конденсату, що повертається споживачем на ТЕЦ (кДж/кг).

Підставивши $D_т$ з (1.15) в (1.14), отримаємо взаємозв'язок між електричною потужністю, що виробляється, і відпуском теплоти споживачеві:

$$W_{те} = \frac{(i_0 - i_к)\cdot\eta_м\cdot\eta_т}{i_т - i_{ок}^{в}}\cdot Q_т = \frac{H_i}{q_т}\cdot\eta_м\cdot\eta_т\cdot Q_т \qquad (1.14а)$$

де $H_i = i_o - i_{тк}$ - теплоперепад робочого тіла (пари) в дійсному процесі розширення пари в турбіні;

$q_т = i_т - i_{ок}^{в}$ - кількість теплоти, що віддається зовнішньому споживачеві, у розрахунку на 1кг маси пари, яка відпрацювала в турбіні ТЕЦ .

З (1.14а) витікає, що електрична потужність, що видається турбіною, залежить від її теплового навантаження

Повна витрата тепла на турбоустановку з протитиском, якщо не враховувати неповернення пари і конденсату споживачем, відповідно до рівняння енергетичного балансу складе:

$$Q_{ту} = D_т(i_0 - i_{ок}^{в}) = D_т(i_0 - i_т) + D_т(i_т - i_{ок}^{в}) = W_i + Q_т,$$

де $W_i = W_э + \Delta W_м + \Delta W_г$ - внутрішня потужність турбіни, що витрачається на відміну від (1.3) тільки на вироблення електричної потужності і покриття втрат в турбіні і генераторі, оскільки відсутній відбір тепла в конденсаторі.

Істотне значення як показник економічності роботи ТЕЦ має відносне вироблення електричної потужності на тепловому споживанні $e^т$ (у безрозмірних одиницях):

$$e^{\text{т}} = W_{\text{те}} / Q_{\text{т}} = \frac{i_0 - i_{\text{к}}}{i_{\text{т}} - i_{\text{ок}}^{\text{в}}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = \frac{H_i}{q_T} \eta_{\text{м}} \eta \qquad (1.17)$$

$e^{\text{т}}$ може бути виражене в кВт·г / ГДж, якщо береться до уваги енергетичний виробіток за одну годину:

$$e^{\text{т}} = \frac{10^3}{3,6} \cdot \frac{i_0 - i_{\text{к}}}{i_{\text{т}} - i_{\text{ок}}^{\text{в}}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = \frac{H_i}{q_T} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \qquad (1.17\text{а})$$

Для сучасних ТЕЦ показник $e^{\text{т}}$ знаходиться на рівні 60-185 кВт·г/ГДж, зростає з підвищенням початкових параметрів пари і пониженням кінцевого тиску і ентальпії $i_{\text{к}}$ пари в турбіні.

## 1.3 Показники економічності роботи турбоагрегату

### 1.3.1 Загальні положення

Турбіну в зборі з електричним генератором називають **турбоагрегатом**. Економічність роботи безпосередньо турбоагрегату визначається низкою показників, які співвідносяться з ідеальною і дійсною потужністю турбіни.

Ідеальна потужність турбіни $W_a$ – потужність, яку могла б розвинути турбіна при адіабатному процесі розширення в ній пари відповідно до ідеального циклу Ренкіна (ділянка *a-b-c-d-e* на рис 1.2 - б). Потужність $W_a$ могла б мати місце, якби в турбіні були відсутні сили тертя і опору, і вся різниця між теплом, підведеним в парогенераторі до робочого тіла, і теплом, відведеним від нього в конденсаторі, використовувалася для виконання роботи, тобто:

$$W_a = Q_1 - Q_2 = D_{\text{т}}(i_0 - i_{ks}) = D_{\text{т}} H_a \qquad (1.18)$$

де $Q_1$ – тепло, підведене до робочого тіла в парогенераторі за 1с, кДж/с (або кВт);



$Q_2$ – тепло, віддане охолоджувачу в конденсаторі, кДж/с (кВт);

$i_{ks}$ - ентальпія пари на виході з турбіни в ідеальному (адіабатному) процесі його розширення;

$H_a$ – теплоперепад робочого тіла при адіабатному процесі. Величину $H_a = i_0 - i_{ks}$ можно визначити з *iS* – діаграми.

Дійсною внутрішньою потужністю турбіни $W_i$, як було вказано в розділі 1.1, називають потужність, яку повинна розвинути турбіна для забезпечення необхідної потужності генератора і покриття втрат в турбоагрегаті – дивись (1.2). Вона визначається дійсним теплоперепадом $H_i$ в турбіні, при цьому

$$W_i = D_{\text{т}}(i_0 - i_{\text{к}}) = D_{\text{т}} H_i \qquad (1.19)$$

де $i_{\text{к}}$ - ентальпія пари на виході з турбіни після виконання реальної роботи розширення, кДж/кг, якій відповідає ділянка *d- f* на рисунку 1.2-б).

Відносними ккд турбоагрегату відповідно, вважаються показники, віднесені до її ідеальної потужності $W_a$ (і відповідному їй теплоперепаду $H_a$); абсолютними – до підведеної до турбоагрегату кількості теплоти $Q_{\text{ту}}$, а також віднесені до її дійсної внутрішньої потужності $W_i$.

Економічність роботи безпосередньо турбоагрегату визначають декілька видів ккд.

### 1.3.2 Абсолютний ккд ідеальної турбоустановки

Відношення теплоти, яка могла б бути перетворена на роботу в одиницю часу усередині турбіни при адіабатному процесі розширення в ній пари, до тепла $Q_1$, переданому робочому тілу в парогенераторі, називається абсолютним ккд ідеальної турбоустановки:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{(i_0 - i_{жв}) - (i_{ks} - i_к')}{(i_0 - i_{жв})} = \frac{(i_0 - i_{ks}) - (i_{жв} - i_к')}{(i_0 - i_к') - (i_{жв} - i_к)} \qquad (1.20)$$

де $Q_2 = (i_{ks} - i_к')$ - теплота, що відводиться в конденсаторі при ідеальному процесі;

$i_{жв} - i_к' = Q_a^{жн}$ - адіабатна робота живильного насоса (відповідає ділянці *a-a'* на рис. 1.2-б) за відсутності регенеративного підігріву конденсату.

Оскільки частка живильного насоса складає приблизно 3-4% від роботи, що має місце в пароводяному циклі, її можна не враховувати. Тоді абсолютний термічний ккд ідеальною турбоустановки з (1.20) приймає вигляд:

$$\eta_t \approx \frac{W_a}{Q_1} = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i_k'} = \frac{H_a}{i_0 - i_k'} \qquad (1.20а)$$

Де $q_1 = i_0 - i_k'$ - кількість теплоти, яка витрачається турбіною без урахування роботи живильного насоса. Витрати енергії на роботу живильних насосів відносяться до споживання енергії на власні потреби станції.

Якщо розширення закінчується в області вологої пари, то $H_a$ можна визначити по формулі (рис.1.2-б):

$$H_a = i_0 - i_к' - T_к(S_0 - S_к') \qquad (1.21)$$

де $T_к$ - температура конденсації;

$S_0$ и $S_к'$ - відповідно ентропія гострої пари і ентропія конденсату.

Тоді, підставивши (1.21) в (1.20а), отримаємо кпд ідеального циклу при його завершенні в області вологої пари:

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_k' - T_к(S_0 - S_к')}{i_0 - i_k'} = 1 - \frac{T_к(S_0 - S_к')}{i_0 - i_k'}. \qquad (1.20б)$$



### 1.3.3 Відносний внутрішній ккд турбоустановки

Внаслідок наявності внутрішнього тертя пари в турбіні об лопатки, корпус і інші частини в дійсному процесі розширення пари в турбіні ентальпія пари на виході з турбіни $i_к$ більше в порівнянні з ідеальним адіабатним процесом. Ця зміна по відношенню до ідеального процесу враховується внутрішнім відносним ккд турбіни $\eta_{oi}$, який визначається як відношення дійсної внутрішньої потужності турбіни $W_i$ до потужності $W_a$ в ідеальному процесі.

$$\eta_{oi} = \frac{W_i}{W_a} = \frac{H_i}{H_a} = \frac{i_0 - i_к}{i_0 - i_{ks}} \qquad (1.22)$$

Для сучасних парових турбін $\eta_{oi}$ знаходиться в межах 0,86-0,92, маючи різні значення в ступенях проточної частини турбіни від 0,8 до 0,96. Таким чином, відносний внутрішній ккд турбіни характеризує досконаліть процесу розширення в ній пари. Ця величина дається в паспортних даних на агрегат.

### 1.3.4 Абсолютний внутрішній ккд турбоустановки

Відношення тепла, перетвореного в дійсну роботу усередині турбіни, до тепла, переданого робочого тіла в парогенераторі, називається абсолютним внутрішнім ккд

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{ту}} = \frac{i_0 - i_к}{i_0 - i_k'} = \frac{H_i}{i_0 - i_k'} \qquad (1.23)$$

З урахуванням (1.22) і (1.20а), отримаємо зв'язок абсолютного внутрішнього ккд з ккд ідеальної паротурбінної установки і її внутрішнім відносним ккд:

$$\eta_i = \frac{H_i}{i_0 - i_k'} = \frac{H_a \cdot \eta_{0i}}{i_0 - i_k'} = \eta_t \cdot \eta_{0i} \qquad (1.23а)$$

### 1.3.4 Механічний ккд турбіни

Потужність турбіни на муфті, що сполучає вал турбіни і вал генератора, прийнято називати ефективною потужністю турбіни $W_e$ – це потужність, яка необхідна для обертання ротора генератора, тобто забезпечення вироблення електричної потужності, і компенсації втрат в генераторі $\Delta W_г$:

$$W_e = W_г + \Delta W_г. \qquad (1.24)$$

Згідно (1.2)

$$W_e = W_i - \Delta W_м$$

Відношення ефективної потужності турбіни $W_e$ до дійсної внутрішньої потужності турбіни $W_i$ називається механічним ккд турбіни:

$$\eta_{мт} = W_e / W_i \qquad (1.25)$$

тут $\Delta W_м$ - механічні втрати в самій турбіні. Для сучасних турбін $\eta_{мт} \approx 0{,}98...$ 0,99.

### 1.3.5 Відносний ефективний ккд турбоустановки

Відношення ефективної потужності турбіни $W_e$ до її ідеальної потужності $W_a$ називається відносним ефективним ккд.

$$\eta_{oe} = \frac{W_e}{W_a} = \frac{W_e}{W_i} \cdot \frac{W_i}{W_a} = \eta_{мт} \cdot \eta_{oi} \qquad (1.26)$$



### 1.3.6 Абсолютний ефективний ккд

Відношення ефективної потужності до тепла, підведеного до турбоустановки і витраченого в ній, називається абсолютним ефективним ккд. Скориставшись (1.23), (1.23а) і (1.25), отримаємо:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{ту}} = \frac{W_i \cdot \eta_{мт}}{D_т(i_0 - i_к')} = \frac{D_т(i_0 - i_к)}{D_т(i_0 - i_к')} \cdot \eta_{мт} = \eta_i \cdot \eta_{мт} = \eta_t \cdot \eta_{oi}\eta_{мт} = \eta_t \cdot \eta_{oe} \qquad (1.27)$$

### 1.3.7 Ккд електричного генератора

Відношення електричної потужності, що видається в мережу з вихідних затисків генератора, до ефективної потужності турбіни, що знімається зі сполучної муфти з'єднання валів турбіни і генератора, називається ккд електричного генератора, позначається $\eta_{ег}$. Коефіцієнт відображає наявність внутрішніх механічних та електричних витрат в електричному генераторі.

$$\eta_{ег} = \frac{W_г}{W_e} = \frac{W_e - \Delta W_г}{W_e} \qquad (1.28)$$

для сучасних машин $\eta_{ег} \approx 0{,}98 - 0{,}99$.

