

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ
УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКА ДЕРЖАВНА ІНЖЕНЕРНА АКАДЕМІЯ**

О.Є. Машанова

ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК

*для студентів ЗДІА
спеціальності 6.050601 „Теплоенергетика ”
денної та заочної форм навчання*

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ
УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКА ДЕРЖАВНА ІНЖЕНЕРНА АКАДЕМІЯ**

*Затверджено до друку
рішенням науково-методичної ради ЗДІА
протокол № 7 від 22.09.2011р.*

ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК

*для студентів ЗДІА
спеціальності 6.050601 „Теплоенергетика ”
денної та заочної форм навчання*

*Рекомендовано до видання
на засіданні кафедри ТЕ
протокол №17 від 28.06.2011р.*

Запоріжжя
2011

Навчально-методичний посібник призначений для студентів, які навчаються за спеціальністю 6.050601 «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання, складений відповідно до робочої програми з дисципліни «Теплові електричні станції». В посібнику коротко викладені основи роботи теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, а також використання газотурбінних установок в енергетиці. Подані принципові схеми ТЕС, ТЕЦ, АЕС, ГТУ, ПГУ. Наведені приклади розрахунку показників теплоенергетичного устаткування, витрат пари та охолоджувальної води на ТЕС. Посібник призначений для закріплення знань, отриманих студентами під час вивчення дисципліни.

Укладач: О.Є. Машанова, к.т.н.

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

Рецензенти:

Комар Є.Б. – начальник виробничо-технічного відділу ПАТ «Днепроенерго»

Крючков Є.Н. – професор кафедри теплоенергетики ЗДІА, к.т.н.

Теплові електричні станції: Навчально-методичний посібник для студентів ЗДІА спеціальності 6.050601 «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання / О.Є.Машанова. - Запоріжжя, ЗДІА. 2011.-166 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	
1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ І ЇХ ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ	
1.1 Загальна класифікація електричних станцій.....	
1.2 Класифікація теплових електростанцій.....	
1.3 Тепловий баланс і коефіцієнт корисної дії конденсаційних теплових	
1.4 Основні енергетичні показники ТЕЦ.....	
1.5 Показники економічності роботи турбоагрегату.....	
1.5.1 Загальні положення.....	
1.5.2 Абсолютний ККД ідеальної турбоустановки.....	
1.5.3 Відносний внутрішній ККД турбоустановки.....	
1.5.4 Абсолютний внутрішній ККД турбоустановки.....	
1.5.5 Механічний ККД турбіни.....	
1.5.6 Відносний ефективний ККД турбоустановки.....	
1.5.7 Абсолютний ефективний ККД.....	
1.5.8 ККД електричного генератора.....	
1.5.9 Відносний електричний ККД	
1.5.10 Абсолютний електричний ККД турбоустановки.....	
1.6 Приклад розрахунку показників.....	
Питання до розділу	
2 ПРОМІЖНИЙ ПЕРЕГРІВ ПАРИ І РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ПІДГРІВ КОНДЕНСАТУ	
2.1 Проміжний перегрів пари.....	
2.1.1 Проміжний перегрів пари на конденсаційних електростанціях.....	
2.1.2 Проміжний перегрів пари на ТЕЦ.....	
2.2 Регенеративний підігрів конденсату.....	
2.2.1 Схеми регенеративного підігріву і типи підігрівачів.....	
2.2.2 Схеми регенеративного підігріву з підігрівачами змішуючого (контактного) типу.....	
2.2.3 Визначення потреби пари для паротурбінної установки при використанні регенеративних підігрівачів змішуючого типу.....	
2.2.4 Регенеративні підігрівачі поверхневого типу.....	
2.2.5 Конструкції регенеративних підігрівачів поверхневого типу.....	
2.2.6 Тепловий розрахунок поверхневих підігрівачів.....	
Питання до розділу	
3 ОСНОВНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ.	
3.1 Котельні агрегати ТЕС.....	
3.1.1 Загальна характеристика котельних установок.....	
3.1.2 Класифікація і основні характеристики парових котлів.....	

3.1.3 Водний режим і забезпечення якості пари в парогенераторах....	73
---	----

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ І ЇХ ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ	7
1.1 Загальна класифікація електричних станцій.....	7
1.2 Класифікація теплових електростанцій.....	9
1.3 Тепловий баланс і коефіцієнт корисної дії конденсаційних теплових електростанцій.....	16
1.4 Основні енергетичні показники ТЕЦ.....	21
1.5 Показники економічності роботи турбоагрегату.....	25
1.5.1 Загальні положення.....	25
1.5.2 Абсолютний ККД ідеальної турбоустановки.....	26
1.5.3 Відносний внутрішній ККД турбоустановки.....	28
1.5.4 Абсолютний внутрішній ККД турбоустановки.....	28
1.5.5 Механічний ККД турбіни.....	29
1.5.6 Відносний ефективний ККД турбоустановки.....	29
1.5.7 Абсолютний ефективний ККД.....	29
1.5.8 ККД електричного генератора.....	30
1.5.9 Відносний електричний ККД	30
1.5.10 Абсолютний електричний ККД турбоустановки.....	30
1.6 Приклад розрахунку показників.....	32
Питання до розділу	37
2 ПРОМІЖНИЙ ПЕРЕГРІВ ПАРИ І РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ПІДГРІВ КОНДЕНСАТУ	38
2.1 Проміжний перегрів пари.....	38
2.1.1 Проміжний перегрів пари на конденсаційних електростанціях.....	38
2.1.2 Проміжний перегрів пари на ТЕЦ.....	42
2.2 Регенеративний підігрів конденсату.....	43
2.2.1 Схеми регенеративного підігріву і типи підігрівачів.....	43
2.2.2 Схеми регенеративного підігріву з підігрівачами змішуючого (контактного) типу.....	46
2.2.3 Визначення потреби пари для паротурбінної установки при використанні регенеративних підігрівачів змішуючого типу.....	48
2.2.4 Регенеративні підігрівачі поверхневого типу.....	52
2.2.5 Конструкції регенеративних підігрівачів поверхневого типу.....	60
2.2.6 Тепловий розрахунок поверхневих підігрівачів.....	62
Питання до розділу	67
3 ОСНОВНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ.	68
3.1 Котельні агрегати ТЕС.....	68
3.1.1 Загальна характеристика котельних установок.....	68

3.1.2	Класифікація і основні характеристики парових котлів.....	70
3.1.3	Водний режим і забезпечення якості пари в парогенераторах....	73
3.1.4	Експлуатаційні режими парогенераторів.....	75
3.2	Парові турбіни	77
3.2.1	Принцип роботи і конструктивні елементи турбін.....	77
3.2.2	Класифікація парових турбін.....	79
3.2.3	Типова конструкція парової турбіни.....	82
3.2.4	Регулювання потужності турбіни.....	86
3.3	Генератори електричного струму.....	88
3.4	Блокові силові трансформатори і трансформатори власних потреб	92
статті:		
	Питання до розділу.....	95
4	ЕЛЕМЕНТИ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕС.....	96
4.1	Конденсаційні установки.....	96
4.2	Деаератори.....	102
4.2.1	Призначення і принцип дії деаераторної установки.....	102
4.2.2	Класифікація деаераторів	104
4.2.3	Тепловий розрахунок деаератора	109
4.3	Випарники	110
	Питання до розділу.....	113
5	ДОПОМІЖНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕС..ВИБІР НАСОСІВ	114
5.1	Живильні насоси	114
5.2	Конденсатні насоси.....	118
5.3	Циркуляційні насоси.....	120
	Питання до розділу.....	122
6	ГАЗОТУРБІННІ І ПАРОГАЗОВІ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ.....	123
6.1	Тепловий цикл газотурбінних установок.....	123
6.2	Класифікація ГТУ	126
6.3	Схеми газотурбінних установок.....	127
6.4	Розрахунок характеристик ГТУ	129
6.5	Повітро-акумуляуючі ГТУ	131
6.6	Парогазові установки	133
	Питання до розділу.....	136
7	АТОМНІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ.....	137
7.1	Історична довідка	137
7.2	Загальні поняття основ ядерної енергетики.....	138
7.2.1	Структура атомного ядра	139
7.2.2	Радіоактивний розпад	139
7.2.3	Ядерні реакції.....	142

7.2.4 Ядерний реактор. Ядерне паливо.....	143
7.3 Класифікація атомних електростанцій.....	146
7.4 Основні конструктивні частини ядерних реакторів.....	147
7.5 Технологічні схеми АЕС.....	148
7.5.1 Одноконтурна схема.....	148
7.5.2 Двоконтурні атомні електростанції.....	150
7.5.3 Трьохконтурні АЕС.....	153
7.6 Атомні станції з реактором ВВЕР -1000.....	155
7.7 Компоновка атомної станції.....	161
7.8 Переваги та недоліки атомних електростанцій	162
Питання до розділу.....	164
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	165

ВСТУП

Електричні станції (ЕС) є найважливішою складовою промислово-енергетичного комплексу будь-якої розвиненої країни, оскільки саме вони виробляють електричну і теплову енергію, без яких сучасна цивілізація обійтися не може. Електрична енергія є найбільш універсальним видом енергії. На відміну від теплової енергії електрична енергія має високий коефіцієнт ексергії $\approx 0,97 \dots 0,98$, тобто здатність переходити в роботу з мінімальними втратами, які, зазвичай, обумовлені подоланням електричного опору і механічного тертя. Саме електроенергія стала основою промислово-економічного розвитку країн світу завдяки можливості транспортувати її на відміну від інших видів енергії на далекі відстані у будь-якій кількості з мінімальними втратами, легко перетворювати на інші види енергії (кінетичну, механічну, теплову), використовувати у промисловості в різноманітних технологічних процесах (електроліз, виплавка металів, зварювання та інші), на транспорті, в побуті, сільському господарстві. По кількості електроенергії, що виробляється і використовується на одну людину в тій або іншій країні, оцінюють рівень її розвитку.

Основними джерелами отримання електричної енергії є електричні станції різних видів. Найбільші обсяги електричної енергії в світі, і в тому числі в Україні, виробляються тепловими електростанціями.

Виходячи з цього вивчення дисципліни «Теплові електричні станції» є важливим етапом в отриманні студентами кваліфікації за спеціальністю «Теплоенергетика».

Даний посібник призначений для використання студентами денної і заочної форм навчання під час вивчення дисципліни «Теплові електричні станції». В посібнику викладений основний теоретичний матеріал з дисципліни, представлений значний обсяг схем, що ілюструють основні етапи технологічних процесів вироблення електроенергії на теплових електростанціях, подано їх опис, наведені приклади деяких розрахунків.

1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ І ЇХ ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ

1.1 Загальна класифікація електричних станцій

Електричні станції, що забезпечують країну електроенергією і теплом, класифікуються за технологією виробництва кінцевого продукту - електричної і теплової енергії на наступні категорії:

- теплові електричні станції (ТЕС);
- атомні електростанції (АЕС);
- гідравлічні електростанції (ГЕС і ГАЕС);
- станції, що працюють на поновлюваних джерелах енергії (сонячні, вітрові, геотермальні, з використанням різновидів біопалива та інш.).

Окремо можна виділити так звані *когенераційні* установки, які використовують один вид первинного теплоносія (наприклад, відхідні гази промислових технологічних процесів), а кінцевою продукцією є два види енергії – електрична і тепла.

Відповідно до [1] *теплова електрична станція* – це електростанція, яка перетворює енергію згоряння палива в електроенергію чи в електроенергію та тепло. Теплові електростанції працюють здебільше з паротурбінними установками. Для вироблення електроенергії на цих станціях використовується енергія нагрітої до високих температур пари, що подається в турбіни під високим тиском.

На ТЕС для вироблення електроенергії використовуються також газотурбінні (ГТУ) і парогазові установки (ПГУ). В перших в турбіну надходять під високим тиском продукти згоряння, в других використовуються в якості робочих тіл продукти згоряння, які спрямовуються в ГТУ, і пара, яку одержують використовуючи теплоту продуктів згоряння, що відпрацювали в ГТУ, і яка надходить до парової турбіни. Ці установки можуть також бути віднесеними до когенераційних (див. розділ 6).

Атомна електростанція – це електростанція, яка перетворює енергію

поділу ядер атомів у електроенергію чи в електроенергію та тепло [1]. АЕС також відносяться до теплових електростанцій, оскільки на них приводом генератора є парова турбіна. АЕС використовують в якості первинного енергоносія ядерне паливо. Вони відіграють істотну роль в енергетичному балансі України. Чотири АЕС, що працюють в Україні, видають в електричні мережі приблизно 48,5 – 52 % всієї електроенергії, яка виробляється в країні за рік. Припинення роботи АЕС з міркувань екологічної безпеки не можна розглядати як своєчасний крок через відсутність можливості заміщення їх вироблення електроенергії іншими джерелами. Працюючи в штатному режимі, АЕС значно менше забруднюють довкілля в порівнянні з ТЕС, які працюють на органічному паливі, тому повинне вирішуватися завдання забезпечення їх безпеки при будь-яких нештатних обставинах.

Гідроелектростанція (ГЕС) - електростанція, яка перетворює механічну енергію води в електроенергію [1], тобто працює на енергії рухомої води.

Гідроакумулювальні (ГАЕС) – ГЕС, що використовують верхнє і нижнє водосховища для циклічної роботи: нагнітання води у верхнє водосховище і подальше використання її для вироблення електроенергії [1]. Основне призначення ГАЕС – покриття пікових навантажень енергосистем.

Установки, що працюють на поновлюваних і так званих нетрадиційних джерелах енергії:

- *сонячні* електростанції – використовують енергію сонячного випромінювання;
- *вітрові ЕС* – використовують енергію повітряних потоків;
- *приливні ЕС* – енергію морських приливів і відливів;
- *геотермальні ЕС* – теплоту підземних вод і шарів землі;
- установки, що працюють на різних видах *біопалива*;
- *електрохімічні* установки.

Вказані установки виробляють поки що невеликі обсяги енергії. В найближчому майбутньому (15-20 років) у зв'язку з подорожчанням викопного палива і обмеженістю його запасів частка таких станцій і установок у

виробництві електричної і теплової енергії істотно зростає і повинна досягти по загальних оцінках 12-15% від всього об'єму вироблення електричної енергії і приблизно 20% теплової енергії.

Електричні станції всіх типів (за винятком окремих малопотужних джерел місцевого призначення) видають вироблену електричну енергію в Об'єднану Енергетичну Систему України (ОЕСУ), яка охоплює всю територію країни і, незалежно від форми власності генеруючих об'єктів і мереж, знаходяться в оперативному підпорядкуванні диспетчерської служби НЕК «Укренерго». У свою чергу ОЕСУ пов'язана з енергосистемами інших країн (Білорусь, Молдова, Росія), а також з енергосистемами країн Центральної Європи (Румунія, Угорщина, Словаччина).

1.2 Класифікація теплових електростанцій

Теплові електричні станції розрізняють за наступними ознаками:

I. За виробленою енергією:

- *лише електрична енергія* - виробляється на конденсаційних електростанціях (КЕС);

- *електрична і тепла енергія* - виробляються на ТЕЦ (ТЕЦ – теплоелектроцентрально). ТЕЦ діляться на теплофікаційні, промислові (ПТЕЦ) і промислово-теплофікаційні; до цієї групи належать також теплові дизельні електростанції (ДЕС), а також ТЕС з газотурбінними (ГТУ) і парогазовими (ПГУ) установками, які виробляють значно менший об'єм електроенергії і тепла у порівнянні з ТЕС з паротурбінними установками.

Конденсаційні електростанції призначені для виробництва електричної енергії, тепла енергія від КЕС використовується в основному на власні потреби станції і для теплофікації селища ТЕС. Загальна потужність КЕС складає приблизно дві третини всієї потужності ТЕС.

Продукцією ТЕЦ є як електрична, так і тепла енергія. Теплова енергія, що виробляється на теплофікаційних ТЕЦ, спрямовується на теплопостачання великих міст (житлових масивів, комунальних об'єктів, установ і підприємств

різних видів і форм власності і т. п., які не мають своїх котелень). Електрична енергія надходить до електромереж ОЕСУ. На ПТЕЦ у великих об'ємах виробляється пара, що спрямовується на технологічні потреби промислових підприємств, а також виробляється електроенергія. Промислово-теплофікаційні ТЕЦ виробляють пару на технологічні потреби, електроенергію, а також теплову енергію для опалення. Відповідно [1] ПТЕЦ відносяться до категорії *блок-станція* – електростанція, яка працює в енергетичній системі, оперативно керується диспетчерською службою Національної енергетичної компанії (НЕК) «Укренерго».

II. За видом палива, яке використовується на ТЕС, розрізняють:

- станції, що працюють на твердому паливі, – кам'яне і буре вугілля, горючі сланці;
- станції, що працюють на рідкому паливі, – мазут, рідше – сира нафта, важкі фракції після переробки нафти;
- станції, що працюють на газоподібному паливі, – природний газ, доменний газ, коксівний, генераторний і тому подібне.
- атомні електричні станції (АЕС), що використовують як первинний енергоносіє ядерне паливо.

Часто на станціях використовується комбінація палив (вугільно-мазутні, газо-мазутні блоки).

III. За типом турбін, які використовуються в якості привода генераторів:

- з паровими турбінами або ТЕС з паротурбінними установками (ПТУ);
- з газовими турбінами – ТЕС з ГТУ;
- з парогазовими установками (ПГУ), в яких використовується робота газової і парової турбіни.

IV. За значенням початкових параметрів пари і виглядом термодинамічного циклу:

а) *за параметрами пари:*

- з докритичними параметрами пари (тиск від 4 до 17 МПа і температура до 450 - 530⁰С);

- з надкритичними - тиск вище 22,3 МПа.

При потужності агрегатів до 200 МВт використовують тиск від 9 до 13 МПа, при потужності 250 МВт і вище – тиск 23,4 МПа і температуру пари $535\div 545^{\circ}\text{C}$. У світовій енергетиці є практика використання на ТЕС турбін з тиском пари 30-35 МПа і температурою гострої пари $600-650^{\circ}\text{C}$.

б) за типом *термодинамічного циклу*, що використовується на станції розрізняють:

- ТЕС, які працюють за простим циклом Ренкіна;
- з перегрівом пари;
- з проміжним перегрівом пари;
- з регенеративним підігрівом живильної води.

У ряді випадків ці види термодинамічних циклів поєднуються. Так на ТЕС великої потужності використовуються перегрів пари, проміжний перегрів і регенеративний підігрів живильної води.

V. За технологічною структурою станції [2]:

- блокові станції з одиничною потужністю блоків 150 МВт і вище. До складу блоку входять парогенератор, парова турбіна, електричний генератор, блоковий трансформатор (рисунк 1.1, а).

- неблокові з поперечними зв'язками по парі – на станції є загальні паропроводи, в які надходить пара з парогенераторів і до яких підключаються турбіни (рис. 1.1, б);

- неблокові з секціонованими паропроводами і магістраллю з перемикачами (рис.1.1, в).

VI. За типом зв'язку з Об'єднаною Енергосистемою станції поділяють на:

- локальні – станції, що працюють на окремий регіон або підприємство (споживача);

- системні - станції, що працюють на загальну електроенергетичну систему паралельно з іншими станціями і беруть участь у загальному електропостачанні споживачів.

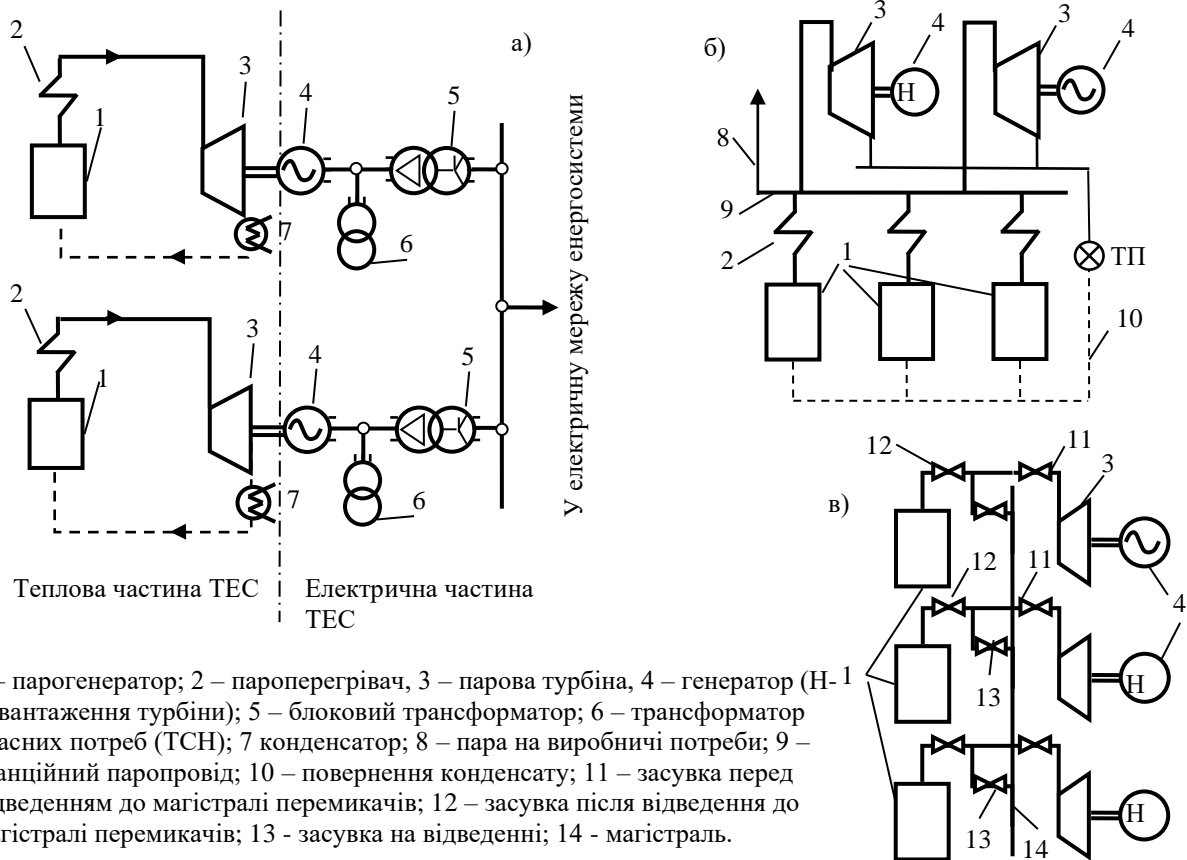


Рисунок 1.1 – Спрощені технологічні схеми електростанцій:

а) – блокова, б) – із загальностанційним паропроводом; в) – секційна схема з лінією перемикачів.

VII. По використанню потужності станції в покритті електричних навантажень (по завантаженню станції впродовж доби або календарного періоду) розрізняють:

- базисні- електростанції, ефективність роботи яких пов'язана з покриттям навантаження системи протягом тривалого часу [1]. Для таких станцій число годин використання максимуму навантажень –

$$T_M = 6000 \div 7500 \text{ год./рік};$$

- напівбазисні - число годин використання максимуму навантажень –

$$T_M = 4000 \div 6000 \text{ год./рік};$$

- напівпікові – електростанції, ефективність роботи яких пов'язана з покриттям напівпікових навантажень енергосистеми. Число годин використання максимуму навантажень –

$$T_M = 2000 \div 4000 \text{ год./рік};$$

- пікові – електростанції, ефективність роботи яких пов’язана з покриттям нетривалих пікових навантажень енергосистеми, число годин використання максимуму навантажень –

$$T_M < 2000 \text{ год./рік.}$$

Число годин використання максимуму навантажень T_M (год./рік) визначається відношенням загальної кількості фактично виробленої станцією за рік електроенергії E_p до максимальної встановленої потужності станції W_{max} .

$$E_p = \int_0^{T_p} W(t) dt, \quad (1.1)$$

де $W(t)$ - фактична потужність станції в момент часу t ,

$$T_p = 8760 \text{ год.} - \text{число годин в році.}$$

Число годин використання максимуму навантажень T_M можна визначити як час, протягом якого станція, працюючи з максимальною встановленою потужністю, виробила б таку ж кількість електроенергії, яку вона виробила би, працюючи по фактичному графіку навантажень. Якщо розглядати фактичний річний графік видачі виробленої потужності електростанції в електричній мережі (рис. 1.2), то площа під лінією зміни навантажень в часі протягом року відповідатиме кількості виданої в мережу за рік енергії E_p . Цій ж величині

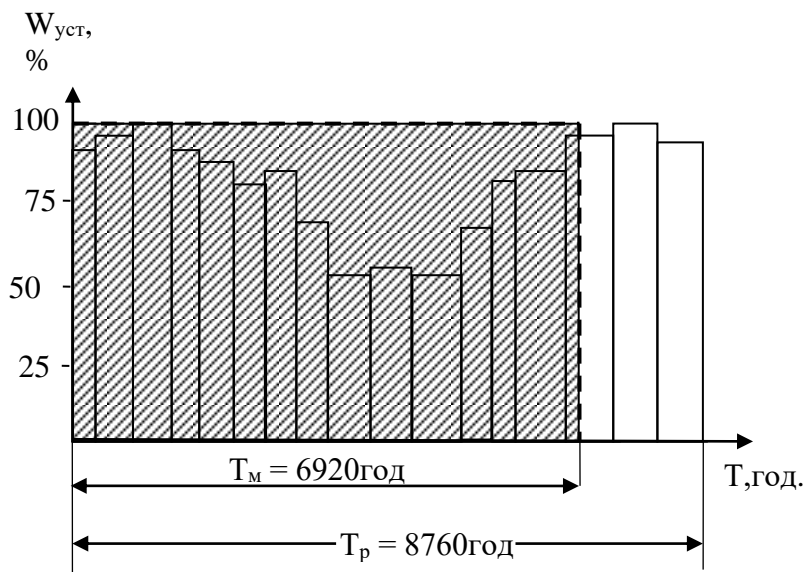


Рисунок 1.2 – Річний графік видачі потужності електростанції

дорівнює площа заштрихованого прямокутника із сторонами $100\%W_{уст}$ і T_m .

Звідси визначається коефіцієнт використання встановленої потужності станції k_B :

$$k_a = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{Q}_\delta} = \frac{\dot{A}_{\delta \dot{a} \delta \delta}}{W_{\delta \dot{a} \delta \delta} \cdot \dot{Q}_\delta} \quad (1.2)$$

Коефіцієнт використання $k_B < 1$, оскільки агрегати повинні виводитися з роботи для профілактичних оглядів, поточних і аварійних ремонтів устаткування, а також за відсутності потреби в енергії, тобто як правило протягом року мають місце простої агрегатів, що знижує коефіцієнт використання, і, відповідно, ефективність використання встановленої потужності електричних станцій.

Для теплового навантаження також застосовується показник числа годин використання максимуму теплового навантаження. Для теплового навантаження (опалювання)

$$T_{\delta i} = \frac{Q_{\delta, \delta}}{Q_{\delta, i}}, \quad \text{год.}, \quad (1.3)$$

де $Q_{т.р}$ - річний відпуск тепла на опалення, ГДж (Гкал);

$Q_{т.м}$ – максимальний годинний відпуск тепла на опалення, ГДж/год, Гкал/год.

Для промислового технологічного навантаження $T_{п.м}$, (год):

$$\dot{Q}_{i, i} = \frac{Q_{i, \delta}}{Q_{i, i}} \approx \frac{D_{i, \delta}}{D_{i, i}}, \quad (1.4)$$

де: $Q_{п.г}$ і $Q_{п.м}$ - річний відпуск тепла на промислові потреби, ГДж (Гкал) і максимальний годинний відпуск відповідно;

$D_{п.р}$ і $D_{п.м}$ – річний і максимальний годинний відпуск пари на промислові потреби.

Чим більша частка гарячого водопостачання (цілорічного споживання тепла на побутові потреби), тим вище значення показника $T_{т.м}$, тим більш економічною є робота теплофікаційної турбоустановки і ТЕЦ.

За сумарною встановленою потужністю станції розрізняють:

- станції великої потужності - встановлена потужність $W_{уст} > 1000$ МВт;
- станції середньої потужності - $W_{уст} = 100 \dots 1000$ МВт;
- станції малої потужності – встановлена потужність менше 100 МВт.

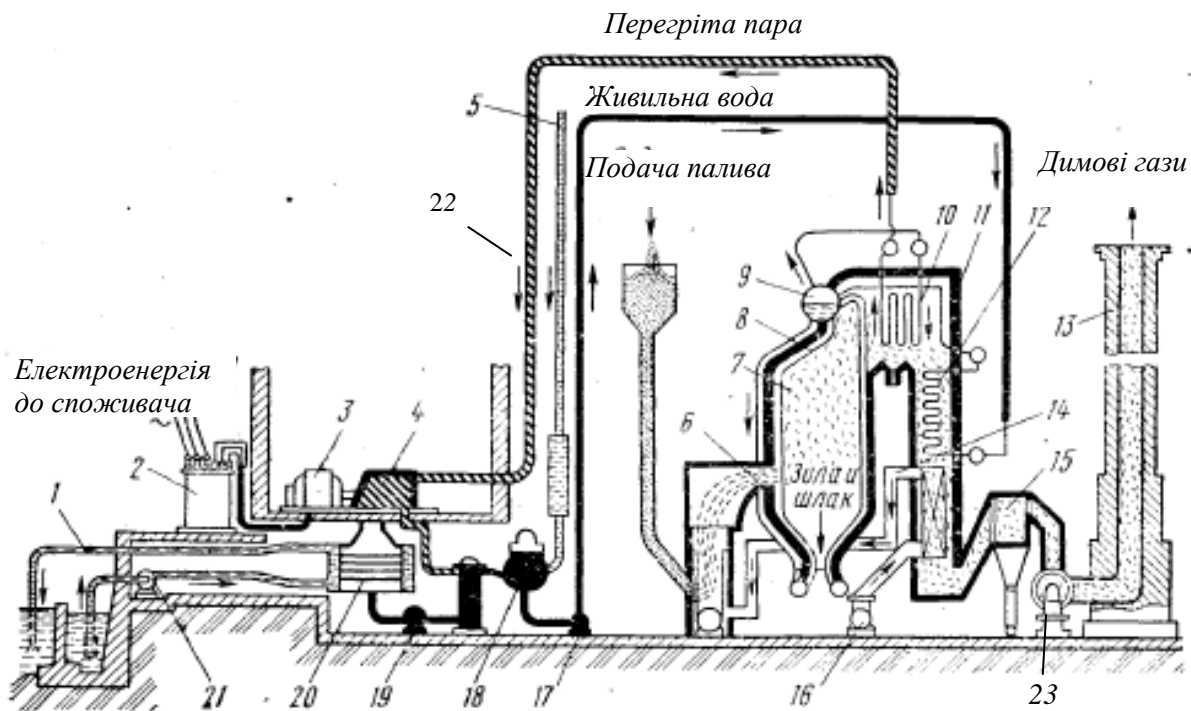
В сучасних умовах основні об'єми виробленої електроенергії припадають на станції великої потужності: АЕС і ТЕС. В Україні працюють 16 теплових електростанцій з блоком потужністю 100 МВт і більш, а також 4 атомних електростанції: Запорізька, Рівенська, Південноукраїнська та Хмельницька. Всі АЕС відносяться до категорії станцій великої потужності, їх встановлена потужність більше 1000 МВт. Запорізька атомна електростанція - найбільша АЕС в Європі, із встановленою потужністю 6000 МВт. Останніми роками станція виробляє більше 50% всієї електроенергії, що постачається атомними електростанціями України.

Серед теплових станцій України найменш потужна – Луганська ТЕС, потужність її 1475 МВт. Потужність Придніпровської ТЕС після реконструкції (демонтовані застарілі блоки 100 МВт і переходу блоків 150 та 300 МВт в режим теплофікації) знизилася з 2400 МВт до 1765 МВт. Потужність Криворізької ТЕС – 2820 МВт, Вуглегірської ТЕС – 1600 МВт (була при використанні газу 3600 МВт). На Запорізькій ТЕС, потужність якої на момент закінчення будівництва складала теж 3600 МВт, використовуються 6 блоків, при цьому один – в резерві, один в глибокій консервації, в постійній експлуатації блоки 300 МВт, які працюють на вугіллі. Всі ТЕС виконують завдання по енергозабезпеченню країни.

З викладеного можна зробити висновок, що ТЕС як в даний час, так і в майбутньому гратимуть суттєву роль в енергобалансі України і забезпеченні промисловості і населення як електричною, так і тепловою енергією. Подальший розвиток теплової енергетики спрямований на підвищення ефективності використання встановлених потужностей ТЕС і АЕС, їх модернізацію, забезпечення їх надійності і безаварійності, розширення можливостей використання нових різновидів палива, зменшення впливу на навколишнє середовище, підвищення економічності, а також маневреності.

1.3 Тепловий баланс і коефіцієнт корисної дії конденсаційних теплових електростанцій

Оцінка економічності роботи станції і ефективності використовуваних режимів роботи виконується по ряду показників. Частина цих показників служить для оцінки ефективності теплових процесів. До них відносяться: коефіцієнт корисної дії (ККД) агрегатів, окремих ланок теплової схеми, всій електростанції в цілому [2÷4]. На рисунку 1.1 представлена побудова теплової електростанції, що працює на твердому паливі (кам'яне вугілля) і на докритичних параметрах пари.



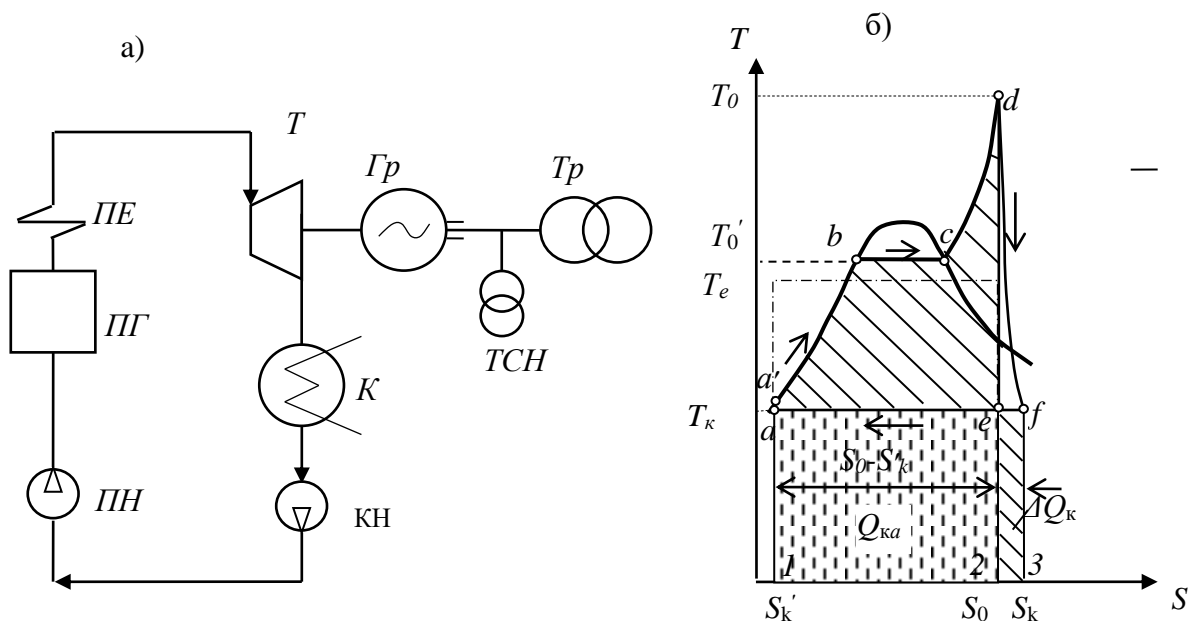
1-злив охолоджуючої води; 2-трансформатор; 3-електричний генератор; 4 - парова турбіна; 5- додаткова сира вода; 6 –пальник, 7- топка котла; 8- кип'ятильні труби; 9 – барабан; 10 –пароперегрівач; 11- паровий котел (парогенератор); 12- економайзер, 13- димова труба; 14- гаряче повітря; 15 –фільтр; 16- вентилятор; 17 –живильний насос; 18 – деаератор; 19 – конденсатний насос; 20- конденсатор; 21 – циркуляційний насос; 22 – паропровід гострої пари; 23- димосос.