### 1.3.8 Відносний електричний ккд

Відношення електричної потужності агрегату до потужності ідеальної турбіни називається відносним електричним ккд $\eta_{ог}$:

$$\eta_{ог} = \frac{W_г}{W_a} = \frac{W_e}{W_a} \cdot \frac{W_г}{W_e} = \eta_{0e} \cdot \eta_{ег} = \frac{W_i}{W_a} \cdot \frac{W_e}{W_i} \cdot \frac{W_г}{W_e} = \eta_{0i}\eta_{мт}\eta_{ег} \qquad (1.29)$$

### 1.3.9 Абсолютний електричний ккд турбоустановки

Відношення електричної потужності генератора до кількості теплоти, що підводиться до робочого тіла в парогенераторі в одиницю часу (1 с),

називається абсолютним електричним ккд блоку турбіна-генератор $\eta_{e\text{тг}}$. Використавши (1.9) і виконавши перетворення, аналогічні (1.27) і (1.29), отримаємо:

$$\eta_{e\text{тг}} = \frac{W_\text{г}}{Q_\text{ту}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \eta_\text{мт} \eta_{e\text{г}} = \eta_t \cdot \eta_{o\text{г}} \qquad (1.30)$$

Знаючи ккд турбоагрегату і його номінальні параметри (електричну потужність $W_\text{те}$, кВт, яка дорівнює електричній потужності генератора $W_\text{г}$, ентальпію пари на вході в турбіну $i_0$ і ентальпію конденсату $i_к^{'}$, кДж/кг) з рівняння теплового балансу можна визначити секундну потребу в парі для турбіни, кг/с:

$$W_\text{те} = D_\text{т}(i_0 - i_к^{'}) \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_\text{мт} \cdot \eta_{e\text{г}} \qquad (1\text{-}31)$$

Звідки

$$D_\text{т} = \frac{W_\text{те}}{(i_0 - i_к^{'})\eta_t \eta_{oi} \eta_\text{мт} \eta_\text{ег}} = \frac{W_\text{те}}{(i_0 - i_\text{к})\eta_\text{мт} \eta_\text{ег}} = \frac{W_\text{те}}{H_i \eta_\text{мт} \eta_\text{ег}} \qquad (1.32)$$

Кількість тепла, що підведена в циклі до 1 кг маси пари, визначається інтегралом, узятим в межах зміни ентропії від $S_1$ до $S_2$ (рис.1.2-б):

$$q_1 = \int_{S_1}^{S_2} TdS = T_e(S_2 - S_1) \qquad (1.33)$$

де $T_e$ – еквівалентна температура цикла, може визначатися з умови рівності ккд цикла Ренкіна і цикла Карно:

$$\eta_t = \eta_k = 1 - \frac{T_к}{T_e}, \quad \text{звідки} \quad T_e = \frac{T_к}{1 - \eta_t} \qquad (1.34)$$

$T_e$ є тією середньою температурою підвода тепла, при якій економічність циклу Ренкіна дорівнює економічності циклу Карно.

Зведедна класифікація ккд і потужностей, розглянутих в першому розділі, представлені в таблиці 1.1.



Таблиця 1.1 - Класифікація ккд і потужностей турбоагрегата

| № | Найменування кпд | Відносний кпд | Абсолютний кпд | Потужність |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Ідеальної турбіни | 1 | $\eta_t = H_a/(i_0 - i_к^{'})$ | $W_a = D_\text{т} \cdot H_a$ |
| 2 | Внутрішній | $\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_a}$ | $\eta_i = \eta_t \eta_{0i}$ | $W_i = W_a \eta_{0i} = D_\text{т} \cdot H_i$ |
| 3 | Ефективний | $\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_\text{мт}$ | $\eta_e = \eta_t \eta_{0e}$ | $W_e = W_a \eta_{0e}$ |
| 4 | Електричний | $\eta_{o\text{г}} = \eta_{0i} \eta_\text{мг} \eta_\text{ег}$ | $\eta_{e\text{тг}} = \eta_t \eta_{0\text{г}}$ | $W_\text{г} = W_a \eta_{0\text{г}}$ |
| 5 | Механічний турбіни | | $\eta_\text{мт} = W_e / W_i$ | |
| 6 | Електромеханічний генератора | | $\eta_{e\text{г}} = W_\text{г} / W_e$ | |

1.4 Розрахунок показників

1.4.1 Завдання №1

На станції встановлено n агрегатів, що працюють в конденсаційному режимі по блоковій схемі «котел – турбіна – генератор». Параметри пари на вході в турбіну – $p_0$, $t_0$. Тиск пари на вході в конденсатор – $p_\text{к}$, температура пари на вході в конденсатор відповідає температурі насичення при тиску $p_\text{к}$. Турбіна працює без відборів пари для регенеративного підігріву конденсату.

Внутрішній відносний ккд турбоагрегата $\eta_{0i}$.

Річний коефіцієнт використання встановленої потужності $k_u$.

Робота, що виконується живильним насосом, входить в об'єм споживання на власні потреби.

Визначити:

- ккд брутто і ккд нетто станції з урахуванням річного вироблення електроенергії і її відпущення споживачам з шин станції;
- витрата палива на виробництво 1 кВт·г електроенергії і годинну витрату пари, вважаючи, що станція працює без регенеративного підігріву конденсату;
- абсолютні внутрішній, електричний і ефективний ккд енергоустановок станції;

- відносний електричний і відносний ефективний ккд;
- кількість умовного палива, що витрачається на вироблення 1 кВт-години електричної енергії при питомій теплоті згорання $Q_н^р$ палива, що використовується на станції;
- річну витрату натурального палива в тоннах умовного палива (т.у.п.)
- річне вироблення електричної енергії;
- зміну ентропії робочого тіла при підведенні тепла і виконанні роботи (використати (1.33) (1.34) ).

Початкові дані для варіантів дані в Додатку А.

Пояснення.

По заданих втратах потужності і теплоти розрахувати ккд елементів теплової схеми. За формулою (1.31) визначити внутрішню потребу пари для турбіни. З урахуванням втрат в ущільненнях і паропроводі визначити кількість пари, що має видавати парогенератор.

По параметрах гострої пари $p_0$, $t_0$ і її кількості визначити кількість теплоти, що необхідно одержати від палива з урахуванням втрат котельного агрегату, і потрібну кількість палива в тоннах умовного палива. 1 кг умовного палива має теплоту згорання $Q_н^р$ = 29300кДж/кг. Перерахувати в т у.п. за формулою

$$B_{\text{у.п.}} = \frac{B_{нат} Q^p_{н.нат}}{Q^p_{н.у.п.} 10^3}, \quad \text{т}$$

$B_{нат}$- витрати палива з заданою $Q_н^р$ , кг.

Визначити кількість виробленої за рік енергії з урахуванням $k_u$ і відпущеної споживачам з шин станції $E^{р}$ . (1.8) і ккд станції.:

$$E^{р}_{вир} = k_u W_г T_p,$$

де $T_p$ =8760 год. – річна кількість годин



1.4.2 Приклад рішення завдання №1

Таблиця 1.2 - Вихідні дані завдання №1

| № пп | Назва параметра | Позначення параметра | Числове значення |
|---|---|---|---|
| 1 | Потужність турбіни (генератора), МВт | $W_г$ | 100 |
| 2 | Гостра пара, тиск, МПа | $p_0$ | 13 |
| 3 | Гостра пара, температура, $^0$C | $t_0$ | 535 |
| 4 | Тиск на виході з турбіни, кПа | $p_к$ | 2,6 |
| 5 | Кількість блоків на станції | $n$ | 4 |
| | Внутрішній відносний ккд | $\eta_{0i}$ | 0,88 |
| Втрати : | теплоти в парогенераторі % | $\Delta Q_{пг}$ | 8,9 |
| | те ж в паропроводі % | $\Delta Q_{тр}$ | 0,01 |
| | механічні в турбіні % | $\Delta W_{мт}$ | 1,05 |
| | механічні і електричні в генераторі % | $\Delta W_г$ | 0,98 |
| | пара в ущільненнях, в долях $D_т$ | $\alpha_у$ | 0,0028 |
| | власні потреби блоку % | $\Delta W_{сн}$ | 8,2 |
| | Річний коефіцієнт використання встановленої потужності | $k_u$ | 0,82 |
| | Теплота згорання палива | $Q_н^р$ | 21300 |

По таблиці III [1] визначаємо параметри пари на вході в турбіну, по таблиці II [1] - на вході в конденсатор, а також параметри конденсату. Для отримання визначених параметрів доцільно також використовувати діаграмами властивостей води і водяної пари в залежності від їхнього стану [1, 2] .

Отримані значення параметрів подані в табл.1.3

Таблиця 1.3 – Параметри пари і води пароводяного циклу

| | | |
|---|---|---|
| Ентальпія гострої пари | $i_0$ | 3430,2 |
| Ентальпія живильної води | $i_{жв}$ | 763,1 |
| Ентальпія відпрацьованої пари в реальному процесі | $i_k$ | 2540,9 |
| Ентальпія конденсату на виході з конденсатора | $i_k'$ | 91,12 |
| Температура конденсації при заданому тиску в конденсаторі, $^0$C | $t_к$ | 21,735 |
| Ентальпія відпрацьованої пари в ідеальному процесі з (1.22) | $i_{кs}$ | 2419,632 |

Примітка. Ентальпія гострої пари знайдена з таблиці III [1] методом інтерполяції.

1. Внутрішня корисна потужність турбіни відповідно до (1.2)

$$W_i = W_г + \Delta W_{мт} + \Delta W_г = 102{,}03 \text{ МВт}$$

2. Ефективна потужність на валу турбіни відповідно до (1.19)

$$W_e = W_г + \Delta W_г = W_г[1+(0{,}98*10^{-2})] = 100{,}98 \text{ МВт}$$

3. Визначення кількості теплоти, споживаної турбіною. Відповідно до (1.3) маємо: $Q_{ту} = W_i + Q_к$

де $Q_к$ - кількість теплоти, що віддається в конденсаторі охолоджуючій воді.

3.1. $Q_к$ визначається з рівняння теплового балансу з умови, що процес конденсації проходить при постійному тиску і температурі насичення при даному тиску, тобто кількість тепла, що відводиться, еквівалентна теплоті паротворення при даному тиску і температурі насичення і масі конденсату:

$$Q_к = q_к \cdot D_к , \qquad (1.35)$$

де: $q_к$ - кількість теплоти, що віддається в конденсаторі 1 кг пари,

$D_к$ – кількість пари, що проходить через конденсатор в одиницю часу (1с).

$$q_к = (i_k - i_k^{'}) \cdot \alpha_к$$

де $\alpha_к$ – частка пари, що проходить через конденсатор. По умові завдання турбіна працює без відборів пари на регенерацію і теплофікацію (конденсаційний режим), тобто $\alpha_к = 1$. Тоді $D_к = D_0$. і

$$q_к = (2540{,}9 - 91{,}12) \cdot 1 = 2449{,}78 \text{ кДж/кг}$$

3.2. Кількість пари, що споживається турбіною в конденсаційному режимі за відсутністю відборів, визначається по (1.32):

$$D_0 = \frac{W_э}{(i_0 - i_k)\eta_{мт}\eta_г} = \frac{W}{(i_0 - i_k)\eta_{мт}\eta_г} = \frac{W}{(i_0 - i_k)}$$

$$D_0 = \frac{102{,}03 \cdot 10^3}{3430{,}2\text{-}2540{,}9} = 114{,}7307 \text{ кг/с} = 413{,}03 \text{т/час}$$



Підставивши в (1.35), отримаємо кількість теплоти, що віддається в конденсаторі за 1 с:

$$Q_к = 2449{,}78 \cdot 114{,}7307 = 281064{,}9425 \text{ кДж/с} = 281{,}065 \text{ МДж/с}$$

Тоді кількість теплоти, споживана турбіною:

$$Q_{ту} = 281{,}065 + 102{,}03 = 383{,}095 \text{ МДж/с}$$

4. Витрата пари в турбіні з урахуванням втрат пари в ущільненнях:

$$D_т = D_0(1+0{,}0028) = 115{,}05193 \text{ кг/с} \text{ или } 414{,}1869587 \text{ т/ч}$$

5. Теплова потужність, що видається парогенератором з урахуванням теплових втрат в паропроводі:

$$Q_{пг} = i_0 \cdot D_т + \Delta Q_{тр} = i_0 \cdot D_т(1+0{,}01/100) = 394690{,}6056 \text{ кДж/с} =$$

$$= 394{,}69 \text{ МДж/с}$$

6. Сумарна кількість теплоти, споживана парогенератором в 1 секунду при спалюванні палива:

$$Q_{сум} = Q_{пг} + \Delta Q_{пг}$$

$$394{,}69\ (1+0{,}089) = 429{,}81741 \text{ МДж/с}$$

7. Масса палива, яка потрібна для отримання такої кількості тепла - витрати палива за 1 с:

$$B = Q_{сум}/Q_н^р = 429{,}81741 \cdot 10^3/21300 = 20{,}179221 \text{ кг/с}$$

8. Ккд блока:

8.1. Ккд –*брутто*:

$$\eta_{бл}^{брутто} = \frac{W_г}{Q_{сум}} = \frac{100}{429{,}8174} = 0{,}233$$

8.2. Ккд –*нетто*:

$$\eta_{бл}^{нетто} = \frac{W_т - W_{сн}}{Q_{сум}} = \frac{100(1-0,082)}{429,8174} = 0,2136$$

9 Річна виробка електроенергії станцією, кВт-год:

$$E_{вир}^{р} = W_т\, k_и\, n\, T_р = 100 \cdot 0,82 \cdot 4 \cdot 8760 = 2\ 873\ 280\ 000$$

10 Річний відпуск електроенергії з шин станції, кВт-год:

$$E_{отп.}^{р} = E_{вир}^{р} - \Delta W_{сн} T_р k_и = 2\ 873\ 280\ 000 - 100 \cdot 10^3 \cdot 0,082 \cdot 8760 \cdot 0,82 =$$

$$= 2814377\ 760$$

11 Річне споживання теплоти, що отримується при спалюванні палива, ГДж:

$$Q_{сум}^{р} = Q_{сум} \cdot T_р \cdot k_в \cdot 10^{-3} = 429,82 \cdot 8760 \cdot 3600 \cdot 0,82 \cdot 10^{-3} = 44\ 459\ 487,64$$

12 Річна витрата палива при заданій теплоті згорання:

$$B_{ст}^{р} = \frac{Q_{сум}^{р}}{Q_н^{р}} = \frac{44\ 459\ 487,64 \cdot 10^3}{21,3} = 2\ 087\ 299\ 889 кг \approx 2\ 087,3 тис.т$$

13 Річна витрата умовного палива, т:

$$B_{ст\ у.п.}^{р} = \frac{B_{нат} Q_{н.нат}^{р}}{Q_{н.у.п.}^{р} 10^3} = \frac{2\ 087\ 299\ 889 \cdot 23100}{29300 \cdot 10^3} = 1\ 517\ 389$$

14 Витрати умовного палива на виробіток 1 кВт·год електричної енергії, відпущеної з шин станції:

$$b = B_{ст\ у.п.}^{р} / E_{отп.}^{р} = 1517389 * 10^6 / 2814377760 = 528,103 г/кВтч.$$

15 Абсолютний внутрішній ккд відповідно до (1.23):

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{ту}} = \frac{i_0 - i_к}{i_0 - i_k'} = \frac{3430,2 - 2540,9}{3430,2 - 91,12} = 102,03/383,095 = 0,26633$$

16 Термічний ккд ідеальної турбоустановки:



$$\eta_t = \frac{H_a}{Q_{ту}} = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i_к'} = \frac{3430,2 - 2419,632}{3430,2 - 91,12} = 0,30265$$

Перевірка: згідно до табл. 1.1 та (1.23а)

$$\eta_i = \eta_t\ \eta_{0i} = 0.30265 \cdot 0.88 = 0,26633$$

Аналогічно по (1.25) – (1.30) і табл.1.1 визначаються інші коефіцієнти.

Питання до завдання №1.

1 Як зміниться ккд станції при сумісному виробництві електричної і теплової енергії?

2 Які фактори сприятимуть підвищенню ккд паротурбінного агрегата?

3 В чому полягає різниця між ТЕС, що працюють по конденсаційному циклу, і ТЕЦ?

4 Яким вимогам повинні відповідати паропроводи ТЕС?

5 Чим зумовлені втрати теплоти на ТЕС? Як можливо їм запобігти або скоротити.

6 Як пов'язані коефіцієнт використання встановленої потужності і добові і річні графіки навантаження станції.

# 2 ВИКОРИСТАННЯ ПРОМІЖНОГО ПЕРЕГРІВА ПАРИ ТА РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПІДІГРІВА КОНДЕНСАТА

## 2.1 Проміжний перегрів пари на конденсаційній електростанції.

Для підвищення ккд станції і обмеження кінцевої вологості пари в останніх ступенях турбіни на ТЕС застосовується проміжний перегрів пари. Підвищена вологість пари на виході з турбіни сприяє посиленню корозії лопаток і відповідно, зниженню надійності і зменшенню терміну експлуатації [3-5].

Використання проміжного перегріву дозволяє підвищити не тільки надійність турбіни, але й збільшити її ккд. На проміжний перегрів спрямовується пара, яка пропрацювала в перших ступенях ЦВД. На ТЕС додаткове підведення тепла здійснюється в котлі, для чого в ньому встановлюються додаткові поверхні нагріву. Для підведення пари до котла на перегрів і повернення його в турбіну споруджуються спеціально призначені для цього трубопроводи. Схема простого одноступінчатого перегріву пари представлена на рисунку 2.1, на рисунку 2.2 представлена TS-діаграма такого циклу.

Відповідно до (1.20) ккд циклу Ренкіна

$$\eta t = \frac{W_{\text{п}}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{\text{к}}}{Q_1},$$

де $W_{\text{п}}$ - корисна робота;

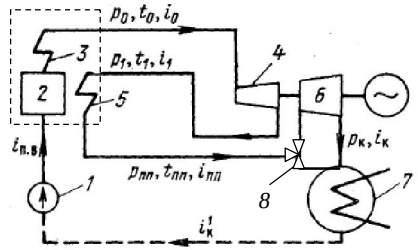
$Q_к$ –тепло, що відводиться в конденсаторі у навколишнє середовище за відсутності регенерації:.

$$Q_к = D_{\text{т}} \cdot (i_{\text{к}} - i_{\text{к}}').$$

Виразивши різницю ентальпій через різницю ентропій на початку і кінці циклу (рис.2.2), а кількість підведеного тепла $Q_1$ через різницю ентальпій гострої пари і конденсату $Q_1 = D_{\text{т}} \cdot (i_0 - i_{\text{к}}')$, отримаємо наступний вираз для ккд циклу Ренкіна:



$$\eta t_{\text{Рен}} = 1 - \frac{T_{\text{к}} \cdot (S_0 - S_{\text{к}})}{(i_0 - i_k^1),} \qquad (2.1)$$




1 – живильний насос, 2 – парогенератор, 3 – перегрівач, 4 – частина високого тиску (ЦВД), 5 – проміжний перегрівач, 6 – частина низького тиску (ЦНД), 7 – конденсатор, 8 – захисний клапан.

Рисунок 2.1 - Схема теплоенергетичної установки с проміжним перегріванням пари.

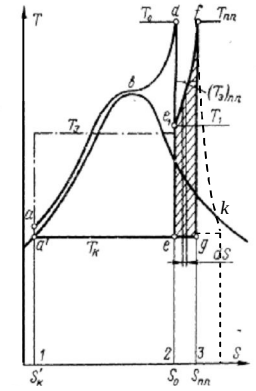



Рисунок 2.2 – Ідеальний тепловий цикл з проміжним перегріванням пари в TS-діаграмі.

З (2.1) маємо висновок, що на ккд станції істотно впливають початкові і кінцеві параметри пари: чим вище $S_0$ і $i_0$ і чим нижче $T_к$, тим вище ккд циклу. Залежність ккд циклу Ренкіна від початкових параметрів пари представлено на рисунку 2.4.

Для циклу з проміжним перегрівом пари корисна робота виконується як за рахунок первинної підведеної до робочого тіла теплоти, так і за рахунок тепла, отриманого при проміжному перегріванні (промперегріві). Якщо вважати, що при промперегріві пара нагрівається до температури $t_{\text{пп}}$, маючи при цьому ентальпію $i_{\text{пп}}$, то термічний ккд циклу можна записати в наступному вигляді:

$$\eta_t^{пп} = \frac{\sum W_a}{Q_{\text{подв}}} = \frac{W_{a0} + W_{a\text{пп}}}{Q_0 + Q_{\text{пп}}} = \frac{D_{\text{т}}\left[(i_0 - i_{T1}) + (i_{\text{пп}} - i_{ks})\right]}{D_{\text{т}}\left[(i_0 - i_{T1}) + (i_{\text{пп}} - i_к')\right]} = \frac{(i_0 - i_{T1}) + (i_{\text{пп}} - i_{ks})}{(i_0 - i_{T1}) + (i_{\text{пп}} - i_к')}; \qquad (2.2)$$

де $W_{a0}$ і $Q_0$ - уявна потужність турбоустановки і підведене тепло за відсутності промперегріву;

$W_{a\text{пп}}$ і $Q_{\text{пп}}$ - потужність ідеальної турбоустановки, що отримується

додатково, і тепло, що підводиться при промперегріві пари.

З *i*S-діаграми (рис. 2.3) видно, що процес розширення пари закінчується в області його вищої сухості (крива *f-k*), ніж в простому циклі. Оптимальна температура початку перегріву $T_1$ визначається з умови досягнення максимального значення ккд циклу з промперегрівом при заданій температурі конденсації $T_к$:

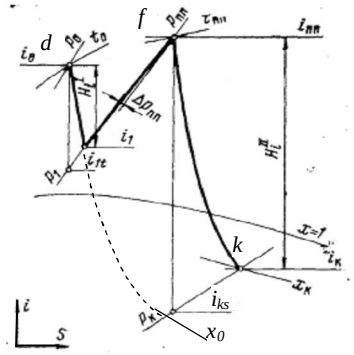



Рисунок 2.3 –Процес розширення пари в iS-діаграмі для турбіни з проміжним перегрівом пари

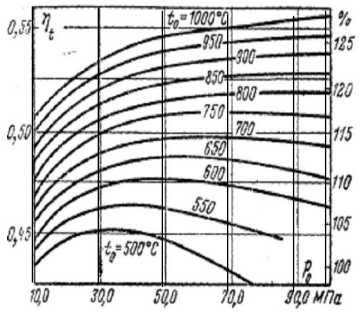



Рисунок 2.4 - Залежність ккд ідеального циклу від початкових параметрів пари.

$$\eta^{пп}_{макс} = 1 - T_к / T_1 ,$$

звідки

$$T_{1опт} = \frac{T_к}{1-\eta_t^{пп}}, \quad К \qquad (2.3)$$

З рисунку (2.2) витікає, що оптимальна температура пари, що поступає на промперегрів, повинна дорівнювати еквівалентній температурі гарячого джерела в циклі Карно, еквівалентному дійсному циклу з промперегрівом, якщо $T_{хол} = T_к$ .