Рисунок 1.3 - Компоновка теплової електричної станції

На рисунку 1.4-а – представлена спрощена принципова схема такої станції, на рисунку 1.4-б – TS - діаграма для цієї схеми. Для конденсаційної

електростанції (рис.1.3, 1.4-а) кількість теплоти $Q_{\text{сум}}$, що віддається в одиницю часу використовуваним на станції паливом, витрачається на:

- вироблення електричної потужності W_e ;
- покриття втрат потужності в генераторі ΔW_r і механічних втрат ΔW_m у турбіні;
- на тепло, що віддається при охолодженні пари в конденсаторі Q_k ;
- тепло, яке споживається на самій станції і для потреб теплофікації пристанційного житлового селища - Q_T ;
- покриття втрат тепла в системі транспортування і підготовки палива $\Delta Q_{\text{пт}}$;
- втрати в системі трубопроводів при подачі пари від парогенератора до



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_k - температура конденсації відпрацьованої пари; T_e - температура «гарячого» тіла еквівалентного циклу Карно; Q_{ka} - тепло, що відводиться в конденсаторі в ідеальному циклі; ΔQ_k - додаткові витрати теплоти в реальному циклі.

Рисунок 1.4, а) - спрощена схема блокової теплової конденсаційної станції; б) - TS- діаграма теплового циклу теплоенергетичної установки, що працює з докритичними параметрами пари.

турбіни $\Delta Q_{\text{тр}}$;

Таким чином рівняння теплового балансу матиме вигляд:

$$Q_{\text{сум}} = W_e + \Delta W_{\Gamma} + \Delta W_m + Q_k + Q_T + \Delta Q_{\text{ст}} + \Delta Q_{\text{тр}} + \Delta Q_{\text{пг}} \quad (1.5)$$

При розгляді теплового балансу пароводяного циклу блоку величини $\Delta Q_{\text{ст}}$ и Q_T можуть не враховуватися.

Внутрішня корисно використовувана потужність турбіни W_i має бути достатньою для вироблення необхідної електричної потужності W_e , покриття механічних втрат в самій турбіні ΔW_m і електричних втрат в генераторі ΔW_{Γ} , тобто:

$$W_i = W_e + \Delta W_{\Gamma} + \Delta W_m \quad (1.6)$$

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

$$Q_{\text{ту}} = W_i + Q_k \quad (1.7)$$

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

$$Q_{\text{пг}} = Q_{\text{ту}} + \Delta Q_{\text{тр}} \quad (1.8)$$

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

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{пг}} + \Delta Q_{\text{пг}} \quad (1.9)$$

Втрати в парогенераторі $\Delta Q_{\text{пг}}$ обумовлені в основному винесенням теплоти з відхідними газами, хімічним і механічним недоспалюванням палива, забрудненнями поверхонь нагріву, розсіянням тепла в довкілля і деякими іншими причинами.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) *брutto* станції або окремого блоку

визначається або відношенням виробленої за рік електроенергії $\dot{A}_{\text{аєд}}$ (кВт·год) до кількості отриманого при спалюванні палива тепла $Q_{\text{сум}}^{\text{D}}$ (у тих же одиницях виміру):

$$\eta_{\text{нò}}^{\text{аđ.đ}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{D}}}{Q_{\text{сум}}^{\text{D}}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{D}}}{B^{\text{P}} Q_{\text{н}}^{\text{P}}}, \quad (1.10)$$

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

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{бр.}} = \frac{W_{\text{г}}}{Q_{\text{сум.}}}, \quad (1.10\text{a})$$

де B^{P} - річна витрата палива, кг;

$Q_{\text{н}}^{\text{P}}$ - розрахункова теплота згорання палива, кДж/кг.

ККД *нетто* визначається відношенням кількості відпущеної за рік з шин станції енергії $E_{\text{відп.}}^{\text{D}}$ до теплоти витраченого палива, також приведеним до однакових одиниць вимірювання:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{н.р.}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{D}}}{Q_{\text{сум}}^{\text{D}}} = \frac{E_{\text{відп}}^{\text{D}}}{B^{\text{P}} Q_{\text{н}}^{\text{P}}} \quad (1.11)$$

У відпущену енергію не входить споживання на власні потреби станції:

$$E_{\text{відп.}}^{\text{D}} = E_{\text{вир.}}^{\text{D}} - E_{\text{сн р.}} = W_{\text{сн}} T_{\text{год}} k_{\text{в}} \quad (1.12)$$

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

$T_{\text{год}} = 8760$ год. – кількість годин на рік;

$k_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання встановленої потужності, визначається відповідно до (1.2).

Відповідно, ККД турбоустановки визначається відношенням електричної потужності, що виробляється турбоустановкою, до кількості теплоти, яку споживає установка в одиницю часу для вироблення цієї потужності.

Кількість теплоти, що підводиться до турбоустановки в одиницю часу, визначається за формулою

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{T}}(i_0 - i'_{\hat{e}}), \quad (1.13)$$

Відповідно, з урахуванням (1.13)

$$\eta_{\text{ту}} = \frac{W_{\text{T}}}{Q_{\text{ту}}} = \frac{W_{\hat{a}}}{D_{\hat{o}}(i_0 - i'_{\hat{e}})} \quad (1.14)$$

Аналогічно: ККД парогенератора

$$\eta_{\text{пг}} = Q_{\text{пг}} / Q_{\text{сум}} = \frac{D_{\text{пг}}(i_{\text{пе}} - i_{\text{жв}})}{BQ_{\text{H}}^{\text{p}}} \quad (1.15)$$

ККД системи паропроводів

$$\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{ту}} / Q_{\text{пг}} = \frac{D_{\hat{o}}(i_0 - i'_{\hat{e}})}{D_{\hat{i}\hat{a}}(i_{\text{те}} - i_{\text{т}\hat{a}})} = \frac{(i_0 - i'_{\hat{e}})}{(i_{\text{те}} - i_{\text{т}\hat{a}})} \quad (1.16)$$

В формулах (1.13) ÷ (1.16):

D_{T} - витрата пари через турбіну, кг/с;

$D_{\text{пг}}$ - парове навантаження котельного агрегату, кг/с; для спрощення можливо приймати, що $D_{\text{T}} = D_{\text{пг}}$, оскільки втрати пари на витоки в паропроводі котел - турбіна мінімальні (менші за 0,01%);

i_0 - ентальпія гострої пари (пари на вході в турбіну перед стопорним клапаном), кДж/кг;

$i_{\text{пе}}$ – ентальпія пари на виході з пароперегрівача котельного агрегату; $i_{\text{пе}} \approx i_0$, кДж/кг;

$i'_{\hat{e}}$ - ентальпія конденсату на виході з конденсатора, кДж/кг;

$i_{\text{т}\hat{a}}$ - ентальпія живильної води на вході у водяний економайзер котла, кДж/кг.

З урахуванням вищевказаних спрощень (1-14) – (1.16) визначається загальний ККД енергоблоку:

$$\eta_{\text{бл}} = \frac{W_{\Gamma}}{Q_{\text{сум.}}} = \frac{Q_{\text{пг.}}}{Q_{\text{сум.}}} \cdot \frac{Q_{\text{ту.}}}{Q_{\text{пг.}}} \cdot \frac{W_{\Gamma}}{Q_{\text{ту.}}} = \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{ту}} \quad (1.17)$$

У (1.17) найменшою величиною є $\eta_{\text{ту}}$ – ККД турбоустановки. Причиною цього є значні витрати теплоти за рахунок відведення її з конденсатора в навколишнє середовище охолоджувачем пари (охолоджуючою водою). На КЕС ці втрати складають приблизно 45–50%. (Площа 1-а-е-f-3-2-1 на рисунку 1.4-б). Решта втрат значно менша: втрати тепла в парогенераторі $\Delta Q_{\text{пг}}$ складають 6÷12% ; втрати теплоти в паропроводі $\Delta Q_{\text{тр}}$ менші за 0,1%, тому вважається, що ентальпія пари на виході з пароперегрівача $i_{\text{пе}}$ дорівнює ентальпія пари на вході в турбіну i_0 , тобто $i_{\text{пе}} = i_0$.

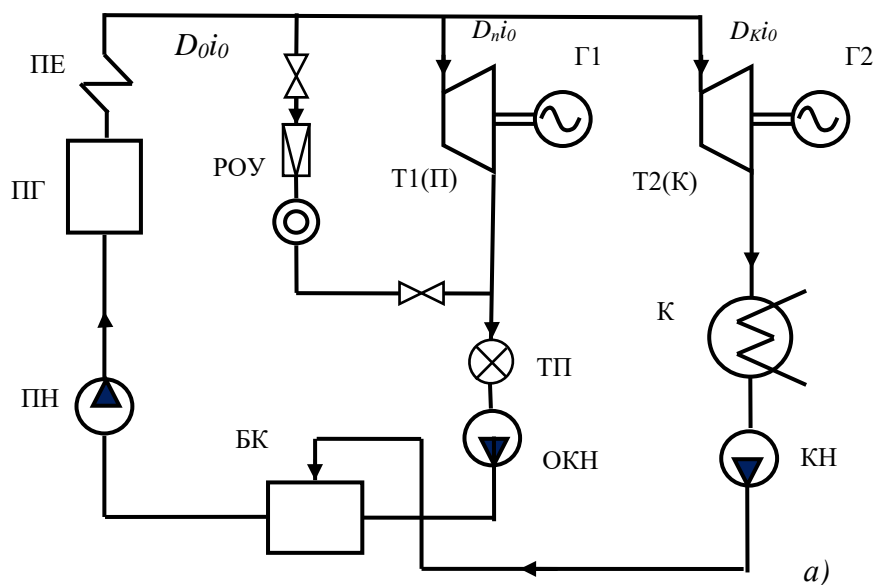
1.4 Основні енергетичні показники ТЕЦ

Для теплоелектроцентралей (ТЕЦ) характерним є одночасне (сумісне) виробництво електроенергії і теплоти. (рис.1.5). При визначенні ККД ТЕЦ в чисельнику (1.17) необхідно також враховувати кількість теплоти, яка відпускається станцією на потреби теплофікації, а у разі промислової ТЕЦ (ПТЕЦ) – і на виробничі потреби:

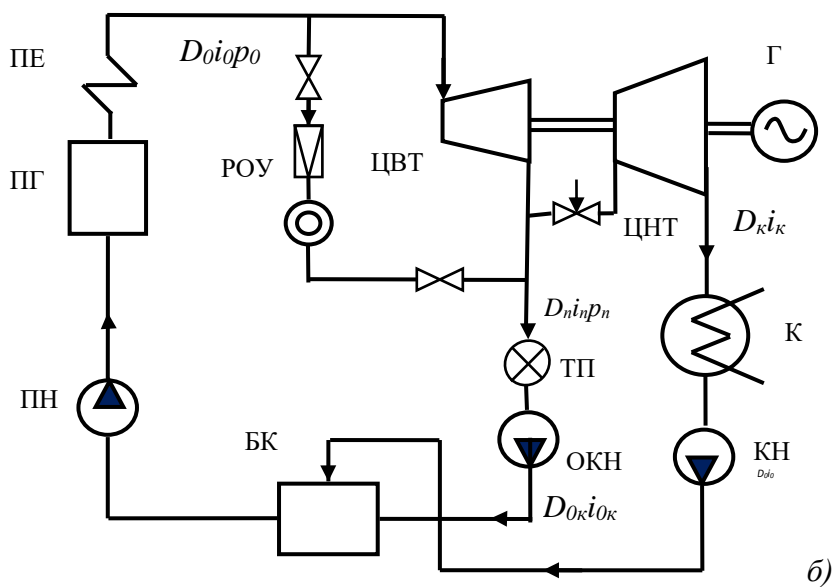
$$\eta_{\text{ст}}^{\text{ТЕЦ}} = \frac{W_{\Gamma} + \Sigma Q_{\text{відп.}}}{Q_{\text{сум.ст}}} = \frac{W_{\Gamma} + \Sigma Q_{\text{відп.}}}{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (1.18\text{а})$$

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

На ТЕЦ застосовуються турбіни двох основних видів:



$D_{n\kappa i n e}$



$T\Pi$ – тепловий споживач, OKH – насос зворотного конденсату від теплового споживача, $БК$ – бак конденсату, POY – редукційно-охолоджувальна установка, K – конденсатор.

Рисунок 1.5 - Спрощені схеми ТЕЦ: *a* – з турбіною з протитиском $T(\Pi)$ і паралельною конденсаційною турбіною $T(K)$; *б* – з відборами та конденсацією пари $T(KO)$.

- 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 конденсатор 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:

$$W_{\Gamma} = W_{\text{те}} = D_{\Gamma} (i_0 - i_k) \eta_{\text{м}} \eta_{\Gamma} \quad (1.19)$$

де $W_{\Gamma} = W_{\text{те}}$ - електрична потужність турбоустановки, кВт;

D_{Γ} – витрата пари на зовнішнього споживача, кг/с;

i_0 - ентальпія пари перед турбіною, кДж/кг;

i_k - ентальпія пари після її розширення в турбіні в дійсному процесі, кДж/кг.

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

$$Q_{\Gamma}^{\text{о вн}} = Q_{\Gamma} \eta_{\Gamma} = D_{\Gamma} (i_{\Gamma} - i_{\text{ок}}^{\text{в}}) \eta_{\Gamma} \quad (1.20)$$

де Q_{Γ} - витрати тепла на зовнішнього споживача з урахуванням тепловтрат в теплообмінниках ТЕЦ:

$$Q_{\Gamma} = D_{\Gamma} (i_{\Gamma} - i_{\text{ок}}^{\text{в}}) ; \quad (1.21)$$

η_{Γ} – ККД устаткування теплофікації ТЕЦ (теплообмінники, трубопроводи з арматурою, устаткування підготовки води для поповнення конденсату при його неповерненні та інше), який враховує втрати тепла у цьому устаткуванні. Для сучасних станцій $\eta_{\Gamma} \approx 0,97-0,99$;

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

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

Підставивши D_T з (1.20) в (1.19), отримаємо взаємозв'язок між електричною потужністю, яка виробляється, і відпуском теплоти споживачеві:

$$W_{\Gamma} = W_{Te} = \frac{(i_0 - i_K) \cdot \eta_M \cdot \eta_T}{i_T - i_{ок}^B} \cdot Q_T = \frac{H_i}{q_T} \cdot \eta_M \cdot \eta_T \cdot Q_T \quad (1.19a)$$

де $H_i = i_i - i_e$ - теплоперепад робочого тіла (пари) в дійсному процесі розширення пари в турбіні, кДж/кг;

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

З (1.19a) витікає, що електрична потужність, яка 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, кДж/с (кВт):

$$Q_{Ty} = D_T(i_0 - i_{ок}^B) = D_T(i_0 - i_T) + D_T(i_T - i_{ок}^B) = W_i + Q_T, \quad (1.22)$$

де $W_i = W_{\Gamma} + \Delta W_M + \Delta W_T$ - внутрішня потужність турбіни, кВт, (аналогічно формулі 1.7), що витрачається на вироблення електричної потужності і покриття втрат в турбіні і генераторі;

Q_T - тепло, яке видається споживачеві теплового навантаження, кВт.

З порівняння (1.7) і (1.22) витікає, на ТЕЦ з турбінами з протитиском практично все підведене тепло використовується корисно, оскільки відсутній відбір тепла в конденсаторі.

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

$$e^T = W_{\text{те}} / Q_T = \frac{i_0 - i_{\text{к}}}{i_{\text{т}} - i_{\text{ок}}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = \frac{H_i}{q_T} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \quad (1.23)$$

Показник e^T може бути виражене в кВт·год/ГДж, якщо береться до уваги енергетичний виробіток за одну годину:

$$e^T = \frac{10^3}{3,6} \cdot \frac{i_0 - i_{\text{к}}}{i_{\text{т}} - i_{\text{ок}}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = \frac{H_i}{q_T} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \quad (1.23a)$$

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

1.5 Показники економічності роботи турбоагрегату

1.5.1 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 $a-a'-b-c-d-e$ на рис 1.4 - 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 б для виконання роботи, тобто:

$$W_a = Q_1 - Q_2 = D_\delta(i_0 - i_{ks}) = D_\delta H_a \quad (1.24)$$

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 $H_a = i_0 - i_{ks}$ можна визначити з iS – діаграми.

Дійсною внутрішньою потужністю турбіни W_i , як було вказано в розділі 1.3, називають потужність, яку повинна розвинути турбіна для забезпечення необхідної потужності генератора і покриття втрат в турбоагрегаті - (1.6). Вона визначається дійсним теплоперепадом H_i в турбіні, при цьому

$$W_i = D_T(i_0 - i_k) = D_T H_i \quad (1.25)$$

де i_k - ентальпія пари на виході з турбіни після виконання реальної роботи розширення, кДж/кг, якій відповідає ділянка $d-f$ на рисунку 1.4-б.

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

Економічність роботи безпосередньо турбоагрегату визначають декілька видів ККД.

1.5.2 Абсолютний ККД ідеальної турбоустановки

Відношення теплоти, яка могла б бути перетворена на роботу в одиницю часу у середині турбіни при адіабатному процесі розширення в ній пари, до тепла Q_1 , переданого робочому тілу в парогенераторі, називається абсолютним ККД ідеальної турбоустановки:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{(i_0 - i_{\text{æâ}}) - (i_{\text{ks}} - i'_{\hat{e}})}{(i_0 - i_{\text{æâ}})} = \frac{(i_0 - i_{\text{ks}}) - (i_{\text{æâ}} - i'_{\hat{e}})}{(i_0 - i'_{\hat{e}}) - (i_{\text{æâ}} - i'_{\hat{e}})} \quad (1.26)$$

де $Q_2 = (i_{\text{ks}} - i'_{\hat{e}})$ - теплота, що відводиться в конденсаторі при ідеальному процесі;

$i_{\text{æâ}} - i'_{\hat{e}} = Q_a^{\text{жсн}}$ - адиабатна робота живильного насоса (відповідає ділянці $a-a'$ на рис. 1.4-б) за відсутності регенеративного підігріву конденсату.