Кінцева температура конденсації на потужних ТЕС змінюється як правило в межах 295-310 К; початкова температура всього циклу визначається стійкістю металу труб при початкових параметрах пари (тиску $p_0$ температурі $t_0$), змінюється в межах 530-560$^0$С. Температура промперегріва може бути вище



за початкову температуру процесу, оскільки перегрів відбувається при тиску $p_1$, нижчому, ніж початкове $p_0$ (рис.2.3), що поліпшує умови для паропроводів. При оптимальній температурі початку перегріву отримуємо ккд циклу з промперегрівом приблизно на 4% вище за ккд цикл Ренкіна:

$$\eta_t^{пп} = 1.04\,\eta_{Рен} \qquad (2.4)$$

Визначення $T_{1опт}$ виконується в наступній послідовності: по малюнку 2.4 визначається $\eta_{Рен}$ при заданих початкових параметрах $p_0$ і $t_0$; знайдений $\eta_{Рен}$ підставляється в (2.3) і знаходиться $\eta_t^{пп}$; далі по (2.2) визначається оптимальна температура початку перегріву $T_{1опт}$.

Застосування проміжного перегріву ефективне на установках з надкритичними параметрами пари. На потужних енергоблоках 500-800 МВт застосовується двохступеневий промперегрів, при якому на першому ступені перегрівається пара, відпрацьована в ЦВД, яка направляється з промперегрівача парогенератора в ЦСД; на другому ступені – перегрівається пара, відпрацьована в ЦСД, яка направляється після перегріву в ЦНД. [3, 4]. Більшу кількість ступенів робити не економічно, оскільки дуже великі витрати на паропроводи і втрати в них.

Оптимальний тиск при проміжному перегріві до заданої температури рекомендується приймати в межах $p_1^{пп} = (0{,}15 – 0{,}20)p_0$, при двохступеневому перегріві - $p_1^{пп} = (0{,}25 – 0{,}30)p_0$ ; $p_2^{пп} = (0{,}06 – 0{,}09)p_0$.

Підвищення початкового тиску дозволяє при даній температурі отримати покращені показники теплової економічності, а також збільшити потужність устаткування в даних його розмірах. Щільність пари, що збільшується при підвищенні $p_0$, дозволяє збільшити її масову витрату і, відповідно, потужність, яка пропорційна витраті пари, - (1.12), (1.16) і інші.

## 2.2 Регенеративний підігрів конденсату

### 2.2.1 Схеми регенеративного підігріву і типи підігрівачів

Регенеративний підігрів конденсату на ТЕС використовується для зменшення втрат тепла в навколишнє середовище, які мають місце при відведенні теплоти з конденсатора охолоджуючою водою. Конденсат після конденсатора нагрівається в регенеративних підігрівачах відпрацьованою в турбіні парою з відборів турбіни. Відбори, тиск в яких не підтримується постійним, називаються нерегульованими. Більшість відборів, з яких пара спрямовується на регенеративний підігрів конденсату, є нерегульованими. Кількість відборів залежить від потужності турбіни і може змінюватися від 2-3 до 8-9, більша кількість не є ефективною.

Основна пари, що працює в турбіні, проходить через конденсатор. Кількість відбираної пари складає незначну частку від пари, що витрачається на турбіну. Її використання дозволяє знизити втрати тепла, оскільки воно повертається в парогенератор з підігрітим конденсатом, тобто регенерується. При цьому знижується втрата тепла в конденсаторі (вихід тепла в навколишнє середовище), зменшується витрата палива на утворення пари в парогенераторі, підвищується ккд циклу паротурбінної установки і електростанції в цілому. В той же час зростає витрата пари на одиницю виробленої електроенергії.

За відсутності проміжного перегріву пари питома витрата тепла $q_0$ на турбоустановку з регенеративним підігрівом визначається різницею ентальпій свіжої пари $i_0$ (на вході в турбіну перед стопорним клапаном) і живильної води $i_{жв}$ (на вході в парогенератор):

$$q_0 = i_0 - i_{жв}, \quad \text{кДж/кг}$$

Питома витрата теплоти $q_к$ пари, що проходить через конденсатор, визначається часткою $\alpha_к$ (у відносних одиницях) цієї пари від загальної кількості пари, що поступає в турбіну.

$$\alpha_к = D_к / D_T \qquad (2.5)$$

де $D_к$ – пара, що проходить через конденсатор, кг/с.

$D_T$ – загальна кількість пари, що надходить в турбіну з парогенератора, кг/с.



Частка витрати пари на підігрівач з номером $j$ при загальній кількості підігрівачів $r$ визначається відношенням кількості теплоти $\Delta q_{\text{jжв}}$, отриманої в підігрівачі живильною водою, до кількості теплоти $\Delta q_{\text{jвб}}$, відданої гріючою парою з відбору турбіни на нагрівання живильної води в підігрівачі:

$$\alpha_j = D_j / D_{\text{т}} = \frac{\Delta q_{\text{jжв}}}{\Delta q_{\text{jвб}}} = \frac{i_{\text{jнвих}} - i_{\text{jнвх}}}{i_{\text{jвб}} - i_{\text{jнвих}}} \qquad (2.6)$$

де $i_{\text{jнвих}}$ і $i_{\text{jнвх}}$ – відповідно ентальпія живильної води на виході з підігрівача і вході до нього,

$i_{\text{jвб}}$ – ентальпія пари з відповідного відбору турбіни.

Схема регенеративного підігріву є ланцюжком послідовно включених підігрівачів (рис.2.5).

Використовуються регенеративні підігрівачі змішуючого і поверхневого типів. Схеми регенеративного підігріву розрізняють за типом підігрівачів, що використовуються:

- із змішуючими підігрівачами;
- з поверхневими підігрівачами;
- з комбінацією підігрівачів обох типів.

Підігрівачі входять в комплект постачання турбіни.

При виборі оптимальної температури живильної води повинні враховуватися техніко-економічні чинники і умови експлуатації парогенераторів і турбоустановок:

- вартість палива,
- капітальні витрати на систему регенеративного підігріву,
- зміна умов роботи водяного економайзера,
- капітальні витрати в хвостові поверхні нагріву парогенератора для забезпечення із зростанням температури живильної води $t_{жв}$ температури газів, що відходять, $t_{уг}$, і підтримка її стабільності.

Таким чином, використання регенеративного підігріву живильної води впливає не тільки на ккд турбоустановки $\eta_{ту}$, але і на ккд парогенератора $\eta_{пг}$. Тому при проектуванні одночасно визначають оптимальні температури живильної води та газів, що відходять.

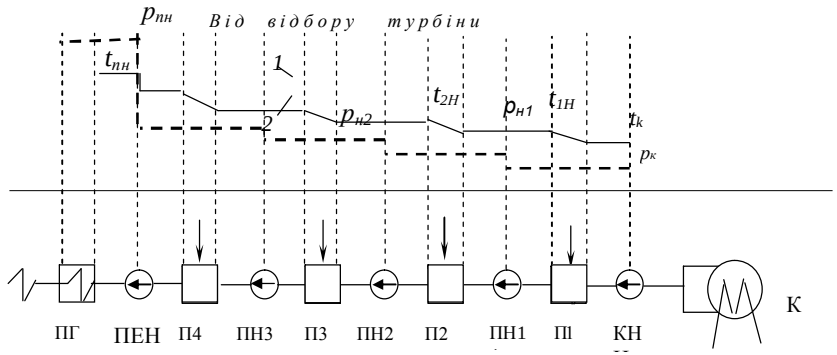
### 2.2.2 Схеми регенеративного підігріву з підігрівачами змішуючого типу.

У змішуючому підігрівачі (друга назва – контактний підігрівач) вода безпосередньо стикається з парою. Пара, що поступає з турбіни, конденсується при температурі насичення $t_{jн}$, що відповідає тиску в j-му підігрівачі. З конденсатора конденсат з тиском $p_к$ і температурою $t_к$ надходить в підігрівач П1, де нагрівається до температури $t_{1н}$; у підігрівачі П2 - з $t_{1н}$ до $t_{2н}$ і так далі.

Гідравлічний опір в регенеративній схемі при переході від початкового підігрівача до подальшого збільшується внаслідок подачі пари із ступенів турбіни з вищим тиском. Тому, щоб вода могла поступати в подальший підігрівач, в якому вище тиск, між підігрівачами встановлені перекачувальні насоси (ПН). На рисунку 2.5 показана схема регенеративного підігріву з використанням змішуючих підігрівачів. В підігрівачі першої групи, розташовані після конденсатора, вода подається конденсатним насосом. В конденсаторі КЕС тиск нижчий за атмосферний, тому тиск в цій групі невеликий - не перевищує 2,5 МПа. В тепловій схемі блока вони встановлюються до живильного насоса, тому їх називають ПНТ – підігрівачами низького тиску (в експлуатації прийнята позначення ПНД).

Кожен ПН створює тиск, рівний сумі тиску в подальшому підігрівачі і гідравлічного опору паропроводу. Тиск повинен бути таким, щоб не було закипання води на виході з підігрівача. Живильний насос встановлюється після останнього підігрівача і забезпечує повний тиск, який потрібен для забезпечення на виході з пароперегрівача котла необхідних температури і тиску пари ($t_0$ і $p_0$ відповідно).






П1 … П4 – підігрівачі, ПГ – котел (парогенератор), К - конденсатор. ПЕН – живильний електронасос, КН – конденсатний насос. 1 – зміна температури живильної води; 2 - зміна тиску від початкового $p_к$ на виході з конденсатора до $p_{пн}$ на живильному насосі.

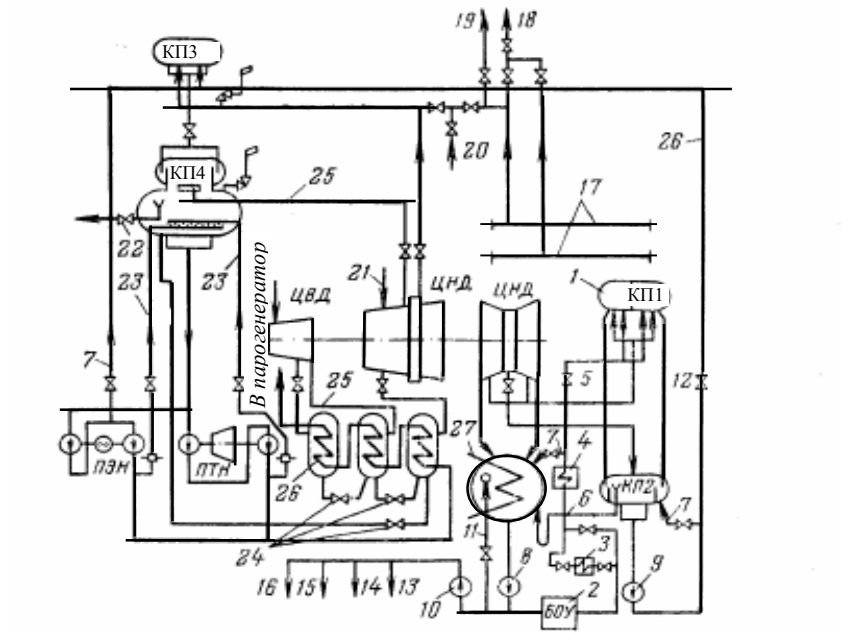
Рисунок 2.5 - Схема регенеративної установки зі змішуваючими підігрівачами.