Оскільки частка роботи живильного насоса складає приблизно 3-4% від загальної роботи, що має місце в пароводяному циклі, її можна не враховувати. Тоді абсолютний термічний ККД ідеальної турбоустановки з (1.26) приймає вигляд:

$$\eta_t \approx \frac{W_{\hat{a}}}{Q_1} = \frac{i_0 - i_{\text{ks}}}{i_0 - i'_{\hat{e}}} = \frac{H_{\hat{a}}}{i_0 - i'_{\hat{e}}} \quad (1.26a)$$

де $q_1 = i_0 - i'_{\text{k}}$ - кількість теплоти, яка витрачається турбіною без урахування роботи живильного насоса, кДж/кг. Витрати енергії на роботу живильних насосів відносяться до споживання енергії на власні потреби станції.

Якщо розширення пари в турбіні закінчується в області вологої пари, то H_a можна визначити по формулі (рис.1.4-б):

$$H_a = i_0 - i'_{\hat{e}} - T_{\text{к}}(S_0 - S'_{\hat{e}}) \quad (1.27)$$

де $T_{\text{к}}$ - температура конденсації;

S_0 и $S'_{\hat{e}}$ - відповідно ентропія гострої пари і ентропія конденсату.

Тоді, підставивши (1.27) в (1.26а), отримаємо ККД ідеального циклу при його завершенні в області вологої пари

$$\eta_t = \frac{i_0 - i'_{\hat{e}} - T_{\hat{e}}(S_0 - S'_{\hat{e}})}{i_0 - i'_{\hat{e}}} = 1 - \frac{T_{\hat{e}}(S_0 - S'_{\hat{e}})}{i_0 - i'_{\hat{e}}} \quad (1.26б)$$

1.5.3 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_k більше в порівнянні з ідеальним адіабатним процесом. Ця зміна по відношенню до ідеального процесу враховується внутрішнім відносним ККД турбіни η_{oi} , який визначається як відношення дійсної внутрішньої потужності турбіни W_i до потужності W_a в ідеальному процесі.

$$\eta_{oi} = \frac{W_i}{W_a} = \frac{H_i}{H_a} = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - i_{ks}} \quad (1.28)$$

Для сучасних парових турбін η_{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 досконалість процесу розширення в ній пари і, відповідно, досконалість турбіни. Ця величина дається в паспортних даних на агрегат.

1.5.4 Абсолютний внутрішній ККД турбоустановки

Відношення тепла, перетвореного в дійсну роботу у середині турбіни, до тепла, переданого робочому тілу в парогенераторі, називається абсолютним внутрішнім ККД турбіни

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{\text{ту}}} = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - i_k'} = \frac{H_i}{i_0 - i_k'} \quad (1.29)$$

З урахуванням (1.28) і (1.26а), отримаємо зв'язок абсолютного внутрішнього ККД з ККД ідеальної паротурбінної установки і її внутрішнім відносним ККД:

$$\eta_i = \frac{H_i}{i_0 - i_k'} = \frac{H_a \cdot \eta_{0i}}{i_0 - i_k'} = \eta_t \cdot \eta_{0i} \quad (1.29a)$$

1.5.5 Механічний ККД турбіни

Потужність турбіни на муфті, що з'єднує 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 ΔW_Γ :

$$W_e = W_\Gamma + \Delta W_\Gamma. \quad (1.30)$$

Згідно (1.2)

$$W_e = W_i - \Delta W_M$$

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

$$\eta_{\text{MT}} = W_e / W_i \quad (1.31)$$

де ΔW_M - механічні втрати в самій турбіні. Для сучасних турбін $\eta_{\text{MT}} \approx 0,98 \dots 0,99$.

1.5.6 Відносний ефективний ККД турбоустановки

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

$$\eta_{oe} = \frac{W_e}{W_a} = \frac{W_e}{W_i} \cdot \frac{W_i}{W_a} = \eta_{\text{MT}} \cdot \eta_{oi} \quad (1.32)$$

1.5.7 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:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{\text{ту}}} = \frac{W_i \cdot \eta_{\text{MT}}}{D_{\text{T}}(i_0 - i'_k)} = \frac{D_{\text{T}}(i_0 - i_k)}{D_{\text{T}}(i_0 - i'_k)} \cdot \eta_{\text{MT}} = \eta_i \cdot \eta_{\text{MT}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \eta_{\text{MT}} = \eta_t \cdot \eta_{oe} \quad (1.33)$$

1.5.8 ККД електричного генератора

Відношення електричної потужності, що видається в мережу з вихідних шин генератора, до ефективної потужності турбіни, яка знімається з муфти з'єднання валів турбіни і генератора, називається ККД електричного генератора, позначається $\eta_{\text{ег}}$. Коефіцієнт відображає наявність внутрішніх механічних та електричних втрат в електричному генераторі:

$$\eta_{\text{ег}} = \frac{W_{\Gamma}}{W_e} = \frac{W_e - \Delta W_{\Gamma}}{W_e} \quad (1.34)$$

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

1.5.9 Відносний електричний ККД

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

$$\eta_{\text{ог}} = \frac{W_{\Gamma}}{W_a} = \frac{W_e}{W_a} \cdot \frac{W_{\Gamma}}{W_e} = \eta_{oe} \cdot \eta_{\text{ег}} = \frac{W_i}{W_a} \cdot \frac{W_e}{W_i} \cdot \frac{W_{\Gamma}}{W_e} = \eta_{oi} \eta_{\text{MT}} \eta_{\text{ег}} \quad (1.35)$$

1.5.10 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 $\eta_{\text{етг}}$.

Використавши (1.17) і виконавши перетворення, аналогічні (1.33) і (1.35), отримаємо:

$$\eta_{\text{ег}} = \frac{W_{\Gamma}}{Q_{\text{ту}}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{i\delta} \cdot \eta_{\text{аа}} = \eta_t \cdot \eta_{\text{ог}} \quad (1.36)$$

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

$$W_{\text{те}} = D_{\delta} (i_0 - i'_e) \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{i\delta} \cdot \eta_{\text{аа}} \quad (1.37)$$

Звідки

$$D_{\Gamma} = \frac{W_{\text{аа}}}{(i_0 - i'_e) \eta_t \eta_{i\delta} \eta_{\text{аа}}} = \frac{W_{\text{аа}}}{(i_0 - i'_e) \eta_{i\delta} \eta_{\text{аа}}} = \frac{W_{\text{аа}}}{H_i \eta_{i\delta} \eta_{\text{аа}}} \quad (1.38)$$

Кількість тепла, що підведена в циклі до 1 кг маси пари, визначається інтегралом, узятим в межах зміни ентропії від $S_1 = S'_k$ до $S_2 = S_0$ (рис.1.4-б):

$$q_1 = \int_{S_1}^{S_2} T dS = T_e (S_2 - S_1) \quad (1.39)$$

де T_e – еквівалентна температура циклу, може визначатися з умови рівності ККД циклу Ренкіна і циклу Карно:

$$\eta_t = \eta_{\hat{e}} = 1 - \frac{T_k}{T_e}, \quad \text{звідки} \quad T_e = \frac{T_k}{1 - \eta_t} \quad (1.40)$$

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

Зведена класифікація ККД і потужностей, розглянутих в першому розділі, представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Співвідношення ККД і потужностей турбоагрегату

№	Найменування ККД	Відносний ККД	Абсолютний ККД	Потужність
1	Ідеальної турбіни	1	$\eta_t = H_a / (i_0 - i'_k)$	$W_a = D_T \cdot H_a$
2	Внутрішній	$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_a}$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$W_i = W_a \eta_{oi} = D_T \cdot H_i$
3	Ефективний	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_{MT}$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$	$W_e = W_a \eta_{oe}$
4	Електричний	$\eta_{oГ} = \eta_{oi} \eta_{MT} \eta_{eГ}$	$\eta_{eГ} = \eta_t \eta_{oГ}$	$W_{Г} = W_a \eta_{oГ}$
5	Механічний турбіни		$\eta_{MT} = W_e / W_i$	
6	Електромеханічний генератора		$\eta_{eГ} = W_{Г} / W_e$	

1.5 Приклад розрахунку показників турбоагрегату

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_k , температура пари на вході в конденсатор відповідає температурі насичення при тиску p_k . Турбіна працює без відборів пари для регенеративного підігріву конденсату.

Внутрішній відносний ККД турбоагрегата η_{oi} .

Річний коефіцієнт використання встановленої потужності k_e .

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

Визначити:

- ККД бруто і ККД нетто станції з урахуванням річного вироблення електроенергії і її відпущення споживачам з шин станції;
- витрати палива на виробництво 1 кВт·год електроенергії і годинну витрату пари, вважаючи, що станція працює без регенеративного підігріву конденсату;
- абсолютні внутрішній, електричний і ефективний ККД турбоустановки станції;
- відносний електричний і відносний ефективний ККД;
- кількість умовного палива, що витрачається на вироблення 1 кВт·год електричної енергії при питомій теплоті згорання Q_H^p 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 (1.39), (1.40)).

Пояснення

По заданих втратах потужності і теплоти розрахувати ККД елементів теплової схеми. За формулою (1.38) визначити витрати 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, а також потрібну кількість палива в тоннах умовного палива (т.у.п.). 1кг умовного палива має теплоту згорання $Q_{н.п}^p = 29300$ кДж/кг. Перерахувати в т у.п. за формулою

$$B_{\text{у.п.}} = \frac{B_{\text{нат}} Q_{н.нат}^p}{Q_{н.у.п.}^p \cdot 10^3}, \text{ Т}$$

$B_{\text{нат}}$ - витрати палива з заданою $Q_{н.п}^p$, кг.

Визначити кількість виробленої за рік енергії з урахуванням k_B і відпущеної споживачам з шин станції $E_{\text{відп.}}^p$ (1.8) і ККД станції:

$$E_{\text{вир}}^p = k_B W_{\Gamma} n T_p,$$

де $T_p = 8760$ год. – річна кількість годин, n - кількість блоків на станції.

Таблиця 1.2 - Вихідні дані

№ пп	Назва параметра	Позначення параметра	Числове значення	
1	Потужність турбіни (генератора), МВт	W_{Γ}	100	
2	Гостра пара, тиск, МПа	p_0	13	
3	Гостра пара, температура, °С	t_0	535	
4	Тиск на виході з турбіни, кПа	p_k	2,6	
5	Кількість блоків на станції	n	4	
6	Внутрішній відносний ККД	η_{oi}	0,88	
7	Втрати:	теплоти в парогенераторі %	$\Delta Q_{\text{пг}}$	8,9
		те ж в паропроводі %	$\Delta Q_{\text{тп}}$	0,01
		механічні в турбіні %	$\Delta W_{\text{мт}}$	1,05
		механічні і електричні в генераторі %	ΔW_{Γ}	0,98
		пара в ущільненнях, в долях D_T	α_y	0,0028
		на власні потреби блоку, %	$\Delta W_{\text{сн}}$	8,2

Продовження таблиці 1.2

8	Річний коефіцієнт використання встановленої потужності	k_B	0,82
9	Теплота згорання палива, кДж/кг К	Q_H^p	21300

По таблиці III [18] визначаємо параметри пари на вході в турбіну, по таблиці II [18] - 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 [18, 2] .

Отримані значення параметрів подані в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Параметри пари і води пароводяного циклу

Ентальпія гострої пари, кДж/кг	i_0	3430,2
Ентальпія живильної води, кДж/кг	$i_{жв}$	763,1
Ентальпія відпрацьованої пари в реальному процесі, кДж/кг	i_k	2540,9
Ентальпія конденсату на виході з конденсатора, кДж/кг	i_k'	91,12
Температура конденсації при заданому тиску в конденсаторі, °С	t_k	21,735
Ентальпія відпрацьованої пари в ідеальному процесі з (1.28), кДж/кг	$i_{кs}$	2419,632

Примітка. Ентальпія гострої пари знайдена з таблиці III [1] методом інтерполяції. Можна скористатися діаграмами властивостей води і водяної пари.

1. Внутрішня корисна потужність турбіни

$$W_i = W_T + \Delta W_{MT} + \Delta W_T = 100 + 100[(1,05 + 0,98)/100] = 102,03 \text{ МВт}$$

2. Ефективна потужність на валу турбіни

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

3. Визначення кількості теплоти, споживаної турбіною. Відповідно до (1.7)

$$Q_{Ty} = W_i + Q_k$$

де Q_k - кількість теплоти, що віддається в конденсаторі охолоджуючій воді, кВт.

4. Визначення кількості теплоти, що віддається в конденсаторі

1) Q_k 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, тобто

$$Q_k = q_k \cdot D_k, \quad (1.41)$$

де: q_k - кількість теплоти, що віддається в конденсаторі 1 кг пари, кДж/кг;
 D_k – кількість пари, що проходить через конденсатор в одиницю часу (кг/с).

$$q_k = (i_k - i_k') \cdot \alpha_k$$

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

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

2) Кількість пари, що споживається турбіною в конденсаційному режимі за відсутністю відборів, визначається по (1.38):

$$D_0 = \frac{W_{\text{те}}}{(i_0 - i_k) \eta_{\text{MT}} \eta_{\Gamma}} = \frac{W_{\Gamma}}{(i_0 - i_k) \eta_{\text{MT}} \eta_{\Gamma}} = \frac{W_i}{(i_0 - i_k)}$$

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

Підставивши в (1.41), отримаємо кількість теплоти, що віддається в конденсаторі за 1 с.:

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

Відповідно до (1.7) кількість теплоти, яка споживається турбіною:

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

5. Витрата пари в турбіні з врахуванням втрат пари в ущільненнях турбіни:

$$D_T = D_0(1+0,0028) = 115,05193 \text{ кг/с або } 414,1869587 \text{ т/год.}$$

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

$$Q_{\text{пг}} = i_0 \cdot D_T + \Delta Q_{\text{тр}} = i_0 \cdot D_T(1+0,01/100) = 394690,6056 \text{ кДж/с} = 394,69 \text{ МДж/с}$$

7. Сумарна кількість теплоти, споживана парогенератором за 1 секунду при спалюванні палива:

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

8. Маса палива, потрібного для одержання такої кількості теплоти:

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

9. ККД блока:

9.1 ККД – брутто
$$\eta_{\text{ол}}^{\text{брутто}} = \frac{W_{\text{г}}}{Q_{\text{сум}}} = \frac{100}{429,8174} = 0,233$$

9.2 ККД – нетто
$$\eta_{\text{ае}}^{\text{нетто}} = \frac{W_{\text{а}} - W_{\text{сг}}}{Q_{\text{пг}}} = \frac{100(1-0,082)}{429,8174} = 0,2136$$

10 Річне вироблення електроенергії станцією, кВт·год:

$$E_{\text{вир}}^{\text{р}} = W_{\text{г}} k_{\text{в}} n T_{\text{р}} = 100 \cdot 0,82 \cdot 4 \cdot 8760 = 2\,873\,280\,000$$

11 Річний відпуск електроенергії з шин станції, кВт·год:

$$E_{\text{ае}}^{\text{р}} = A_{\text{ае}}^{\text{р}} - \Delta W_{\text{пг}} = 2\,873\,280\,000 \cdot (1-0,082) = 2\,637\,671\,040$$

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

$$Q_{\text{сум}}^{\text{р}} = Q_{\text{сум}} \cdot T_{\text{р}} \cdot k_{\text{у}} \cdot 10^{-3} = 429,82 \cdot 8760 \cdot 3600 \cdot 0,82 \cdot 10^{-3} = 44\,459\,487,64$$

13 Річна витрата палива при заданій теплоті згорання:

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

14 Річна витрата умовного палива, т:

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

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

$$b = B_{\text{ст.у.п.}}^p / E_{\text{відп.}}^p = 1517389 \cdot 10^6 / 2814377760 = 528,103 \text{ г/кВт·год.}$$

16 Абсолютний внутрішній ККД відповідно до (1.29):

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{\text{ту}}} = \frac{i_0 - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} = 102,03 / 383,095 = 0,26633$$

17 Термічний ККД ідеальною турбоустановки:

$$\eta_t = \frac{H_a}{Q_{\text{ту}}} = \frac{i_0 - i_{\text{кС}}}{i_0 - i_{\text{к}}} = \frac{3430,2 - 2419,632}{3430,2 - 91,12} = 0,30265$$

Перевірка: відповідно до таблиці 1.1 і (1.29а)

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi} = 0,30265 \cdot 0,88 = 0,26633$$

18 Відносний ефективний ККД відповідно до (1.32)

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_{\text{мт}} = \eta_{oi} \cdot \frac{W_e}{W_i}; \quad \eta_{oe} = 0,88 \cdot \frac{100,98}{102,03} = 0,9897$$

Аналогічно по (1.32) – (1.36) і таблиці 1.1 визначаються інші коефіцієнти.

Питання до розділу

1. Які енергетичні показники характеризують роботу паротурбінної установки?
2. Як зміниться ККД станції при спільному виробництві теплової і електричної енергії?
3. Як зв'язані електрична потужність генератора і витрата пари через турбіну?
4. Як визначається коефіцієнт використання встановленої потужності?
5. У чому різниця між КЕС і ТЕЦ?
6. Яким вимогам повинні відповідати паропроводи ТЕС?
7. Чим обумовлені втрати теплоти на ТЕС? Як можна їм запобігти або скоротити?
8. Що характеризує внутрішній відносний ККД турбіни?
9. Як зв'язані коефіцієнт використання встановленої потужності станції і добові графіки навантажень?
10. Витрати умовного палива на 1 кВт г

2 ПРОМІЖНИЙ ПЕРЕГРІВ ПАРИ І РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ПІДГРІВ КОНДЕНСАТУ

2.1 Проміжний перегрів пари

2.1.1 Проміжний перегрів пари на конденсаційних електростанціях

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 турбіни [3-5].