Змішуючі підігрівачі забезпечують найбільший ефект від регенерації, оскільки в них вода нагрівається до температури насичення при даному тиску і змішується з гріючою парою. Типовим рішенням для схем з регенеративним підігрівом є включення на останньому ступені ПНТ деаератора, що є підігрівачем змішуючого типу і призначений для видалення агресивних газів з живильної води.

Недолік схеми - необхідність установки ПН, що здорожує і ускладнює схему. Робота перекачуючих насосів на воді, нагрітій до температури насичення, також знижує надійність схеми, особливо в режимах зміни тиску в регенеративних відборах унаслідок зміни навантаження турбоагрегату. Змішуючі підігрівачі найчастіше використовуються в схемах підігріву з комбінацією підігрівачів як підігрівачі низького тиску (ПНТ).

На рисунку 2.6 показана схема регенеративного підігріву конденсата, яка застосовується на блоках 300 МВТ ТЕС з турбоустановками К-300-240, з підігрівачами змішуючого (контактного) типу на стороні низького тиску. У цій схемі підігрівачі нижчого тиску (КП1 і КП3) розташовані на більш високому рівні. Перетікання дренажу з КП1 в КП2 і з КП3 в КП4 здійснюється самоплив.

Між КП2 і КП3 встановлений тільки один перекачувальний насос.




1 - контактний (змішуючий) підігрівач (КП1 – КП4); 2-блокова установка, що зневолює (БОУ); 3- охолоджувач генератора конденсатом; 4 – підігрівач ущільнень; 5- регулятор рівня в конденсаторі; 6 – перелив в конденсатор через гідрозатвор; 7 – лінія рециркуляції; 8 – конденсатний насос; 9 – перекачувальний насос; 10 - насоси подачі охолоджуючої води(конденсату); 11 – вода на кінцеві охолоджувачі БРОУ; 12 – регулятор рівня в підігрівачі КП2; 13 – на живлення КОС; 14 – на охолоджування ПЕН; 15 – на ущільнення ПЕН, ПТН; 16 – на вприски БРОУ; 17 – загальностанційні магістралі; 18 – на ущільнення ЦНД; 19 – на ущільнення ЦВД; 20 –з розпалювального розширювача; 21 – з ущільнень турбіни; 22 – перелив в розширювач дренажів низького тиску; 23 – розвантаження живильного насоса: 24 – регулятор рівня; 25 – пара; 26 конденсат; 27 – циркуляційна вода

Рисунок 2.6 - Схема регенеративного підігріву живильної води турбоустановки К-300-240 з контактними (змішуючими) підігрівачами низького тиску



2.2.3 Визначення потреби пари для паротурбінної установки при використанні регенеративних підігрівачів змішуючого типу.

Витрата гріючої пари, що поступає в підігрівачі з відборів турбіни, визначається з рівнянь теплових балансів, які складаються за схемами теплового балансу (рис. 2.7) відповідно принципу: тепло (у кВт або. кДж), яке віддається гріючою парою, дорівнює теплу, яке отримує вода (конденсат), що нагрівається. Втрати тепла в навколишнє середовище на враховуються.

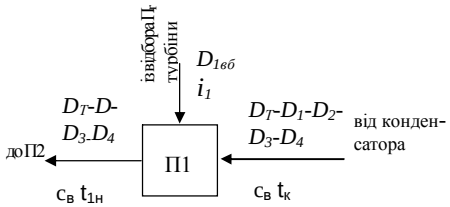



Рисунок 2.7 – Схема теплового балансу змішуючого підігрівача

Позначимо: $D$ – вся пара, що поступає в турбіну за відсутності регенеративного підігріву (кг/с або т/годину), $D_T$ – вся пара, що поступає в турбіну при використанні регенеративного підігріву;

- $D_{jвб}$ - кількість пари (кг/с), що поступає з відбору турбіни в підігрівач з номером $j$; де $j = 1; 2;...r;$
- $i_{jвб}$ – ентальпія пари з $j$-го відбору турбіни; $j = 1,2,.r;$
- $D_к$ - пара, що проходить через конденсатор, кг/с;
- $c_в$ – середня теплоємність води,
- $t_к$ – температура конденсату на виході з конденсатора, $^0$С;
- $t_{1н}$ – температура води на виході з підігрівача П1,
- $t_{2н}$ – те саме на виході з підігрівача П2 і т.д.

Кількість пари, що проходить через конденсатор (кг/с)

$$D_к = D_T - \sum_{j=1}^{r} D_{jвб} \qquad (2.7)$$

Для підігрівача П1 (першого після конденсатора) рівняння теплового балансу можна представити схемою рисунку 2.2. Без урахування втрат тепла в навколишнє середовище матимемо:

$$D_к\, c_в \cdot t_к + D_{1вб}\, i_{1вб} = (D_T - D_{2\ вб} - D_{3\ вб} - D_{4\ вб})\, c_в\, t_{1н}\ ; \qquad (2.8)$$

де $c_в t_к = i'_к$ - ентальпія конденсату на виході з конденсатора, кДж/кг;

$c_в t_{1н} = i_{1н} = i_{1н\ вих}$ – ентальпія живильної води на виході з підігрівача П1, кДж/кг.

Без урахування втрати тепла у трубопроводах живильної води і конденсату (тобто для підігрівача П1 згідно (2.7) $i'_к = i_{1нвх}$, $i_{1н\ вих} = i_{2нвх} = i_{1н}$; $i_{2нвих} = i_{3нвх} = i_{2н}$ і т.д.), рівняння теплового балансу (2.8) може бути записано у вигляді:

$$(D_T - D_{1вб} - D_{2вб} - D_{3вб} - D_{4вб})\, i'_к + D_{1вб}\, i_{1вб} = (D_T - D_{2вб} - D_{3вб} - D_{4вб})\, i_{1н}$$

Після перетворення отримаємо

$$(i_1 - i'_к)\, D_{1вб} = (i_{1н} - i'_к)\, (D_T - D_{2вб} - D_{3вб} - D_{4вб}),$$

звідки

$$D_{1вб} = (D_T - D_{2вб} - D_{3вб} - D_{4вб})\, \frac{i_{1н} - i'_k}{i_{1вб} - i'_k} \qquad (2.9)$$

Аналогічно для підігрівача П2 отримаємо:

$$D_{2вб} = (D_T - D_{3вб} - D_{4вб})\, \frac{i_{2н} - i_{1н}}{i_{2вб} - i_{1н}}; \qquad (2.9а)$$

Для П3: $$D_{3вб} = (D_T - D_4)\, \frac{i_{3н} - i_{2н}}{i_{3вб} - i_{2н}}; \qquad (2.9б)$$

Для П4 : $$D_{4вб} = D_T \cdot \frac{i_{4н} - i_{3н}}{i_{4вб} - i_{3н}} \qquad (2.9в)$$

Поділивши (2.9в) на $D_T$ отримаємо у відносних одиницях частку $\alpha_{4вб}$ пари від загального обсягу, що відбирається на підігрівач П4:

$$\alpha_{4вб} = D_{4вб} / D_T = \frac{i_{4н} - i_{3н}}{i_{4вб} - i_{3н}} \qquad (2.10)$$

У наведеній схемі з чотирма підігрівачами $\alpha_{4вб} = \alpha_{r=1}$, оскільки на практиці прийнято вести перелік відборів турбіни починаючи з першого найвищого за тиском, а підігрівачів - починаючи від конденсатора. Таким чином при наявності $r$ відборів згідно з (2.7) маємо спрощене ( не враховані витрати пари на ущільнення, охолоджувальні ежектори та інше) рівняння матеріального



балансу в долях витрат пари в елементах теплової схеми ТЕС з регенеративними підігрівачами живильної води:

$$\alpha_к + \sum_1^r \alpha_r = 1 \qquad (2.11)$$

Таким же чином з (2.9б) визначається частка $\alpha_{3вб}$ пари від загального обсягу, що надходить до П3:

$$\alpha_{3вб} = (1 - \alpha_{4вб})\, \frac{i_{3н} - i_{2н}}{i_{3вб} - i_{2н}} \qquad (2.10а)$$

з (2.9а) та (2.9) – $\alpha_{2вб}$ та $\alpha_{1вб}$.

Витрата пари $D$ через турбіну за відсутності відборів на регенеративний підігрів пов'язана з її потужністю $W_{те}$ рівнянням

$$W_{те.} = D\, (i_0 - i_{ks})\ \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{мт} \cdot \eta_{eг} \qquad (кВт) \qquad (2.12)$$

Значення ккд – дивись розділ 1.3.

При використанні регенеративного підігріву живильної води для забезпечення розрахункової потужності витрата пари повинна бути збільшена, оскільки відбірна пара не повністю бере участь у виробленні електричної енергії. Повна витрата пари через турбіну $D_T$ визначається з урахуванням коефіцієнтів недовиробітку потужності $y_j$ і об'ємів відбірної пари для кожного підігрівача $D_{jвб}$ за формулою:

$$D_T = D + \sum_{j=1}^{r} y_j \cdot D_{jвб}\ ,\ кг/с \qquad (2.13)$$

Або: $$D_T = \frac{D}{1 - \sum_{j=1}^{r} \alpha_j y_j}\ ,\qquad кг/с \qquad (2.13а)$$

де $$y_j = \frac{q_{jвб}}{q_т} = \frac{i_{jвб} - i_к}{i_0 - i_к} \qquad (2.14)$$

у (2.14): $q_{jвб}$ - теплота пари j-го відбору (теплота, яка «недоробила» в турбіні), кДж/кг;

$q_т$ - теплота підведеної до турбіни пари, кДж/кг

$i_0$ – ентальпія свіжої пари на вході в турбіну перед стопорним клапаном,

$i_к$ – дійсна ентальпія пари на виході з турбіни, яка може бути визначена графічно або по заданому внутрішньому відносному коефіцієнту корисної дії турбіни $\eta_{oi}$.

Оскільки $$\eta_{oi} = \frac{i_0 - i_к}{i_0 - i_{ks}}, \qquad (2.15)$$

з (2.15) одержуємо $$i_к = i_0 - (i_0 - i_{ks})\,\eta_{oi} \qquad (2.16)$$

Відповідно $$y_1 = (i_{1вб} - i_к)/(i_0 - i_к); \qquad (2.17)$$

$$y_2 = (i_{2вб} - i_к)/(i_0 - i_к); \qquad (2.17а)$$

$$y_3 = (i_{3вб} - i_к)/(i_0 - i_к); \qquad (2.17б)$$

і так далі.

Термічний ккд циклу без регенерації

$$\eta_t^0 = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_{пв}} \qquad (2.18)$$

Термічний ккд циклу з регенерацією

$$\eta_t^p = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_{пв}} \cdot (1 - \sum_{j=1}^{r} \alpha_j y_j) \cdot \qquad (2.18а)$$

Відносний приріст ккд паротурбинного циклу при використанні регенеративного підігріву

$$\xi = \frac{\eta_t^p - \eta_t^0}{\eta_t^0} \qquad (2.19)$$

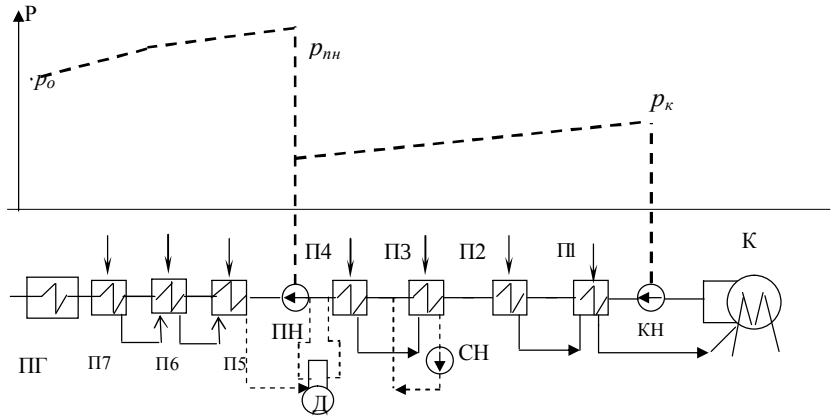
Таким чином досягається більш раціональне використання теплоти пари в пароводяному циклі ТЕС.



2.2.4 Регенеративні підігрівачі поверхневого типу

У поверхневих підігрівачах тепло відпрацьованої в турбіні пари передається через стінки трубок, які утворюють поверхню нагріву. При використанні поверхневих підігрівачів в схемі може бути достатньо тільки двох насосів – конденсаційного (КН) та живильного (ПН) – рисунок 2.8. Тиск в трубах підігрівачів повинен бути таким, щоб не виникало скипання води, тобто температура кипіння повинна бути нижче за температуру кипіння при даному тиску. Тому для забезпечення їх нормальної роботи тиск води повинен бути вище за тиск гріючої пари. Живильний насос піднімає тиск в системі до тиску, необхідного для живлення парогенератора і отримання необхідного тиску пари на виході з нього. Група підігрівачів після живильного насоса називається підігрівачами високого тиску – ПВД .

.




П1-П4 – підігрівачі низького тиску (ПНД), П5-П7 підігрівачі високого тиску (ПВД); СН – зливний насос, Д – деаератор, ПГ – парогенератор.

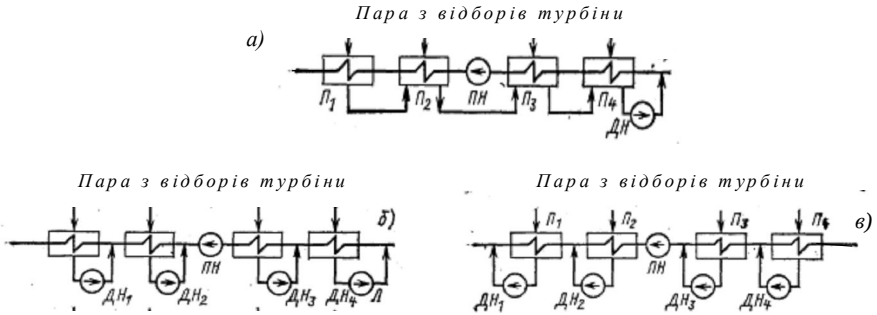
Рисунок 2.8 – Схема регенеративного підігріву живильної води з поверхневими конденсаторами і каскадним зливом дренажа.

Температура води на виході з підігрівача завжди нижче за температуру гріючої пари. Цю різницю температур називають недогрівом, позначається $\theta$

$\theta_1 = t_1 - t_{n1}$;  $\theta_2 = t_2 - t_{n2}$;  і так далі (2.20)

де $t_{n1}$, $t_{n2}$ - температура води на виході з підігрівачів П1 і П2, . Величина недогріву може складати 3-5%. Тому ефект регенеративного підігріву з використанням поверхневих підігрівачів нижчий, ніж при використанні змішування. Для покриття недогріву потрібно також підтримувати більш високий тиск, ніж в контактних (змішуючих) підігрівачах.

Ще один недолік схеми з підігрівачами поверхневого типу – необхідність видалення з підігрівача конденсата гріючої пари. Таке видалення називається дренажем. Якщо конденсат гріючої пари прямує самоплив в паровий простір сусіднього підігрівача з нижчим тиском, то така схема зливу дренажа називається каскадною схемою. (рис.2.8, 2.9а). Перевага схеми – зниження кількості перекачуючих насосів. СН – зливний насос, встановлений в даній схемі для зливу дренажу з П3 в трубопровід після П3. В каскадній схемі, яка є найбільш вживаною, підігрівачі з нижчим тиском розташовуються вище за підігрівачі з високим тиском.




$П_1 \div П_4$ – поверхневі підігрівачі; ДН1 ÷ ДН4 – насоси перекачки дренажа; ПН – живильний насос.

Рисунок 2.9 – Схеми злива конденсата пари відборів з поверхневих підігрівачів: *а*) – каскадна схема; *б*) – злив дренажа в трубопровід перед підігрівачем; *в*) - злив дренажа в трубопровід за підігрівачем.



Якщо злив дренажу здійснюється в трубопровід поміж даним та наступним підігрівачем або в наступний підігрівач – встановлюються перекачувальні насоси невеликої потужності (рис. 2.9 – *б,в*; 2.10).

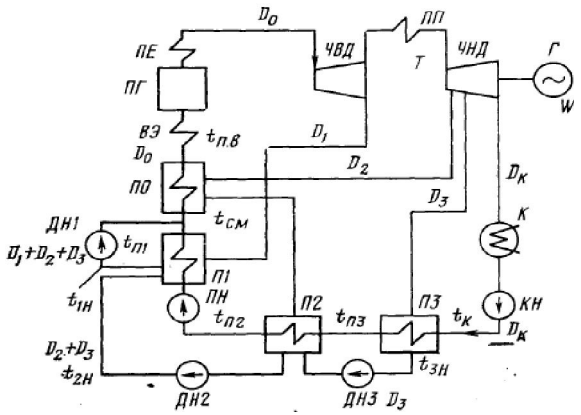


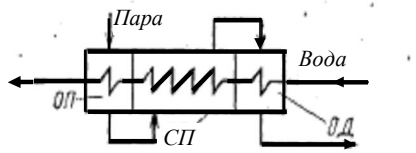

Рисунок 2.10 – Схема підключення регенеративних підігрівачів поверхневого типу в пароводяному циклі з проміжним перегрівом пари та з перекачуванням дренажа

Відбори пари в підігрівачі високого тиску здійснюються з ЦСД і ЦВД при двохступеневому промперегріві та ЦВД і перших ступенів ЦНД, якщо турбіна має ЦВД і ЦНД . Між живильним насосом і ПВД, як правило, виконується деаерація пари (деаэратор Д і підводи до нього на рис. 2.8 показані пунктиром). Підігрівачі П1 і П2 на КЕС знаходяться під розрідженням, тому мають місце присоси повітря в тракт конденсату. Це може привести до підвищеної корозії елементів пароводяного тракту. З вакуумних підігрівачів гази відводяться паровим ежектором.

Якщо дренаж зливається в конденсатор (рис.2.8), то виникає додаткова втрата тепла, оскільки надмірне тепло сумарного потоку дренажів втрачається з охолоджуючою водою.

По сукупності оцінок схем зливу конденсату найбільш економічною є схема каскадного зливу, яка і застосовується в основному на ТЕС.

В цілях підвищення ефективності поверхневих підігрівачів високого тиску процес підігріву живлячої води здійснюється фактично в трьох відсіках (рис.2.11): у власне підігрівач (СП), охолоджувачі дренажу (ОД) і охолоджувачі пари. Тепловий розрахунок таких підігрівачів зручно виконувати, задаючись кінцевим недогрівом води $\theta_j$ на виході з охолоджувача пари, температурою і ентальпією води до і після теплообмінника, часток води $\alpha_к$, що проходить через теплообмінник. Заданими мають бути параметри гріючої пари на вході в теплообмінник ($p_{гн}$, $t_г$; $i_г$), параметри насичення пари при даному тиску ($t_{гн}$; $i_{гн}$). В результаті вирішення рівнянь теплового балансу і матеріального балансу отримаємо частку гріючої пари, що відбирається з турбіни.




СП – власне підігрівач, ОП – охолоджувач перегріву пари; ОД – охолоджувач дренажу.

Рисунок 2.11 – Схема включення вбудованих охолоджувачів перегріву пари і дренажу в ПВД поверхневого типу.

При розрахунках теплове навантаження підігрівача визначається по водяній стороні. Так для ПНД П1:

$$Q_{\text{П}} = D_{\text{к}}(i_{\text{П}} - i_{к}^{'}) \qquad (2.21)$$

або з розрахунку на 1кг пара

$$q_{\text{П}} = \alpha_{\text{к}}(i_{\text{П}} - i_{к}^{'}) \qquad (2.21а)$$

де $Q_{\text{П}}$ - кількість теплоти, яку отримує живильна вода в підігрівачі;

$\alpha_{\text{к}}$ - частка пари, що проходить через конденсатор;

$i_{\text{П1}}$ - ентальпія води на виході з підігрівача П1.

Тепловий баланс по стороні пари

$$D_{\text{П}}(i_1 - i_{\text{Н}}) + D_{\text{П2}}(i_{2\text{Н}} - i_{\text{Н}}) = \frac{Q_{П1}}{\eta_{\text{п}}} \qquad (2.22)$$ де

$D_{П1}$ – кількість пари, що поступає з відбору в підігрівач П1, кг/с;

$i_1$ - ентальпія цієї пари;



$i_{\text{н}}$ - ентальпія дренажу пари на виході з підігрівача;

$i_{2н}$ - ентальпія дренажу пари, що поступає з підігрівача П2.

З (2.22) визначається необхідна кількість пари з відбору турбіни

$$D_{\text{П}} = \frac{Q_{П1} - D_{\text{П2}}(i_{2\text{Н}} - i_{1\text{Н}})\cdot\eta_{\text{п}}}{\eta_{\text{п}}(i_1 - i_{1\text{Н}})} \qquad (2.23)$$

## 2.3 Завдання №2 і №3 до контрольної роботи

### 2.3.1 Завдання №2

Визначити витрату пари і термічний ккд паротурбінної установки з параметрами пари на вході в турбіну $p_0$, $t_0$; тиск в конденсаторі $p_к$, внутрішній відносний ккд турбіни $\eta_{0i}$, електромеханічний ккд $\eta_{ем}$; потужність турбіни $W_e$. Турбіна має $r$ регенеративних підігрівачів конденсату змішуючого типу з рівномірним розподілом підігріву по ступенях. Конденсат підігрівається від температури $t_{\text{к}}$ до температури живильної води $t_{\text{жв}}$.

Вихідні дані представлені в додатку Б.

Пояснення.

Попередньо для визначення часток витрати пари на регенерацію $\alpha_j$ від загальної витрати $D_T$ і коефіцієнтів недовиробітку $y_j$ підігрів живильної води приймається рівномірно розподіленим між підігрівачами. Підігрів одного ступеня ($^0$C)

$\Delta t_{ст} = \Delta t/r = (t_{жв} - t_к)/r$

Температура конденсату після першого підігрівача

$t_{j=1} = t_к + \Delta t_{ст}$; $t_{j=2} = t_{j=1} + \Delta t_{ст.}$ і так далі.

Температура підігріву води $t_{jн}$ в підігрівачі $j$ відповідає температурі насичення при даному тиску.

Кінцева ентальпія пари $i_{ks}$ адіабатного процесу його розширення в турбіні визначається по тиску пари $p_к$ на вході в конденсатор відповідно до таблиць властивостей водяної пари і води [ 1; 2 ] або графічно.

Приймається, що ентальпія конденсату $i_k^-$ на виході з конденсатора дорівнює ентальпії рідини при тиску $p_к$ в конденсаторі.