Використання проміжного перегріву дозволяє підвищити не лише надійність турбіни, але й збільшити її ККД. На проміжний перегрів спрямовується пара, яка відпрацювала в перших ступенях турбіни, – в циліндрі високого тиску (ЦВТ). 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 паропроводи. Схема простого одноступінчатого перегріву пари представлена на рисунку 2.1, на рисунку 2.2 представлена TS - діаграма такого циклу.

Відповідно до (1.26) ККД циклу Ренкіна

$$\eta_t = \frac{W_{\dot{e}}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{\dot{e}}}{Q_1},$$

де $W_{\dot{e}}$ - корисна робота;

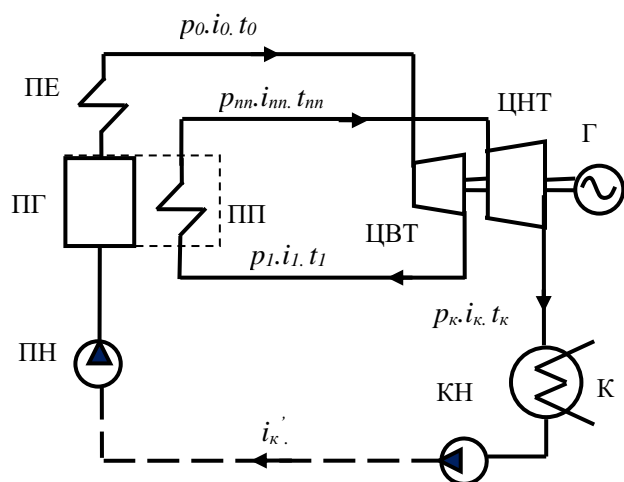
Q_k – тепло, що відводиться в конденсаторі за відсутності регенерації.

$$Q_k = D_T \cdot (i_k - i_k').$$

Виразивши різницю ентальпій через різницю ентропій на початку та кінці циклу (рис.2.2), а кількість підведеного тепла Q_1 через різницю ентальпій гострої пари і конденсату $Q_1 = D_T \cdot (i_0 - i_k')$, отримаємо наступний вираз для ККД циклу Ренкіна:

$$\eta_{t \text{ Рен}} = 1 - \frac{\dot{Q}_e \cdot (S_0 - S_k)}{(i_0 - i'_k)}, \quad (2.1)$$

З (2.1) витікає, що на ККД істотно впливають початкові і кінцеві параметри пари: чим вище S_0 і i_0 і чим нижче T_k і i'_k , тим вище ККД циклу. Залежність ККД циклу Ренкина від початкових параметрів пари представлена на рисунку 2.4.



ПН – живильний насос, ПГ – парогенератор, ПЕ – перегрівач; ПП – проміжний пароперегрівач, ЦВТ – циліндр високого тиску турбіни; ЦНТ – циліндр низького тиску, К – конденсатор, КН – конденсатний насос.

Рисунок 2.1 - Схема теплоенергетичної установки з проміжним перегрівом пари.

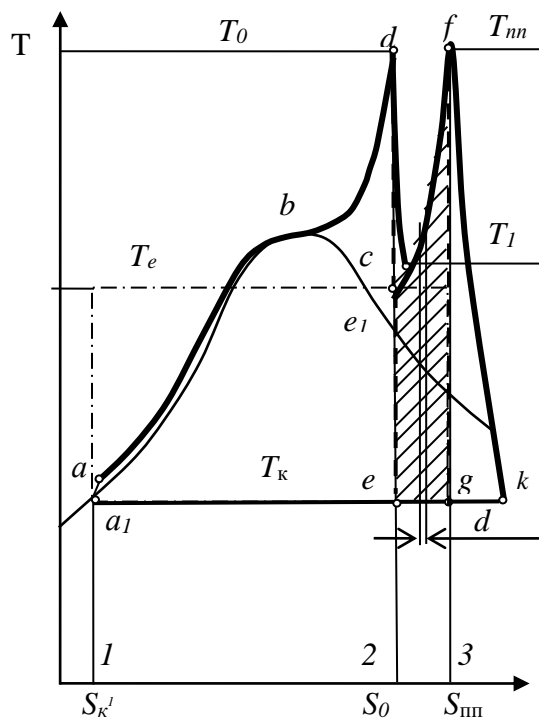


Рисунок 2.2 - Тепловий цикл блокової установки, працюючої на надкритичних параметрах пари, з проміжним його перегрівом.

Для циклу з проміжним перегрівом пари корисна робота виконується як за рахунок первинний підведеної до робочого тіла теплоти, так і за рахунок тепла, отриманого при проміжному перегріві. Якщо вважати, що при промперегріві пар нагрівається до температури $t_{пн}$, маючи при цьому ентальпію $i_{пн}$, то термічний ККД циклу можна записати в наступному вигляді:

$$\eta_t^{пн} = \frac{\sum W_a}{Q_{подв}} = \frac{W_{a0} + W_{aпн}}{Q_0 + Q_{пн}} = \frac{D_T [(i_0 - i_{T1}) + (i_{пн} - i_{ks})]}{D_T [(i_0 - i_{T1}) + (i_{пн} - i'_k)]} = \frac{(i_0 - i_{T1}) + (i_{пн} - i_{ks})}{(i_0 - i_{T1}) + (i_{пн} - i'_k)} \quad (2.2)$$

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

$W_{a_{\text{ип}}}$ і $Q_{\text{ип}}$ – потужність ідеальної турбоустановки, що отримується додатково за рахунок проміжного перегріву, і тепло, що підводиться при промперегріві пари.

З iS -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_k :

$$\eta_{\text{ип макс}}^{\text{ип}} = 1 - T_k / T_1 \quad ,$$

звідки
$$T_{1\text{опт}} = \frac{T_k}{1 - \eta_{\text{ип}}^{\text{ип}}} \quad \text{К} \quad (2.3)$$

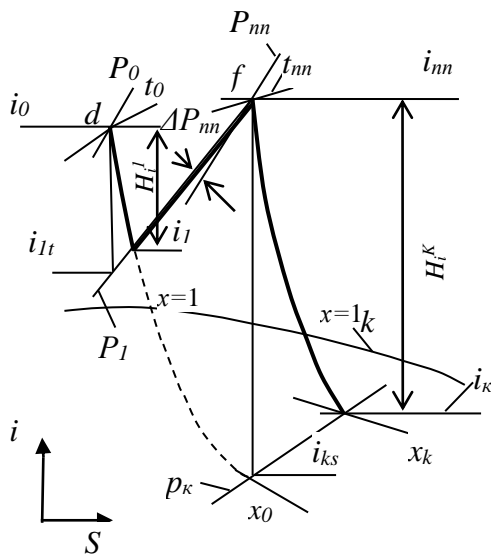


Рисунок 2.3 – Процес розширення пари для турбіни з проміжним перегрівом пари в iS - діаграмі

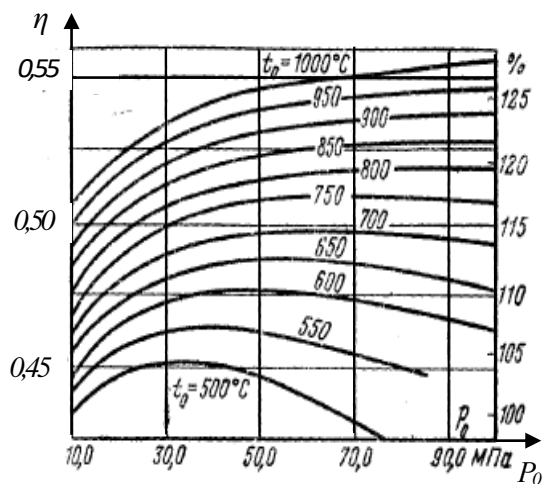


Рисунок 2.4 – Залежність ККД ідеального циклу від початкових параметрів пари.

З (2.3) і рисунка 2.2 витікає, що оптимальна температура пари, яка надходить на промперегрів, має дорівнювати еквівалентній температурі гарячого джерела в циклі Карно, який еквівалентний циклу з проміжним перегрівом, якщо $T_{\text{хол}} = T_k$

(температура холодного джерела циклу Карно дорівнює температурі конденсації).

Кінцева температура конденсації T_k на потужних ТЕС змінюється, як правило, в межах 295 - 310 К (22-37 °С); величина початкової температури всього циклу визначається стійкістю металу труб при початкових параметрах пари (тиску p_0 і температурі t_0). Зазвичай початкова температура змінюється в межах 530-560 °С. Температура проміжного перегріву може бути вище за початкову температуру процесу, оскільки перегрів відбувається при тиску p_1 , нижчому, ніж початкове значення p_0 (рис.2.3). При оптимальній температурі початку перегріву отримуємо ККД циклу з проміжним перегрівом приблизно на 4% вище ККД циклу Ренкіна, тобто

$$\eta_i^{\text{III}} = 1,04\eta_{\text{Рен}} \quad (2.4)$$

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

Застосування проміжного перегріву ефективно на установках з надкритичними параметрами пари. На потужних енергоблоках 500-800 МВт застосовується двохступеневий проміжний перегрів, при якому на першому ступені перегрівається пара, яка відпрацювала в ЦВТ, і направляється з проміжного перегрівача парогенератора в ЦСТ; на другому ступені – перегрівається пара, відпрацьована в ЦСТ, яка направляється після перегріву в ЦНТ. [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 $p_1^{\text{III}} = (0,15 - 0,20)p_0$, при двохступеновому перегріві - $p_1^{\text{III}} = (0,25 - 0,30)p_0$; $p_2^{\text{III}} = (0,06 - 0,09)p_0$.

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 i , відповідно, потужність, яка пропорційна витраті пари, (1.21).

При використанні проміжного перегріву важливим є забезпечення постійної температури проміжного перегріву у великому діапазоні навантажень блоку. Для регулювання температури пари після проміжного перегріву використовують наступні методи:

- газові методи – використовуються регулювальні шибери та розщеплювання конвективної шахти; димососи рециркуляції;
- паропарові теплообмінники у поєднанні з байпасуванням;
- газопарові теплообмінники.

Зниження температури проміжного перегріву веде до зниження ККД блоку і підвищенню кінцевої вологості пари.

2.1.2 Проміжний перегрів пари на ТЕЦ

При докритичних параметрах пари (наприклад, тиску гострої пари 13МПа) проміжний перегрів на ТЕЦ з блоками потужністю до 150 МВт практично не використовується, оскільки основний потік пари з теплофікаційної турбіни відбирається для зовнішнього споживача, тому зменшення кінцевої вологості пари не настільки актуально. Економія тепла і палива при використанні на ТЕЦ проміжного перегріву може скласти 3-4% при опалювальному навантаженні, тобто істотно нижче, ніж на КЕС. Крім того при використанні проміжного перегріву на ТЕЦ як промислового, так і теплофікаційного призначення, необхідне підвищення тиску проміжного перегріву $P_{пп}$ в порівнянні з КЕС з огляду на те, що тиск пари для зовнішніх теплових споживачів ($P_T = 0,1 \dots 1,5$ МПа) суттєво вище за тиск пари на виході конденсаційних турбін. Виконання проміжного перегріву лише конденсаційного потоку пари неефективно.

Вживання проміжного перегріву на ТЕС з централізованою схемою

паропроводів, характерною для промислових ТЕЦ, зажадало б спорудження трьох систем паропроводів: свіжої пари, «гарячої» і «холодної» ліній проміжного перегріву. В той же час наявність поперечних зв'язків по проміжному перегріву зробила б турбіни некерованими, оскільки пара після ЦВТ практично рівномірно розподілятиметься між ЦСТ, а не прямуватиме в котел на перегрів. Отже, необхідно відмовитися від поперечних зв'язків по проміжному перегріву. В цьому випадку доцільно взагалі відмовитися від централізованої системи паропроводів свіжої пари (поперечних зв'язків по парі), що приводить до використання блокових схем «парогенератор – турбіна – генератор», при яких на станціях кожен блок працює відособлено від інших блоків.

На опалювальних ТЕЦ великих міст з теплофікаційними блоками потужністю понад 180 МВт, що працюють на надкритичних параметрах пари, використання проміжного перегріву доцільне, оскільки для таких блоків зниження кінцевої вологості пари відіграє істотну роль.

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 частка пари, що працює в турбіні, проходить через конденсатор. Кількість відібраної пари складає незначну частку від пари, що витрачається на

турбіну. Використання відпрацьованої пари 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.

Електростанції, що виробляють енергію з використанням регенеративного підігріву, працюють на основі так званого регенеративного циклу, а регенеративний підігрів живильної води представляє одну з основних можливостей економії теплоти і палива на теплових електростанціях.

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), кДж/кг

$$q_0 = i_0 - i_{жв},$$

Питома витрата теплоти q_k пари, що проходить через конденсатор, визначається часткою α_k (у відносних одиницях) цієї пари від загальної кількості пари, що надходить в турбіну.

$$\alpha_k = D_k / D_T \quad (2.5)$$

де D_k – 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 $\Delta q_{j\text{вб}}$, отриманої в підігрівачі живильною водою, до кількості теплоти $\Delta q_{j\text{вб}}$, відданої гріючою парою з відбору турбіни на нагрівання живильної води у підігрівачі:

$$\alpha_j = D_j / D_T = \frac{\Delta q_{j\text{жв}}}{\Delta q_{j\text{вб}}} = \frac{i_{j\text{нвих}} - i_{j\text{нвх}}}{i_{j\text{вб}} - i_{j\text{нвих}}} \quad (2.6)$$

де $i_{j\text{нвих}}$ і $i_{j\text{нвх}}$ – відповідно ентальпія живильної води на виході з підігрівача і

вході до нього, кДж/кг;

$i_{jвб}$ – ентальпія пари з відповідного відбору турбіни, кДж/кг.

Схема регенеративного підігріву є ланцюжком послідовно включених підігрівачів. Використовуються регенеративні підігрівачі змішуючого і поверхневого типів.

За типом використовуваних підігрівачів розрізняють схеми:

- 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, а саме:

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 $t_{жв}$ підтримки на необхідному рівні температури відхідних газів $t_{уг}$ і її стабільності.

Економічно найвигідніша температура живильної води залежить також від вартості металу трубопроводів, палива, початкових параметрів пари, потужності агрегату і інших чинників.

За наявності проміжного перегріву пари витрата теплоти на турбоустановку $Q_{ту}$ залежить від температури живильної води і частки пари, що відбирається на проміжний перегрів:

$$Q_{ту} = D_0(i_0 - i_{нв} + \alpha_{nn} q_{nn}),$$

де α_{nn} - частка пари, що спрямовується на проміжний перегрів

$i_{нв}$ – ентальпія живильної води, q_{nn} – тепло, що витрачається на проміжний перегрів.

Таким чином, використання регенеративного підігріву живильної води

впливає не тільки на ККД турбоустановки $\eta_{\text{ту}}$, але і на ККД парогенератора $\eta_{\text{пг}}$. Тому при проектуванні одночасно визначають оптимальні температури живильної води та відхідних газів.

2.2.2 Схеми регенеративного підігріву з підігрівачами змішуючого (контактного) типу

На рисунку 2.5 представлена схема регенеративного підігріву живильної води з використанням підігрівачів змішуючого типу. У змішуючому підігрівачеві (інша назва – контактний підігрівач) вода безпосередньо стикається з паром. Пара, що надходить з відборів турбіни, конденсується при температурі насичення t_{jn} , що відповідає тиску в j -му підігрівачі. З конденсатора конденсат з тиском p_k і температурою t_k надходить в підігрівач П1, де нагрівається до температури t_{1n} ; у підігрівачі П2 - з t_{1n} до t_{2n} і так далі.

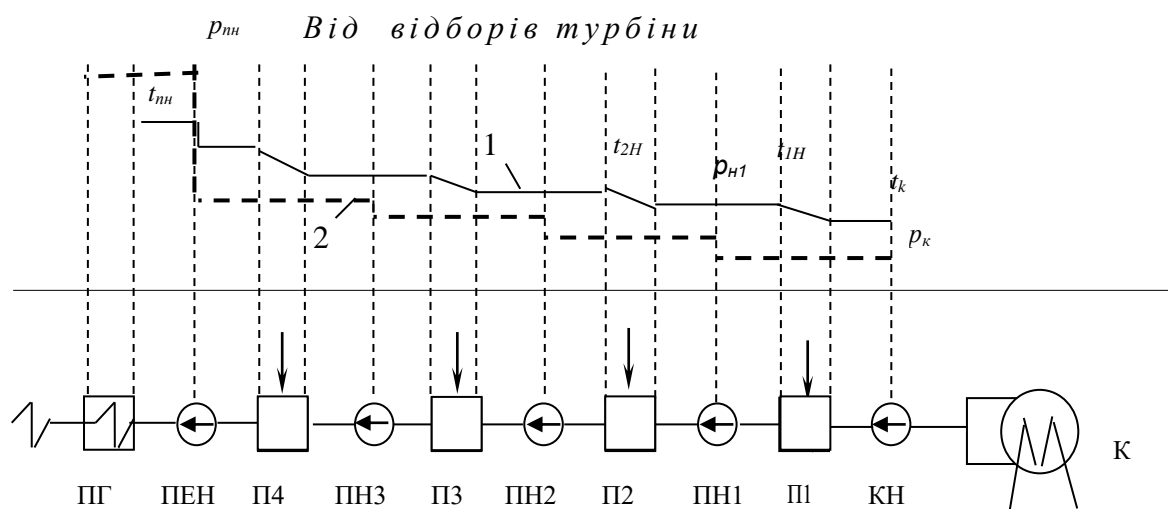
Гідравлічний опір в регенеративній схемі при переході від початкового підігрівача до подальшого збільшується внаслідок подачі пари із ступенів турбіни з вищим тиском. Тому, щоб вода могла поступати в подальший підігрівач, в якому вище тиск, між підігрівачами встановлені перекачувальні насоси (ПН). В підігрівач, розташований 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 ТЕС змішуючі підігрівачі встановлюються до живильного насоса, тому їх називають підігрівачами низького тиску – ПНТ (в експлуатації прийняте позначення ПНД).

Система регенерації низького тиску виконується однопоточною. Вода нагрівається в одній групі послідовно розташованих підігрівачів.