Відповідно до отриманого значення температури, з таблиць [1] визначається тиск пари в першому відборі, а також ентальпія пари і конденсату на грані насичення. Аналогічно визначаються температура і тиск для подальших підігрівачів, знаходяться значення ентальпії пари з відборів і конденсату, розраховується за формулами (2.7) – (2.10а) кількість пари, що відбирається. Далі визначається вся кількість пари, що споживається турбоустановкою, відповідні коефіцієнти корисної дії при застосуванні регенеративного підігріву (2.18а) та без нього (2.18), визначається ефективність його застосування (2.19).

Завдання №3

Користуючись вихідними даними та результатами розрахунків завдання №2, визначити витрати пари в другому відборі турбіни за умови, що в схемі використані поверхневі підігрівачі. Додаткові дані приведені в Додатку Б.

Запитання до завдань №2 і №3

2. Недоліки та переваги контактних (змішуючих) та поверхневих підігрівачів в схемах ТЕС.
3. Використання поверхневих підігрівачів в схемах з проміжним перегрівом пари.
4. Особливості складення рівнянь теплового балансу для поверхневих підігрівачів.
5. Підключення підігрівачів для теплофікаційних мереж у схемах пароводяного циклу станцій.
6. Здійснення відборів пари для підігрівачів високого тиску (ПВД) та низького тиску (ПНД).
7. Значення використання проміжного перегріву пари на ТЕС та визначення його оптимальних параметрів.
8. Визначити оптимальну температуру початку перегріву для свого варіанту схеми станції.

.



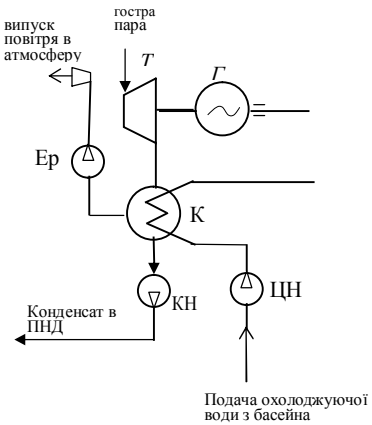
# 3 ЕЛЕМЕНТИ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ТЕС

## 3.1 Конденсатори. Конденсаторні установки

Ккд паротурбінної установки істотно залежить від початкових і кінцевих параметрів пари. Ккд циклу Карно

$$\eta_t^к = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

тобто чим нижче температура пари $T_2$ на виході з турбіни, тим більш ефективна її робота.




Позначення див.мал.1, ЦН – циркуляційний насос, Ер – пароводяний ежектор

Рисунок 3.1 - Схема конденсаційної установки.

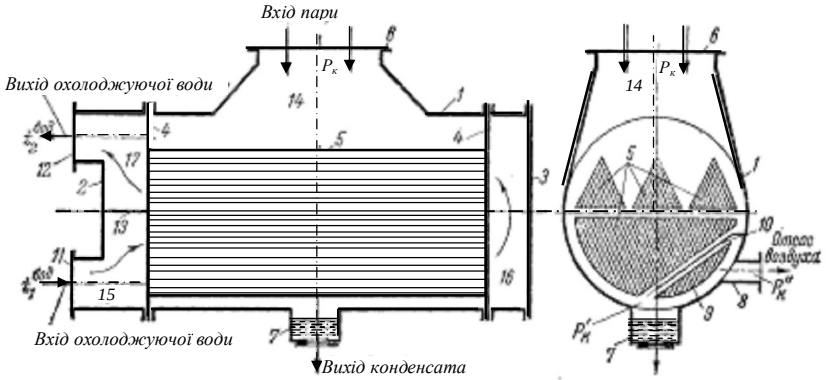
Конденсатори призначені для конденсації відпрацьованої в турбіні пари і створення і підтримки розрідження в конденсаторі і, тим самим, у вихідних патрубках турбіни, що дозволяє забезпечити невисоку температуру пари (24-28 $^0$С) на виході з турбіни. Конденсатор разом з необхідним устаткуванням (конденсатними насосами, ежекторами, регуляторами рівня конденсату, гідравлічними затворами і ін.) називається конденсаційною установкою.

Конденсація пари відбувається за рахунок її охолоджування і конденсації в теплообмінниках, де його теплота конденсації передається циркуляційній охолоджуючій воді, яка прокачується через трубки конденсатора. Конденсат, що утворився, стікає в конденсатозбірник, звідки відкачується конденсатним насосом. На ТЕС в якості конденсаторів використовуються теплообмінники поверхневого типу.

Конденсатор повинен забезпечувати необхідний тиск пари за турбіною. При збільшенні тиску в конденсаторі потужність турбіни зменшується, знижується її ккд. Тому подача охолоджуючої води і відведення тепла повинні проводитися постійно. Потреба в охолоджуючій воді визначається тепловим

балансом конденсатора. Вода подається до конденсатора циркуляційним насосом з басейна-охолоджувача.

На рисунку 3.2 представлений процес конденсації пари в поверхневому конденсаторі. У конденсатор через горловину 14, приєднану фланцем 6 до вихлопу турбіни, суміш пари і повітря: частина повітря привноситься парою, частина підсмоктується через нещільність вакуумної системи.




1- корпус конденсатора, 2 и 3 – кришки корпуса, 4 – трубні дошки; 5 – система прямих охолоджуючих труб, закріплених в трубних дошках 4; 6 – фланець приєднання конденсатора до вихлопу турбіни; 7 – конденсатозбірник; 8 – патрубок відсосу повітря, 9 – охолоджувач повітря, 10 – перегородка охолоджувача повітря, 11 – труба підведення охолоджуючої води;12 – труба відведення охолоджуючої води, 13 – перегородка, що розділяє вхідну и вихідну камери; 14 - горловина конденсатора; 15 – нижня частина камери (вхідна камера), 16 – поворотна камера, 17 – верхня частина камери (вихідна камера).

Рисунок 3.2 - Конструктивна схема поверхневого конденсатора.

Охолоджуюча вода циркуляційним насосом подається в нижню камеру 15, проходить за системою труб до поворотної камери 16, потім через верхню (вихідну) камеру у відвідну трубу і прямує в басейн-охолоджувач. Патрубок 8 призначений для відсмоктування повітря з охолоджувача повітря.

Конструкція конденсатора забезпечує ефективний процес теплообміну між парою і охолоджуючою водою. В той же час є неприпустимим переохолодження конденсату, оскільки це приведе до додаткових втрат і у результаті – до зниження ккд установки. Тому конструктивно конденсатор



виконується так, що конденсат, що утворився у верхніх шарах камери, стікаючи вниз, змішується зпарою і нагрівається знову до температури насичення. Такі конденсатори називаються *регенеративними.*

## 3.2 Завдання №4

Користуючись результатами розрахунків завдання №2 (кількість пари, що проходить через конденсатор), визначити кратність охолоджування для конденсатора парової турбіни, якщо відомо, що температура охолоджуючої води на вході в конденсатор становить $t_{ов}^{вх}$, на виході з конденсатора – на $\Delta t^0$C нижче за температуру насичення пари в конденсаторі. До конденсатора надходить також конденсат гріючої пари з ПНД, ущільнень турбіни і т.і. з теплотою $\sum Q_{др}$, кДж/кг, частка якої складає $\alpha_{др}$. Визначити, як зміниться потреба в охолоджуванні, якщо температура води на вході конденсатора підвищиться (знизиться) на $5^0$C.

Вихідні дані для завдання №4 в Додатку В.

Приклад рішення.

Кратність охолоджування $m$ – це відношення кількості охолоджуючої води, яка потрібна для конденсації у конденсаторі 1 кг пари, що відпрацювала у турбіні.

Температуру насичення пари в конденсаторі дорівнюю температурі конденсату і визначається по тиску, що становить, наприклад, $p_к$ = 3,5 кПа, відповідно до табл.II [1]. Температура насичення складає $26{,}692^0$C, ентальпія сухої насиченої пари при цьому $i_к$ = 2549,9 кДж/кг, ентальпія конденсату $i_к'$ = 111,84 кДж/кг. Тоді температура охолоджуючої води за конденсатором $t_{ов}^{вих}$ = 26,692 – 5 = 21,6920 $^0$C.

З рівняння теплового балансу

$$V_{ов}\, c_p (t_{ов}^{вих} - t_{ов}^{вх}) = D_k (i_к - i_к') + \sum Q_{др}$$

Кількість пари $D_к$, що конденсується в конденсаторі, визначається кількістю витрат пари на турбіну і пари, що відбирається:

$D_к = D_т(1 - \Sigma\alpha_j) = 12$ кг/с

Звідки об'ємна витрата води через конденсатор

$$V_{ов} = \frac{D_k(i_к - i_к^{'}) + \sum Q_{др}}{c_р(t_{ов}^{вих} - t_{ов}^{вх})} \quad \text{кг/с.}$$

Частка пари $\alpha_{др}$, що зумовлює $\Sigma Q_{др.}$, становить 1% від загальної витрати пари через конденсатор, $c_р$ - теплоємність води, $c_р = 4{,}19$кДж/кг К. Тоді

$$V_{ов} = \frac{12 \cdot 1{,}01 \cdot (2549{,}9 - 111{,}84)}{4{,}19(21{,}692 - 10)} = 603{,}192 \text{ кг/с}$$

звідки кратність охолоджування $m = V / D_k = 603{,}192 / 12 = 50{,}265$.

Запитання до завдання 4.

1 Призначення ежекторів в схемі конденсаційної установки.

2 Причини видалення повітря з конденсату.

3 Чим визначається кількість охолоджуючої води, що проходить через конденсатор.

4 Які конструкції конденсаторів використовуються.

5 Призначення, вимоги та схеми підключення циркуляційних насосів.