Кожен перекачувальний насос (ПН) створює тиск, що дорівнює сумі тиску в подальшому підігрівачі і гідравлічного опору трубопроводу. 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).

Змішувальні підігрівачі забезпечують найбільший ефект від регенерації, оскільки в них вода нагрівається до температури насичення при даному тиску і змішується з грюючою парою. Типовим рішенням для схем регенеративного підігріву є включення на останній ступені ПНТ деаератора, що є підігрівачем змішуючого типу і призначений для видалення агресивних газів з живильної води. (Див. розділ 4.2).



ПІ ÷ П4 – регенеративні підігрівачі; ПГ – парогенератор; К – конденсатор. ПЕН – живильний електронасос; КН – конденсатний насос; ПН1 ÷ ПН3 – перекачувальні насоси. 1 – зміна температури живильної води; 2 – зміна тиску від початкового p_k на виході з конденсатора до $p_{нн}$ на живильному насосі.

Рисунок 2.5 - Схема регенеративної установки зі змішувальними підігрівачами.

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

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

Розрахунок схеми з регенеративними підігрівачам виконується в цілях визначення кількості пари, що відбирається на регенеративні підігрівачі, пропуск пари в конденсатор і загальної витрати пари на турбіну при заданій потужності генератора. Витрата гріючої пари, що надходить в підігрівачі з відборів турбіни, визначається з рівнянь теплових балансів, які складаються за

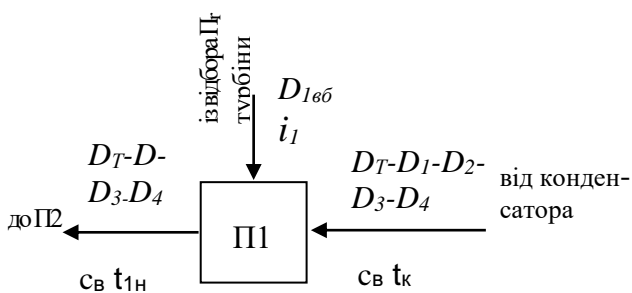


Рисунок 2.6– Схема теплового балансу змішуючого підігрівача

схемами теплового балансу (рис. 2.6) відповідно принципу: тепло (u кВт або кДж/с), яке віддається гріючою парою, дорівнює теплу, яке отримує вода (конденсат), що нагрівається. Втрати тепла в навколишнє середовище на враховуються.

Схема теплових потоків для розрахунку теплового балансу змішуючого підігрівача представлена на рисунку 2.6. Для подальших підігрівачів замість потоку від конденсатора в схемі має бути вказаний потік від попереднього підігрівача.

Позначимо: D_0 – вся пара, що надходить в турбіну за відсутності регенеративного підігріву (кг/с або т/годину), D_T – вся пара, що надходить в турбіну при використанні регенеративного підігріву;

$D_{jвб}$ – кількість пари (кг/с), що надходить з відбору турбіни в підігрівач з номером j ; де $j = 1; 2; \dots; r$; для спрощення надалі індекс «вб» опускається;

$i_{jвб}$ – ентальпія пари з j -го відбору турбіни, кДж/кг; $j = 1, 2, \dots, r$;

D_k – пара, що проходить через конденсатор, кг/с;

c_e – середня теплоємність води, кДж/кг·К

t_k – температура конденсату на виході з конденсатора, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{1н}$ – температура води на виході з підігрівача П1, $^{\circ}\text{C}$

$t_{2н}$ – те саме на виході з підігрівача П2, $^{\circ}\text{C}$, і т.д.

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

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

Для підігрівача П1 (першого після конденсатора) рівняння теплового балансу можна представити схемою рисунок 2.6. Без врахування втрат тепла в довкілля матимемо:

$$D_{\kappa} c_{\text{в}} t_{\kappa} + D_1 i_1 = (D_T - D_2 - D_3 - D_4) c_{\text{в}} t_{1н}, \quad (2.8)$$

Підставимо в (2.8):

$c_{\text{в}} t_{\kappa} = i'_{\kappa}$ - ентальпія конденсату на виході з конденсатора;

$c_{\text{в}} t_{1н} = i_{1н}$ - ентальпія живильної води на виході з підігрівача П1;

величину D_{κ} - з (2.7). Отримаємо:

$$(D_T - D_1 - D_2 - D_3 - D_4) i'_{\kappa} + D_1 i_1 = (D_T - D_2 - D_3 - D_4) i_{1н}$$

Після перетворення отримаємо

$$(i_1 - i'_{\kappa}) D_1 = (i_{1н} - i'_{\kappa}) (D_T - D_2 - D_3 - D_4),$$

Звідки кількість пари, що відбирається на першій після конденсатора підігрівач визначатиметься з рівняння:

$$D_1 = (D_T - D_2 - D_3 - D_4) \frac{i_{1н} - i'_{\kappa}}{i_1 - i'_{\kappa}} \quad (2.9)$$

Аналогічно отримаємо рівняння для підігрівача П2:

$$D_2 = (D_T - D_3 - D_4) \frac{i_{2н} - i_{1н}}{i_2 - i_{1н}}; \quad (2.9a)$$

$$\text{Для П3: } D_3 = (D_T - D_4) \frac{i_{3н} - i_{2н}}{i_3 - i_{2н}}; \quad (2.9б)$$

$$\text{Для П4: } D_4 = D_T \cdot \frac{i_{4н} - i_{3н}}{i_4 - i_{3н}}. \quad (2.9в)$$

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

$$\alpha_{4вб} = \alpha_4 = D_4 / D_T = \frac{i_{4н} - i_{3н}}{i_4 - i_{3н}} \quad (2.10)$$

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

$$\alpha_k + \sum_{j=1}^r \alpha_j = 1 \quad (2.11)$$

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

$$\alpha_{3вб} = (1 - \alpha_{4вб}) \frac{i_{3і} - i_{2і}}{i_3 - i_{2і}} \quad (2.10a)$$

з (2.9а) и (2.9) визначаються $\alpha_{2вб}$ и $\alpha_{1вб}$.

Витрата пари D_0 через турбіну за відсутності відборів на регенеративний підігрів пов'язана з її потужністю $W_{те}$ рівнянням

$$W_{те} = D_0 (i_0 - i_{ks}) \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{i\delta} \cdot \eta_{a\bar{a}}, \quad (\text{кВт}) \quad (2.12)$$

Значення ККД в (2.12) дивись в розділі 1.3.

При використанні відборів пари з турбіни для регенеративного підігріву живильної води енергія відбірної пари не повністю використовується в турбіні для передачі потужності генератору. Для забезпечення розрахункової потужності витрата пари через турбіну має бути збільшена. Повна витрата пари через турбіну D_T визначається з врахуванням коефіцієнтів недовиробітку потужності y_j і об'ємів відбірної пари для кожного підігрівача D_j , кг/с або т/год:

$$D_j = \alpha_j \cdot D_T.$$

Коефіцієнти недовиробітку визначаються як відношення кількості теплоти пари, що «недопрацювала» в турбіні, до загальних витрат теплоти на виконання роботи:

$$y_j = \frac{q_{j\text{вб}}}{q_D} = \frac{i_j - i_e}{i_0 - i_e}, \quad (2.13)$$

де $q_{j\text{ вб}}$, i_j – теплота і ентальпія пари j -го відбору, що «недопрацювала» в турбіні, кДж/кг;

q_T – теплота підведеної до турбіни пари, кДж/кг;

i_0 – ентальпія пари на вході в турбіну перед стопорним клапаном, кДж/кг,

i_k – дійсна ентальпія пари на виході з турбіни, кДж/кг, яка може бути визначена графічно або по заданому внутрішньому відносному коефіцієнту корисної дії турбіни з (1.28).

$$\text{Відповідно} \quad y_1 = (i_{1\text{вб}} - i_k) / (i_0 - i_k); \quad (2.14a)$$

$$y_2 = (i_{2\text{вб}} - i_k) / (i_0 - i_k); \quad (2.14a)$$

$$y_3 = (i_{3\text{вб}} - i_k) / (i_0 - i_k); \quad (2.14б)$$

і так далі.

Тоді повна витрата пари через турбіну з врахуванням недовиробітку із-за відборів на регенеративний підігрів, кг/с:

$$D_T = D_0 + \sum_{j=1}^r y_j \cdot D_j ; \quad (2.15)$$

або

$$D_T = \frac{D_0}{1 - \sum_{j=1}^r \alpha_j y_j}, \quad (2.16)$$

Термічний ККД циклу без регенерації

$$\eta_t^0 = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_{ne}}. \quad (2.17)$$

Термічний ККД циклу з регенерацією

$$\eta_t^p = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_{ne}} \cdot \left(1 - \sum_{j=1}^r \alpha_j y_j\right). \quad (2.18)$$

Відносний приріст ККД паротурбінного циклу при використанні регенеративного підігріву:

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

З вищевикладеного виходить, що при використанні регенеративного підігріву, не дивлячись на збільшення витрати пари через турбіну, досягається більш раціональне використання теплоти пари в пароводяному циклі ТЕС. Це також дає зниження витрати палива і, відповідно, фінансових витрат на виробництво як теплової, так і електричної енергії.

Для теплофікаційних турбін регенерація також ефективна, оскільки її використання дозволяє додатково перетворити тепло в роботу із зменшенням віддачі тепла в конденсатор і в навколишнє середовище відповідно. За відсутності конденсатора (турбіни з протитиском) необхідно забезпечувати збільшення електричної потужності агрегату, яка отримується не лише за рахунок потоку пари, що йде до споживача, але і за рахунок n відборів пари на регенерацію. Крім того при визначенні оптимального розподілу регенеративного підігріву живильної води на ТЕЦ повинна виконуватися умова постійності потужності турбоустановки $W_{\text{ТГ}} = \text{const}$ і тепла, що відпускається зовнішньому споживачеві - $Q_{\text{Т}} = \text{const}$.

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

використання лише двох насосів: конденсаційного (КН) і живильного (ПН) – рисунок 2.7. Тиск в підігрівачах має бути таким, аби унеможливилася скипання води. Тому для забезпечення нормальної роботи підігрівачів тиск води має бути вище за тиск гріючої пари, а температура кипіння має бути вище за температуру води на виході з підігрівача. Живильний насос піднімає тиск в системі до тиску, необхідного для живлення парогенератора і отримання необхідного тиску на виході з нього. Відповідно до галузевих норм для ТЕС максимальний тиск пари в підігрівачі - 7 МПа, живильної води – 38 МПа. Група підігрівачів, розташованих в схемі після живильного насоса, називається підігрівачами високого тиску (ПВТ).

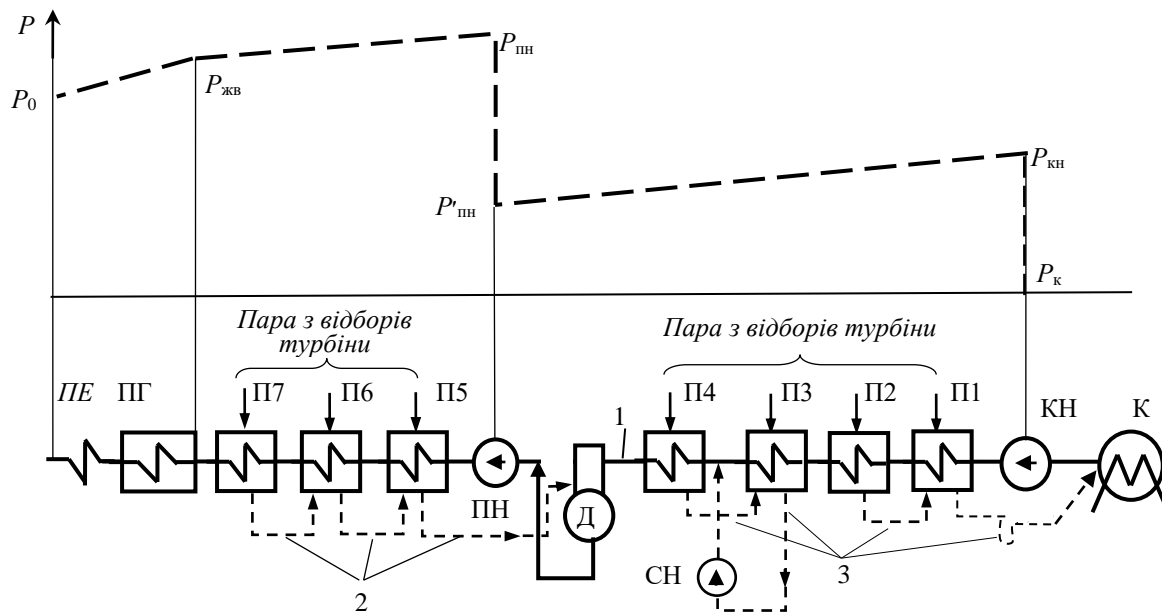
При використанні поверхневих підігрівачів не потрібна установка перекачувальних насосів в лінії живильної води. Недолік схеми з підігрівачами поверхневого типу – необхідність видалення з підігрівача конденсату гріючої пари (дренажу). При цьому конденсат гріючої пари прямує зазвичай самоплив в паровий простір сусіднього підігрівача з нижчим тиском. Така схема називається каскадною схемою зливу дренажу (рис. 2.8, 2.9а). СН – зливний насос, встановлений в даній схемі для зливу дренажу з підігрівача ПЗ в трубопровід після ПЗ. В каскадній схемі, яка є найбільш вживаною, підігрівачі з нижчим тиском розташовуються вище за рівнем підігрівачів з високим тиском.

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

$$\theta_1 = t_1 - t_{п1}; \quad \theta_2 = t_2 - t_{п2}; \quad \text{і т.д.} \quad (2.20)$$

де $t_{п1}$, $t_{п2}$ - температура води на виході з підігрівачів П1 і П2. Величина недогрівання може складати 3...5%. Тому ефект регенеративного підігріву з використанням поверхневих підігрівачів нижчий, ніж при використанні змішувачих (контактних) підігрівачів.

Відбори пари в підігрівачі П5, П6 і П7 виконуються з ЦСТ і ЦВТ. За наявності проміжного перегріву в ПВТ може відбиратися частина відпрацьованої в ЦВТ пари, що направляється на проміжний перегрів.



П1-П4 – підігрівачі низького тиску (ПНТ), П5-П7 підігрівачі високого тиску (ПВТ); СН – зливний насос, К – конденсатор; Д – деаератор, ПГ – парогенератор; ПЕ - перегрівач пари; КН – конденсатний насос; ПВ – живильний насос; 1 – трубопровід основного конденсату; 2 – злив дренажу підігрівачів високого тиску; 3 – те саме низького тиску.

Рисунок 2.7 – Схема регенеративного підігрівання живильної води з поверхневими підігрівачами і каскадним зливом дренажу з діаграмою зміни тиску

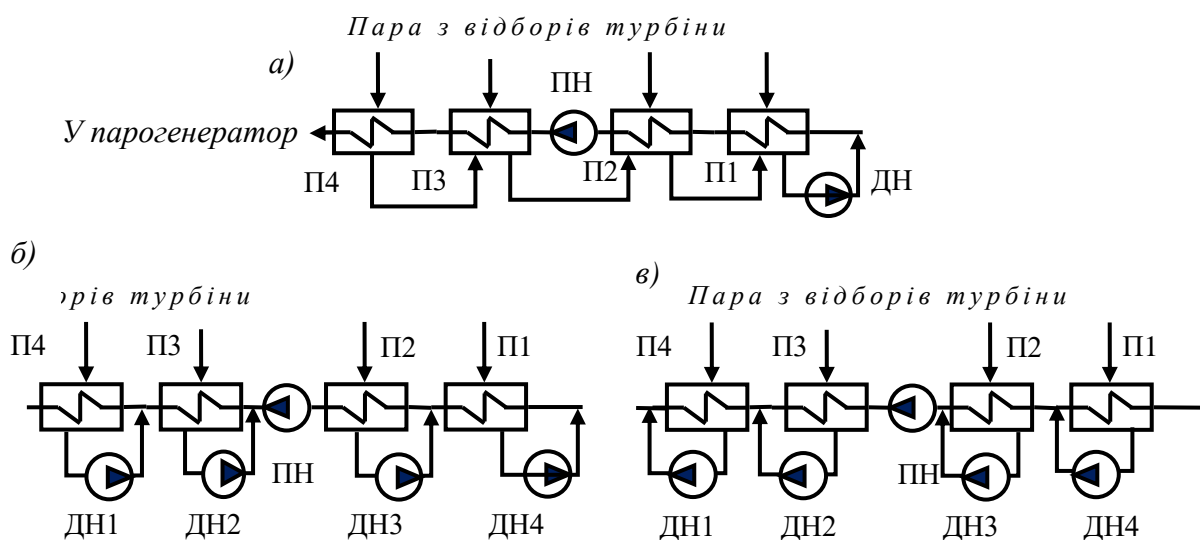
Між живильним насосом і ПВТ, як правило, виконується деаерація пари (детальніше див. розділ 4.2). Підігрівачі П1 і П2 на КЕС знаходяться під розрідженням, тому мають місце присоси повітря в тракт конденсату. Це може привести до підвищеної корозії елементів пароводяного тракту. З вакуумних підігрівачів газу видаляються паровим ежектором.

Якщо дренаж зливається в конденсатор (рис.2.7), то виникає додаткова втрата тепла, оскільки надлишкове тепло сумарного потоку дренажів втрачається в конденсаторі з охолоджувальною водою. Перевага схеми – зниження кількості перекачувальних насосів. Надлишковий тиск дренажу знімається конденсатовідвідником або дросельною шайбою, що викликає енергетичні втрати: гріюча пара частково витісняється гарячим дренажем і пропуск пари через конденсатор збільшується.

Якщо злив дренажу виконується в трубопровід між даним і подальшим підігрівачем або в наступний підігрівач, то встановлюються перекачуючі

насоси невеликої потужності (рис.2.8б, 2.8в, 2.9). Для цього на трубопроводі перед відповідним підігрівачем встановлюється спеціальний змішувач.

По сукупності оцінок схем зливу конденсату найбільш економічною є схема каскадного зливу, яка і застосовується в основному на ТЕС. У цій схемі для забезпечення перетікання дренажу підігрівачі, які мають нижчий тиск, розташовуються за рівнем вище за підігрівачі з високим тиском.

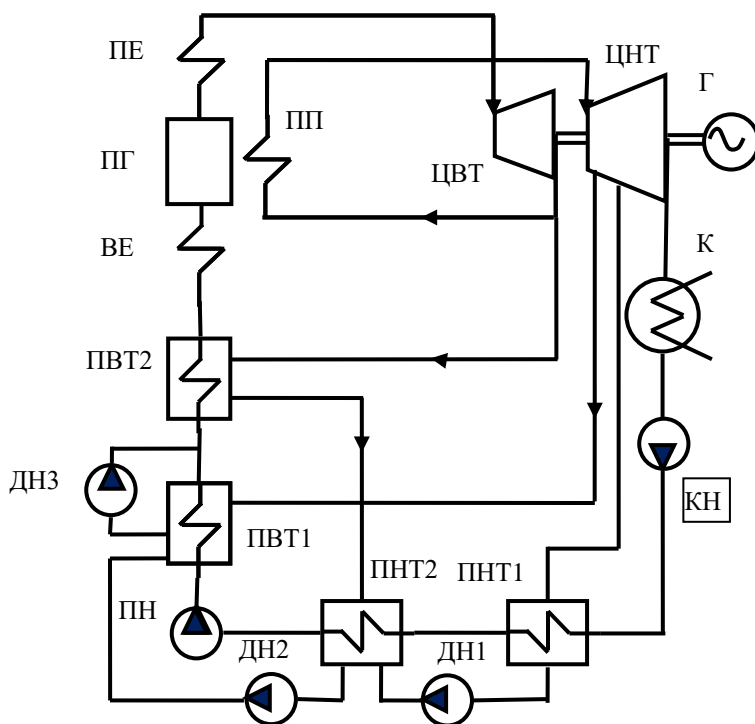


П₁ ÷ П₄ – поверхневі підігрівачі; ДН₁ ÷ ДН₄ – насоси перекачки дренажу; ПН – живильний насос.

Рисунок 2.8 – Схеми зливу конденсату пари відборів з поверхневих підігрівачів: а) – каскадна схема; б) – злив дренажу в трубопровід перед підігрівачем; в) - злив дренажу в трубопровід за підігрівачем

Для зниження енергетичних втрат в цих схемах між підігрівачами встановлюються охолоджувачі дренажу, охолоджуючим середовищем в яких служить живильна вода з попереднього підігрівача.

Регенеративні підігрівачі поверхневого типу можуть використовуватися як ПВТ, так і ПНТ в схемах з проміжним перегрівом пари на блокових конденсаційних станціях, а також на ТЕЦ. Пару на регенеративний підігрівач слід відбирати до проміжного перегріву («холодна пара») (рисунок 2.9), оскільки відбір пари, що лише поступила в турбіню після перегріву, призводить до зниження ККД турбоустановки.

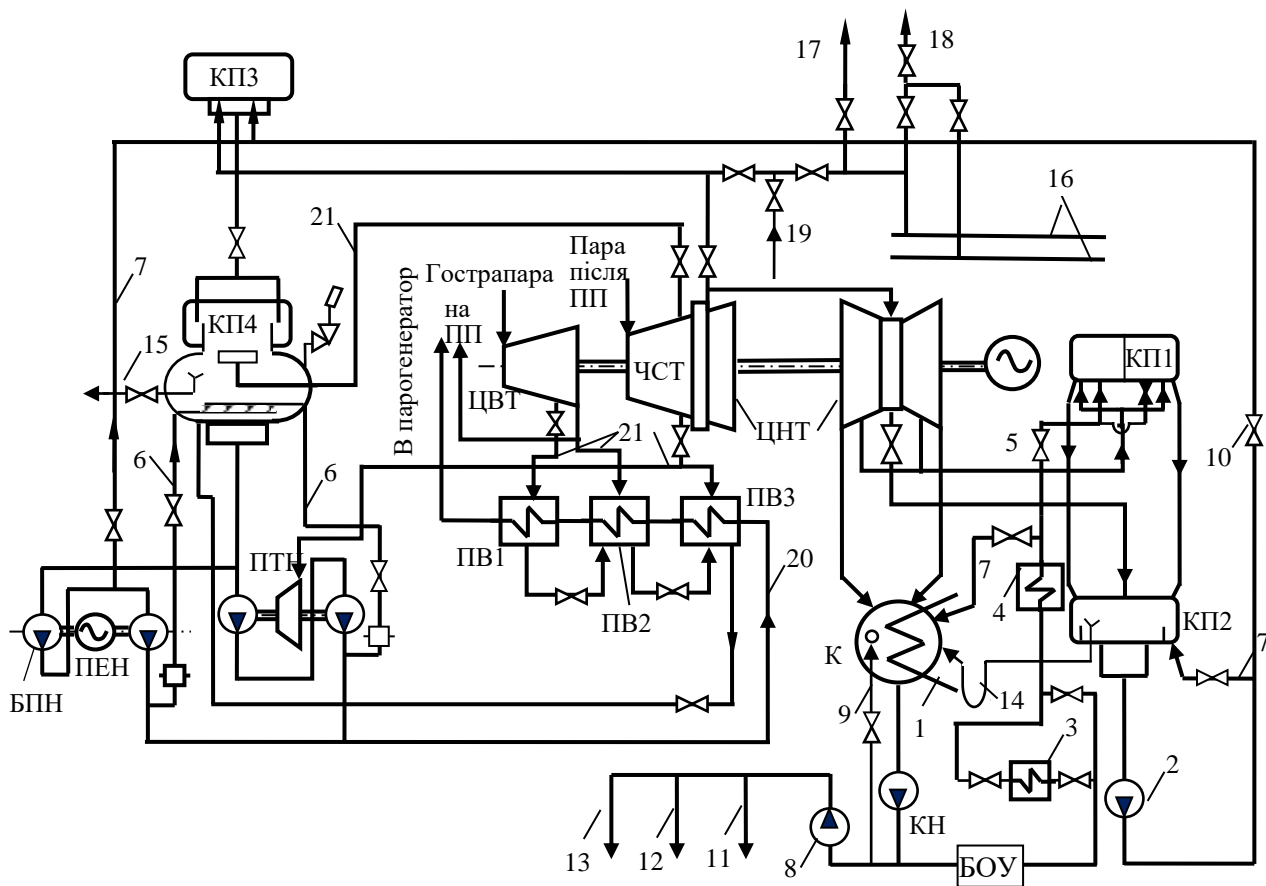


ПГ – парогенератор; ПЕ - пароперегрівач; ПП – проміжний пароперегрівач; ДН1, ДН2, ДН3 – насоси перекачування дренажу; КН – конденсатний насос, ПН – живильний насос; ВЕ – водяний економайзер; ПВТ1, ПВТ2 – підігрівачі високого тиску; ПНТ1, ПНТ2, – підігрівачі низького тиску, ЦВТ – циліндр високого тиску, ЦНТ – циліндр низького тиску турбіни.

Рисунок 2.9 – Схема підключення регенеративних підігрівачів поверхневого типу в пароводяному циклі КЕС з проміжним перегрівом пари і з перекачуванням дренажу

На рисунку 2.10 представлена схема турбоустановки К-300-240 з регенеративним підігрівом конденсату підігрівачами змішуючого (контактного) типу, які використовуються на стороні низького тиску, і поверхневими підігрівачами, що використовуються як ПВТ.

У цій схемі підігрівачі нижчого тиску (КП1 і КП3) розташовані на більш високому рівні по відношенню до подальших підігрівачів КП2 і КП4. Перетікання конденсату з КП1 в КП2 і з КП3 в КП4 здійснюється самопливом. Між КП2 і КП3 встановлений лише один перекачувальний насос. Останній ПНТ (КП4) поєднаний з деаератором. У групі ПВТ застосований каскадний злив дренажу із скиданням його в деаератор.

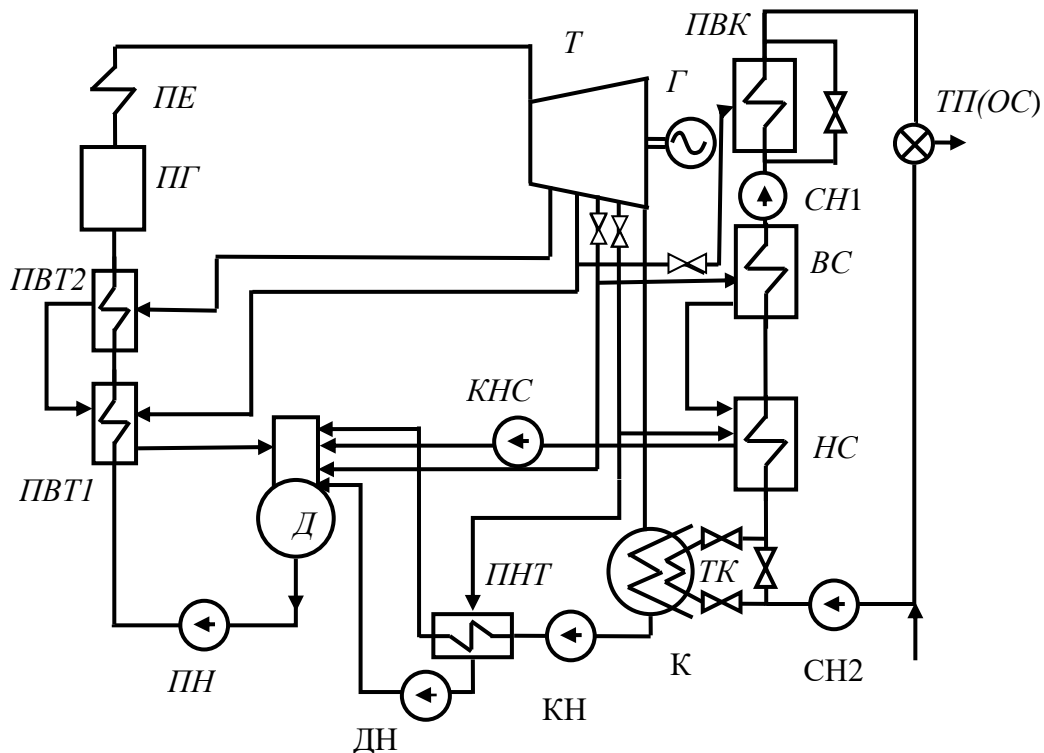


КП1-КП4- контактні (змішуючі) регенеративні підігрівачі; ПВ1-ПВ3- підігрівачі високого тиску; К – конденсатор; КН – конденсатний насос; БОУ – блокова установка, що знесолює; ПЕН – живильний електронасос; ПТН – живильний насос з турбоприводом; БПН – бустерний живильний насос; 1 – вода на охолодження конденсатора; 2 – перекачувальний насос; 3 – охолоджувач генератора конденсатом; 4 – підігрівач ущільнень; 5 – регулятор рівня в конденсаторі; 6 – розвантаження живильного насоса; 7 – лінія рециркуляції; 8 – насоси подачі холодного конденсату в системи охолодження генератора, ПЕН, ПТН, вприскувачів БОУ; 9 – вода на кінцеві охолоджувачі БОУ; 10 – регулятор рівня в КП2; 11 – на охолодження ПЕН, 12 – на ущільнення ПЕН, ПТН; 13 – на вприскувачі БОУ; 14 – переливи в конденсатор через гідрозатвір; 15 – перелив в розширювач дренажів низького тиску; 16 – загальностанційні магістралі; 17 – на ущільнення ЦВТ і ЦСТ; 18 – на ущільнення ЦНТ; 19 – з розпалювального розширювача; 20 – конденсат; 21 – пара.

Рисунок 2.10 – Схема регенеративного підігріву води турбоустановки К-300-240 з ПНТ контактного типу і ПВТ поверхневого типу.

На ТЕЦ регенеративні підігрівачі живильної води експлуатуються в комплексі з мережними підігрівачами, що використовують пару з верхнього і нижнього відборів теплофікаційної турбіни (Рис.2.11). Вода із зворотної лінії надходить на ТЕЦ зазвичай з тиском до 0,4 МПа. За наявності в конденсаторі

теплофікаційного пучка вода заздалегідь нагрівається в ньому і далі подається насосом першого підйому через мережеві підігрівачі. Витрата пари з відбору турбіни, що живить мережний і регенеративний підігрівачі, дорівнює сумі витрат пари на ці підігрівачі.



BC і HC – верхній і нижній рівні сітьового підігрівача; ПВК – піковий водогріючий котел; ПН і КН – живильний і конденсатний насоси; К - конденсатор; ТК – теплофікаційний пучок конденсатора; СН1 і СН2 – мережні насоси; КНС – конденсатний насос мережних підігрівачів; Д – деаератор, ДН – дренажний насос.

Рисунок 2.11– Принципова схема включення мережної підігрівальної установки на ТЕЦ з теплофікаційним пучком в конденсаторі і поверхневими регенеративними підігрівачами

При використанні теплофікаційного пучка в конденсаторі (рис. 2.11) підігрівання мережної води в ньому складе:

$$Q_{\text{тф}} = D_{\text{к}} (i_{\text{к}} - i'_{\text{к}}) \eta_{\text{тф}} = G_{\text{с}} (i_{\text{тф}} - i_{\text{ос}});$$

де $D_{\text{к}}$ – пропуск пари через конденсатор турбіни, кг/с;

$G_{\text{с}}$ – витрата мережної води, кг/с;

$i_{\text{тф}}$ – ентальпія підігрітої води після пучка, що направляється на потреби теплофікації, кДж/кг;

$i_{\text{ос}}$ - ентальпія води в зворотній лінії, кДж/кг;

$\eta_{тф} \approx 1$ - ККД пучка.

Загальна витрата теплоти з відбору турбіни дорівнюватиме сумі витрати на теплофікацію $Q_{тф}$ і регенеративний підігрів $Q_{рп}$:

$$Q_{вб} = Q_{тф} + Q_{рп}$$

Рівняння теплового балансу для відбору турбіни для *верхньої ступені*

$$Q_{в} = D_{в} (i_{в} - i'_{в})\eta_{в} = G_{с} (i_{в.с.} - i_{н.с.}) \quad (2.21)$$

Для *нижньої ступені* при складанні рівняння теплового балансу слід враховувати схему відведення дренажів з підігрівачів:

- при каскадному (послідовному) зливі дренажів з підігрівачів (Рис.2.11)

$$Q_{н} = [D_{н} (i_{н} - i'_{н}) + D_{в} (i'_{в} - i'_{н})]\eta_{н} = G_{с} (i_{н.с.} - i'_{о.с.}) \quad (2.22)$$

- при паралельному зливі дренажів

$$Q_{н} = D_{н} (i_{н} - i'_{н}) = G_{с} (i_{н.с.} - i_{о.с.}) \quad (2.23)$$

В формулах (2.21) – (2.23):

$Q_{в}$ и $Q_{н}$ – теплове навантаження підігрівачів відповідно верхнього і нижнього рівнів, ГДж/год.;

$D_{в}$ и $D_{н}$ – витрата пари на підігрівачі верхнього і нижнього рівнів, т/год.;

$G_{с}$ – витрата мережевої води, т/годину;

$i_{в}$ -ентальпія гріючої пари підігрівача верхнього рівня, кДж/кг;

$i_{н}$ -те саме нижнього рівня, кДж/кг;

$i'_{в}$ - ентальпія конденсату гріючої пари підігрівача верхнього рівня, кДж/кг;

$i'_{н}$ – те саме нижнього рівня кДж/кг;

$i_{в.с.}$ - ентальпія мережної води на виході з підігрівачів верхнього рівня, кДж/кг;

$i_{н.с.}$ - ентальпія мережної води на виході з підігрівачів та нижньої ступені, кДж/кг;

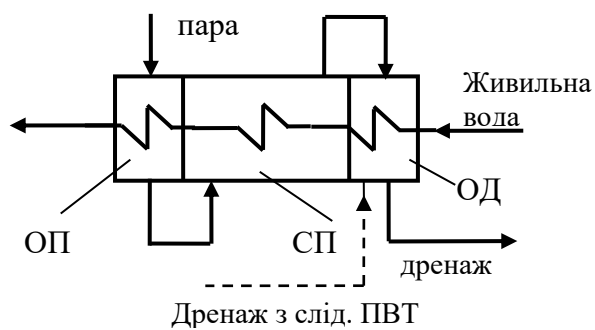
$i_{о.с.}$ - ентальпія мережної води в зворотній лінії, кДж/кг;

$\eta_{в}$ і $\eta_{н}$ – ККД підігрівачів верхнього і нижнього рівнів,

$\eta_{в} \approx \eta_{н} \approx 0,98 \dots 0,99$.

2.2.5 Конструкції регенеративних підігрівачів поверхневого типу

З метою підвищення ефективності поверхневих підігрівачів високого тиску процес підігріву живлячої води здійснюється фактично в трьох відсіках (рис.2.12 - 2.14): власне підігрівачі (СП), в охолоджувачі дренажу (ОД) і охолоджувачі перегріву пари (ОП). Охолоджувач перегріву пари відбору забезпечує вище підігрівання живильної води, ніж в основному власне підігрівачі. У СП температура підігріву живильної води визначається температурою конденсації пари у відборі при певному тиску насичення, а в ОП – вищою температурою перегрітої відбираної пари на вході в підігрівач. Глибше охолодження дренажу на виході з підігрівача в ОД забезпечує краще використання тепла грючої пари, що сконденсувалася в підігрівачі.