Додаток А

Вихідні дані для завдання №1

| Параметри | Номінальна потужність, Мвт | Теплота згорання палива, кДж/кг*10^3 | Втрати пари в ущільненнях (частка від $D_т$) | Втрати % | | | | Споживання на власні потреби станції, % від Wг | використання встановленої потужності, у.о. | Кількість встановлених блоків, шт. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | парогенератор | паропроводи | механічні турбіни | механічні і електричні генератора | | | |
| № вар | $W_г$ | $Q_н^р$ | $\alpha_у$ | $\Delta Q_{пг}$ | $\Delta Q_{тр}$ | $\Delta W_{мт}$ | $\Delta W_г$ | Wсн | $k_и$ | n |
| 1 | 12 | 22,53 | 0,01 | 10,2 | 0,006 | 1,2 | 1,2 | 12 | 0,77 | 4 |
| 2 | 10 | 21,6 | 0,015 | 9,85 | 0,009 | 0,9 | 1 | 11,8 | 0,85 | 6 |
| 3 | 25 | 22,12 | 0,002 | 11,2 | 0,0085 | 1 | 0,98 | 12,5 | 0,82 | 4 |
| 4 | 4,5 | 10,4 | 0,002 | 8,66 | 0,007 | 1,8 | 1,4 | 10 | 0,7 | 6 |
| 5 | 12 | 12,5 | 0,018 | 10,2 | 0,009 | 1,24 | 1,24 | 11 | 0,76 | 3 |
| 6 | 25 | 42,4 | 0,021 | 11,4 | 0,01 | 1,15 | 1,06 | 7,2 | 0,78 | 4 |
| 7 | 60 | 41,5 | 0,014 | 9,58 | 0,0011 | 0,96 | 0,98 | 6,5 | 0,82 | 2 |
| 8 | 12 | 29,8 | 0,02 | 12,01 | 0,0095 | 1,45 | 1,12 | 11 | 0,78 | 4 |
| 9 | 24 | 11,6 | 0,024 | 10,8 | 0,0068 | 1,32 | 1,12 | 11,8 | 0,86 | 6 |
| 10 | 25 | 23,1 | 0,022 | 13,01 | 0,0098 | 1,02 | 0,98 | 12,4 | 0,78 | 6 |
| 11 | 50 | 24,5 | 0,018 | 8,25 | 0,0093 | 1,12 | 0,96 | 10,9 | 0,87 | 4 |
| 12 | 12 | 10,4 | 0,002 | 9,54 | 0,0078 | 1,92 | 1,04 | 12 | 0,89 | 6 |
| 13 | 100 | 42,4 | 0,021 | 10,7 | 0,0098 | 1,36 | 0,8 | 8 | 0,82 | 4 |
| 14 | 50 | 13,4 | 0,002 | 11,2 | 0,0108 | 1,27 | 0,78 | 10,8 | 0,74 | 6 |
| 15 | 100 | 21,3 | 0,002 | 8,92 | 0,0096 | 1,08 | 1,2 | 11,7 | 0,83 | 6 |
| 16 | 150 | 22,01 | 0,018 | 10,85 | 0,011 | 0,96 | 1,04 | 12,3 | 0,87 | 4 |
| 17 | 200 | 36,18 | 0,021 | 11,4 | 0,0094 | 1,45 | 0,86 | 8,3 | 0,75 | 3 |
| 18 | 50 | 21,16 | 0,014 | 9,58 | 0,0094 | 1,14 | 0,78 | 11,6 | 0,81 | 4 |
| 19 | 25 | 10,4 | 0,02 | 12,01 | 0,0104 | 1,24 | 0,92 | 12,4 | 0,84 | 4 |
| 20 | 120 | 12,5 | 0,024 | 8,37 | 0,0092 | 2,04 | 0,92 | 11,8 | 0,88 | 4 |
| 21 | 20 | 9,85 | 0,022 | 9,66 | 0,0106 | 1,48 | 1,12 | 13,2 | 0,72 | 6 |
| 22 | 50 | 11,2 | 0,017 | 10,82 | 0,009 | 1,39 | 1,12 | 12,46 | 0,83 | 6 |
| 23 | 25 | 10,6 | 0,004 | 11,32 | 0,009 | 1 | 0,98 | 12,2 | 0,76 | 4 |
| 24 | 120 | 19,54 | 0,004 | 9,04 | 0,01 | 1,8 | 0,96 | 11,9 | 0,78 | 3 |
| 25 | 12 | 18,42 | 0,02 | 10,89 | 0,0011 | 1,24 | 0,98 | 12,1 | 0,82 | 6 |
| 26 | 10 | 12,15 | 0,023 | 13,1 | 0,0095 | 1,15 | 1,4 | 13,12 | 0,78 | 5 |
| 27 | 50 | 36,14 | 0,016 | 8,34 | 0,0112 | 0,96 | 1,24 | 8,4 | 0,86 | 6 |
| 28 | 60 | 16,17 | 0,022 | 9,63 | 0,01 | 1,46 | 1,06 | 10,2 | 0,88 | 4 |
| 29 | 24 | 12,18 | 0,026 | 10,79 | 0,0114 | 1,6 | 1,18 | 11,8 | 0,72 | 2 |
| 30 | 6 | 42,4 | 0,024 | 11,29 | 0,0098 | 1,51 | 1,28 | 7,9 | 0,74 | 5 |

Додаток Б

Вихідні дані для завдання №2

| Параметри | Електрична потужність, МВт | Тиск пари на вході в турбіну , Мпа | Температура пари на вході, $^0$C | Тиск пари на вході в конденсатор, кПа | Електромеханічний ккд | Внутрішній відносний ккд турбіни | Температура живильної води, $^0$C | Кількість відборів |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| № вар | $W_т$ | $p_0$ | $t_0$ | $p_к$ | $\eta_{ем}$ | $\eta_{0i}$ | $t_{жв}$ | $r$ |
| 1 | 12 | 3,5 | 435 | 4 | 0,93 | 0,78 | 146 | 2 |
| 2 | 10 | 4 | 430 | 4 | 0,94 | 0,76 | 142 | 2 |
| 3 | 25 | 8 | 520 | 3,5 | 0,93 | 0,84 | 152 | 4 |
| 4 | 4,5 | 2,5 | 420 | 4 | 0,94 | 0,78 | 142 | 2 |
| 5 | 12 | 4 | 440 | 4,5 | 0,96 | 0,82 | 144 | 3 |
| 6 | 25 | 3,2 | 440 | 4,2 | 0,92 | 0,84 | 142 | 2 |
| 7 | 60 | 12 | 450 | 3,4 | 0,94 | 0,86 | 223 | 4 |
| 8 | 12 | 4,2 | 450 | 4 | 0,93 | 0,72 | 144 | 3 |
| 9 | 24 | 8 | 500 | 2,4 | 0,94 | 0,84 | 152 | 3 |
| 10 | 25 | 9 | 500 | 2,5 | 0,94 | 0,84 | 182 | 3 |
| 11 | 50 | 9 | 530 | 2,8 | 0,95 | 0,82 | 212 | 4 |
| 12 | 12 | 3,8 | 445 | 4 | 0,94 | 0,84 | 158 | 2 |
| 13 | 100 | 12 | 535 | 2,6 | 0,96 | 0,86 | 216 | 6 |
| 14 | 50 | 9 | 500 | 3,5 | 0,94 | 0,78 | 217 | 4 |
| 15 | 100 | 13 | 535 | 2,9 | 0,96 | 0,82 | 212 | 4 |
| 16 | 150 | 13 | 565 | 3,1 | 0,94 | 0,86 | 228 | 6 |
| 17 | 200 | 13 | 555 | 2,8 | 0,96 | 0,89 | 230 | 6 |
| 18 | 50 | 9 | 510 | 3,1 | 0,93 | 0,78 | 218 | 4 |
| 19 | 25 | 8 | 440 | 4,2 | 0,93 | 0,82 | 185 | 3 |
| 20 | 120 | 14 | 535 | 2,4 | 0,94 | 0,88 | 217 | 5 |
| 21 | 20 | 13 | 455 | 2,8 | 0,96 | 0,89 | 130 | 3 |
| 22 | 50 | 12 | 510 | 3,2 | 0,97 | 0,86 | 218 | 4 |
| 23 | 25 | 9 | 540 | 4,2 | 0,93 | 0,83 | 188 | 4 |
| 24 | 120 | 13 | 555 | 2,4 | 0,98 | 0,87 | 217 | 5 |
| 25 | 12 | 4 | 440 | 4,5 | 0,96 | 0,82 | 146 | 2 |
| 26 | 10 | 3,2 | 440 | 4,2 | 0,92 | 0,84 | 142 | 2 |
| 27 | 50 | 12 | 450 | 3,4 | 0,97 | 0,86 | 223 | 4 |
| 28 | 60 | 4,2 | 550 | 2,4 | 0,98 | 0,72 | 224 | 5 |
| 29 | 24 | 8 | 500 | 2,4 | 0,94 | 0,84 | 182 | 4 |
| 30 | 6 | 9 | 420 | 3,5 | 0,94 | 0,84 | 158 | 3 |

Вихідні дані для завдання №3

| Температура недогріва в поверхневому підігрівачі | Частка пари, що надходить з дренажа, % | Ккд підігрівача |
|---|---|---|
| $\vartheta\ ^0$C | $\alpha_{др}$ | $\eta_п$ |
| 3.2 | 0,8 | 0,99 |
| 4 | 1 | 0,985 |
| 3,8 | 0,4 | 0,98 |
| 4,6 | 1,5 | 0,992 |
| 3,9 | 1,2 | 0,986 |
| 4,5 | 0,8 | 0,985 |
| 2,8 | 1,4 | 0,991 |
| 4,5 | 1 | 0,99 |
| 4,2 | 2 | 0,983 |
| 4,8 | 0,8 | 0,992 |
| 3,6 | 1 | 0,986 |
| 4,7 | 0,4 | 0,985 |
| 5 | 0,6 | 0,986 |
| 3,2 | 1,5 | 0,985 |
| 3,5 | 0,8 | 0,991 |
| 4,9 | 0,4 | 0,99 |
| 5,2 | 1,5 | 0,985 |
| 5 | 1,2 | 0,98 |
| 4,8 | 1,5 | 0,992 |
| 4,2 | 1,2 | 0,986 |
| 4,5 | 0,8 | 0,985 |
| 4,1 | 1,4 | 0,982 |
| 3,8 | 1,2 | 0,987 |
| 5,2 | 0,8 | 0,99 |
| 4,5 | 1,4 | 0,985 |
| 4,8 | 1 | 0,98 |
| 4,3 | 2 | 0,992 |
| 3,9 | 1,3 | 0,986 |
| 4,1 | 4,2 | 0,985 |
| 3,8 | 2,5 | 0.987 |



Додаток В

Вихідні дані для завдання №4

| № вапианта | Температура охолоджуючої води на вході в конденсатор, $^0$C | Частка пари, що надходить з дренажа, % | Перевищення температури води на виході з конденсатора, $^0$C |
|---|---|---|---|
| | $t_{ов}^{вх}$ | $\alpha_{др}$ | Δt |
| 1 | 12 | 0,8 | 6 |
| 2 | 10 | 1 | 5 |
| 3 | 8 | 0,4 | 7 |
| 4 | 14 | 1,5 | 6 |
| 5 | 9 | 1,2 | 5 |
| 6 | 15 | 0,8 | 5 |
| 7 | 9 | 1,4 | 7 |
| 8 | 14 | 1 | 6 |
| 9 | 12 | 2 | 8 |
| 10 | 8 | 0,8 | 4 |
| 11 | 10 | 1 | 5 |
| 12 | 8 | 0,4 | 5 |
| 13 | 6 | 0,6 | 4 |
| 14 | 11 | 1,5 | 5 |
| 15 | 15 | 0,8 | 6 |
| 16 | 9 | 0,4 | 5 |
| 17 | 12 | 1,5 | 7 |
| 18 | 5 | 1,2 | 7 |
| 19 | 10 | 1,5 | 4 |
| 20 | 12 | 1,2 | 5 |
| 21 | 9 | 0,8 | 7 |
| 22 | 11 | 1,4 | 6 |
| 23 | 8 | 1,2 | 8 |
| 24 | 12 | 0,8 | 6 |
| 25 | 15 | 1,4 | 5 |
| 26 | 8 | 1 | 4 |
| 27 | 10 | 2 | 5 |
| 28 | 12 | 1,3 | 6 |
| 29 | 14 | 2 | 8 |
| 30 | 11 | 2,5 | 7 |

Література


1 Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. М.:Энергоатомиздат,1982
2 В.Я.Гиршфельд, Г.Н.Морозов. Тепловые электрические станции. М.:Энергия, 1973.
3 В.Я.Рыжкин. Теплове электрические станции. М.: М.:Энергия, 1973..
4 Баженов М.И., Богородский А.С.,Сазанов Б.В. Промышленные теплове электростанции. Ученик для вызов/под ред.Е.Я.Соколова. М.: М.:Энергия, 1979.
5 Э.П.Волков, В.А.Ведяев, В.И.Обрезков. энергетические установки электростанций. М.:Энергоаттомиздат, 1983.
6 А.В.Щегляев. Паровые турбины.М.:Энергия, 1976.
7 Тепловые и атомне электрические станции. Справочник. Под/ред. В.А.Григорьева и В.М.Зорина., кн. 3. –М.:Энергоатомиздат, 1989.