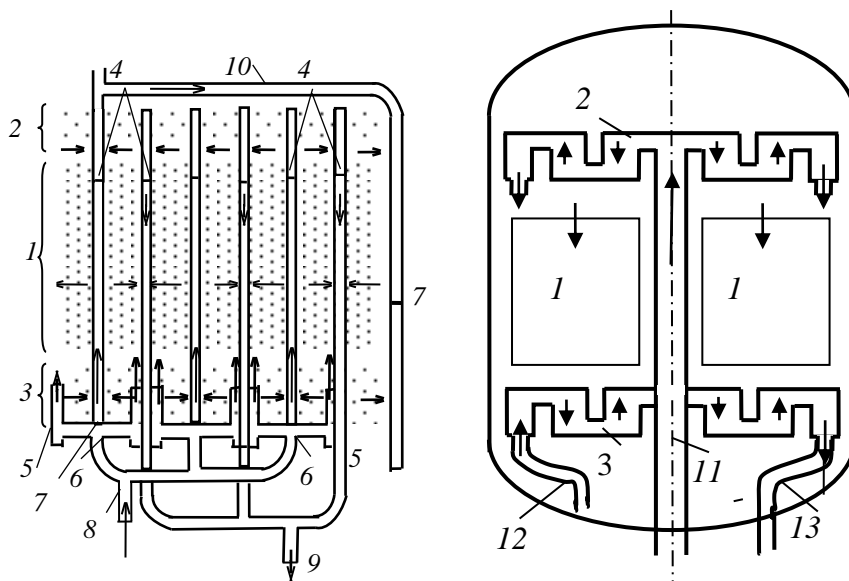
ОП – охолоджувач перегріву пари, СП – власне підігрівач, ОД – охолоджувач дренажу.

Рисунок 2.12 – Схема проходження відбірної пари і живильної води через ПВТ.

Підігрівачі високого тиску виконуються суцільнозварними без використання трубної дошки (рис.2.13). Поверхнею нагріву є пучки труб діаметром від 16 до 32 мм. Трубна система підігрівача виконується у вигляді подвійних спіралей гладких сталевих труб (сталь 20 або аналоги) завтовшки 4 мм. Кінці спіралей з'єднуються зваркою із стояками. Елементи корпусу виконуються з вуглецевої сталі К20 або низьколегованих сталей.

Вода підводиться знизу і розподіляється на два стояки, з яких надходить в чотири секції горизонтальних трубних спіралей. Із спіралей вода надходить в два інших стояки. Близько 10% її потім проходить через спіралі вбудованого охолоджувача пари, після чого змішується з основним потоком води. Організація ходів води досягається установкою в стояках спеціальних перегородок (як правило, через 8 – 12 рядів плоскої навивки). Спіральні

елементи зон ОП і ОД розташовуються в спеціальних кожухах.



1 – власне підігрівач (СП); 2 – охолоджувач пари (пароохолоджувач - ОП); 3 – охолоджувач дренажу (ОД); 4 – основні колектори; 5 – проміжні колектори ОД; 6 – перепускні труби; 7 – підпірні шайби; 8 – 9 – вхід і вихід живильної води; 10 – відведення води з ОП; 11 – вхід пари; 12 – вхід конденсату в ОД; 13 – вихід конденсату.

Рисунок 2.13 – Схема потоків води (а), пари і конденсату (б) в ПВТ турбоустановки 500 МВт

Гріюча пара підводиться до ОП через нижнє днище підігрівача і надходить через стояк 11 в центральній частині корпусу. Охолоджена пара виходить з кожуха охолоджувача пари і рухається вниз у власне підігрівач 1, де охолоджується і конденсується. Конденсат гріючої пари стікає вниз і проходить через охолоджувач дренажу 3, утворений декількома нижніми спіралями, розміщеними у спеціальному кожусі. Живильна вода проходить послідовно через ОП, СП і ОД, нагріваючись до необхідної температури.

Конструктивно охолоджувач пари і охолоджувач дренажу виконуються з перехресним обмиванням гріючим середовищем змійовиків, що сприяє підвищенню коефіцієнта теплопередачі. Охолоджувачі пари і дренажу (ОП і ОД) виконуються вбудованими в основний корпус підігрівача або як самостійні виносні теплообмінники.

Поверхневі підігрівачі низького тиску зазвичай виконуються у вигляді U-образних труб, які ввальцьовуються в трубні дошки, що розподіляють воду по пучку труб.

2.2.6 Тепловий розрахунок поверхневих підігрівачів

При виконанні розрахунків складних регенеративних поверхневих підігрівачів доцільно складати схему розподілу потоків гріючих середовищ і середовищ, що нагріваються (рисунок 2.14) [2]. Якщо в схемі ТЕС використовується каскадний злив дренажів, то розрахунок починають з останнього підігрівача перед котлом, оскільки витрата живильної води через нього відома і дорівнює $D_{жв}$ (або $\alpha_{жв}$ у відносних одиницях). Необхідно також

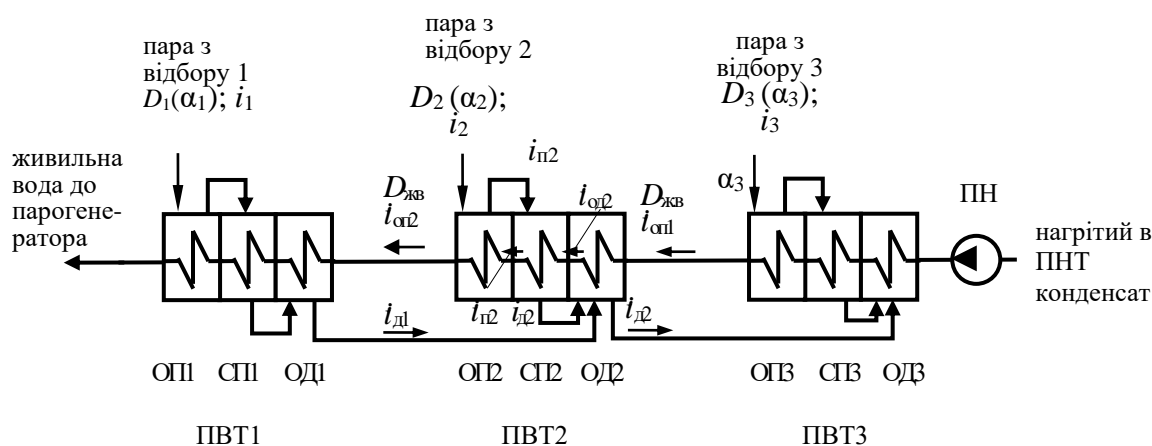


Рисунок 2.14 - Схема для розрахунку складних ПВТ в схемі ТЕС

визначити частку пари и конденсату, які проходять через кожен відсік підігрівача, оскільки є конструкції підігрівачів, в яких не весь конденсат направляється до охолоджувача дренажу (ОД), і не вся пара з відбору направляється до охолоджувача пари (ОП).

Розрахунок зручно виконувати, задаючись кінцевим недогріванням води по температурі θ_j , °С, або по теплу ϑ_j , кДж, на виході з пароохолоджувача. За цими даними визначається температура насичення і відповідно тиск гріючої пари p'_j . МПа, перед підігрівачами. Тиск пари у відборі турбіни p_j буде на 3-8% вище за тиск перед підігрівачами, що необхідно для покриття втрат тиску в паропроводі. Рівняння теплового балансу складаються і вирішуються для кожного із складових теплообмінників – ОП, СП і ОД. При цьому приймається:

температура пари за ОП на 15-20⁰С вище за температуру насичення при даному тиску;

недогрів в СП дорівнює 3 - 5⁰С

різниця температур охолодженого дренажу і води на вході в охолоджувач дренажу – 5 - 10⁰С.

За умови, що наступний ПВТ нижчого тиску (наприклад, ПВТ2) має таку ж структуру (ОП, СП і ОД), а температура живильної води за ОП невідома, температура охолодженого дренажу приймається на 5...10⁰С вище за температуру насичення гріючої пари ПВТ2.

Рівняння теплових балансів j-го складного підігрівача:

пароохолоджувач (ОП)

$$D_j (i_j - i_{1j}) \eta_{1j} = D_{i\hat{a}} [i'_{oij} - (i'_j - \mathcal{G}_j)]; \quad (2.24)$$

власне підігрівач (СП)

$$D_j (i_{1j} - i'_j) \eta_{\hat{m}j} = D_{\hat{a}\hat{a}} (i'_j - \mathcal{G}_j - i'_{\hat{a}j}) \quad (2.25)$$

охолоджувач дренажу (ОД) – для схеми зі зливом в даний ПВТ дренажів з ПВТ більш високого тиску:

$$D_j (i'_j - i'_{\hat{a}j}) + \sum_{i=1}^{r-1} D_i (i'_{\hat{a}(j-1)} - i'_{\hat{a}j}) = D_{\hat{a}\hat{a}} (i'_{\hat{a}j} - i'_{1(j+1)}) \cdot \frac{1}{\eta_{\hat{a}j}} \quad (2.26)$$

де D_j і $D_{жв}$ – витрата пари і живильної води на j-й підігрівач відповідно, кг/с;

D_i – дренажі інших підігрівачів, що зливаються в даний підігрівач каскадно, кг/с,

i_j - ентальпія пари відбору (на вході в ОП), кДж/кг;

i_{1j} - ентальпія пари після охолоджувача пари (після ОП), кДж/кг;

i'_{1j} - ентальпія води після ОП (на виході з ПВТ), кДж/кг;

i'_j - ентальпія води при тиску насичення p'_j . кДж/кг;

\mathcal{G}_j - недогрівання води у власне підігрівачі, кДж/кг;

$i'_j - \mathcal{G}_j = i'_{\hat{m}j}$ - ентальпія води за власне підігрівачем – на вході в

охолоджувач пари, кДж/кг.'

$i'_{1\bar{a}j}$ - ентальпія води на вході у власне підігрівач – на виході з охолоджувача дренажу

$i'_{\bar{a}j}$ - ентальпія охолодженого дренажу, кДж/кг;

$$i'_{\bar{a}j} = i'_{1\bar{i}(j+1)} + \mathcal{Q}_{\bar{a}j},$$

де $i'_{1\bar{i}(j+1)}$ - ентальпія води на вході в j -й охолоджувач дренажу, дорівнює ентальпії води на виході з попереднього підігрівача з пароохолоджувачем (для підігрівача після живильного насоса замінюється ентальпією води після насоса), кДж/кг;

\mathcal{Q}_{dj} - перегрів охолодженого дренажу (недоохолодження конденсату в охолоджувачі дренажу), кДж/кг;

D_i – дренажі, що каскадно зливаються в даний підігрівач, кг/с, і що мають ентальпію $i_{d(j-1)}$;

$\eta_{спj}$ – ККД власне підігрівача

$\eta_{оп}$ – ККД охолоджувача пари;

$\eta_{одj}$ - ККД охолоджувача дренажу.

Якщо віднести всі витрати пари і живильної води до витрати пари через турбіну D_t , то рівняння (2.24) – (2.26) можна записати в долях витрати пари через турбіну – α_j , $\alpha_{пв}$, α_i . і т.д.

Складаються також рівняння теплового балансу для так званого укрупненого вузла, до якого відносяться власне підігрівач і охолоджувач дренажу підігрівача номер j і охолоджувач пари підігрівача $j+1$ (нумерація йде від парогенератора), тобто для вузла СП $_j$ – ОД $_j$ – ОП($j+1$). Таке рівняння матиме вигляд

$$D_j (i_j^o - i_{\bar{a}j}) + \sum_1^{j-1} D_i (i_{\bar{a}(j-1)} - i_{\bar{a}j}) + D_{(j+1)} (i_{(j+1)} - i_{(j+1)}^o) = D_{\bar{i}\bar{a}} (i'_{1j} - i'_{1(j+1)}) \cdot \frac{1}{\eta'_{1j}} \quad (2.27),$$

де i_{jo}^o и $i_{(j+1)}^o$ - ентальпії охолодженої пари в складних підігрівачах ПВТ $_j$ і ПВТ $_{(j+1)}$ відповідно, кДж/кг;

$i_{(j+1)}$ - ентальпія грійочої пари з відбору № ($j+1$), кДж/кг;

i_{aj} - ентальпія охолодженого дренажу з j -го підігрівача, кДж/кг. Для її визначення температура цього дренажу приймається на 5-10°C вище за температуру насичення пари в підігрівачі ($j+1$); температуру охолодженого дренажу після останнього ПВТ (в даному випадку – ПВТ3) приймають на 5...100С вище за температуру води на вході в ОД цього підігрівача, яка дорівнює температурі води після живильного насоса (ПН);

i'_{1j} і $i'_{1(j+1)}$ - ентальпія води, кДж/кг, після власне підігрівачів j і $j+1$ по номеру ПВТ;

$\eta'_{пj}$ – ККД укрупненого вузла.

Оскільки загальний потік дренажів зливається в ПВТ3, об'єднане рівняння теплового балансу для ПВТ3 (власне підігрівача СП3 і охолоджувача дренажу ОД3) дає зв'язок між витратами пари $D1$, $D2$ і $Dп3$ ($Dп3$ – витрата пари на СП3 підігрівача ПВТ3) на кожен з ПВТ 1...3. При цьому отримують систему трьох лінійних рівнянь з трьома невідомими, вирішуючи яку методом підстановки визначають величини витрати пари з відборів турбіни на відповідні підігрівачі. На наступному етапі по значеннях витрат визначають температуру живильної води, що підігрівається, між охолоджувачем дренажу і власне підігрівачем, між СП і ОП для кожного підігрівача. Визначається також недогрівання в СП і уточнюються прийняті на початку розрахунку значення загального недогрівання з урахуванням ОП.

Тепловий розрахунок поверхневих підігрівачів низького тиску виконується залежно від прийнятої схеми зливу дренажу з підігрівачів, наявності змішувачів і перекачувальних насосів. Потрібно також, щоб були визначені температура і ентальпія води до і після всього підігрівача, частка води α_v , що проходить через теплообмінник, параметри гріючої пари на вході в теплообмінник: t_j , i_j , p_j . За цими даними визначається температура насичення t_n і відповідно тиск гріючої пари p'_j , МПа, перед підігрівачами. В результаті вирішення рівнянь теплового балансу і матеріального балансу отримаємо долю гріючої пари, що відбирається з турбіни.

При розрахунках теплове навантаження підігрівача визначається по водяній стороні. Так для ПНТ П1 (першого після конденсатора)

$$Q_{i_1} = D_{\hat{e}} (i_{i_1} - i'_e) \quad (2.28)$$

Або з розрахунку на 1 кг пари

$$q_{i_1} = \alpha_{\hat{e}} (i_{i_1} - i'_e) \quad (2.29)$$

Тепловий баланс по стороні пари дозволяє визначити кількість гріючої пари

$$D_{i_1} (i_1 - i_{1H}) + D_{i_2} (i_{2i} - i_{1H}) = \frac{Q_{i_1}}{\eta_i} \quad (2.30)$$

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

i_1 - ентальпія пари, що надходить в підігрівач П1;

i_{1i} - ентальпія дренажу пари на виході з підігрівача;

i_{2H} - ентальпія пари, що надходить з підігрівача П2.

З (2.30) необхідна кількість пари з відбору турбіни :

$$D_{i_1} = \frac{Q_{i_1} - D_{i_2} (i_{2i} - i_{1H}) \cdot \eta_i}{\eta_i (i_1 - i_{1H})} \quad (2.31)$$

В результаті послідовного вирішення рівнянь теплового балансу визначається частка гріючої пари α_j , що відбирається з турбіни на кожний підігрівач та ущільнення, витрати води (конденсату) на виході з конденсатора турбіни і повна витрата пари D_T через турбіну.

Для захисту турбіни від закидів води по паропроводах в разі розриву трубок підігрівачів і переповнювання водою їх парового простору застосовуються клапани автоматичного захисту ПВТ, які забезпечують байпасне проходження потоку живильної води мимо ПВТ. На трубопроводі живильної води з боку входу в підігрівач високого тиску встановлюють впускний клапан, з боку виходу живильної води з ПВТ встановлюється зворотний затвір. Впускний клапан може знаходитися в двох положеннях: у

першому забезпечує впускання живильної води в підігрівач і перекриває обвід води мимо ПВТ, в другому положенні закривається доступ живильної води в ПВТ і відкривається обхідна (байпасна) лінія, яких, як правило, виконується дві на блок.

Зворотний затвір захисту встановлюється на трубопроводі живильної води з боку її виходу з ПВТ і не допускає доступ в підігрівачі живильної води з магістралі, розташованої за підігрівачами.

Питання до розділу:

- 1 З якою метою застосовується проміжний перегрів пари, де використовується?
- 2 Які схеми проміжного перегріву застосовуються на КЕС?
- 3 Застосування схем проміжного перегріву на ПТЕЦ і ТЕЦ.
- 4 Яким чином впливає проміжний перегрів на характер циклу Ренкіна?
- 5 Оптимальна температура початку проміжного перегріву.
- 6 Основні характеристики контактних і поверхневих підігрівачів.
- 7 Схеми встановлення регенеративних підігрівачів низького та високого тиску на ТЕС.
- 8 Коефіцієнт недовиробітку потужності і його розрахунок.
- 9 З яких частин складається поверхневий підігрівач високого тиску, їх призначення і конструктивне виконання.
- 10 Схеми зливу дренажу, використовувани на ТЕС, їх характеристики
- 11 Які параметри враховується при складанні рівнянь теплового балансу для підігрівачів високого тиску?
- 12 Конструктивне виконання пвдвгрівачів контактного та поверхневого типів.

3 ОСНОВНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

Устаткування теплових електростанцій розділяють за принципом його призначення в технологічному циклі вироблення електроенергії і тепла на *основне і допоміжне*.

До основного устаткування теплових електростанцій відносяться:

котельні агрегати (парогенератори);

парові турбіни;

генератори електричного струму (електричні генератори);

силові блокові трансформатори на ТЕС з блоковими схемами.

До допоміжного устаткування відносять установки, що забезпечують можливість здійснення технологічного процесу виробництва електроенергії і які істотно впливають на його техніко-економічні показники. До цього устаткування відносять установки, що забезпечують підготовку палива і процес його спалювання в топці котла: млини помелу вугілля, дробарки, крани, транспортери, вентилятори подачі палива в топку котла і видалення продуктів згорання і др.; устаткування пароводяного тракту: насоси підтримки вакууму в конденсаторах (конденсатні), насоси подачі гарячої живильної води в котел (живильні), насоси перекачування конденсату (перекачувальні), подачі охолоджувальної води (циркуляційні), відсмоктування повітря і перекачування гарячої води для потреб тепlopостачання і т.д. Це устаткування відноситься до установок власних потреб станції і впливає на показник споживання електроенергії на власні потреби. У даному розділі розглядаються характеристики основного устаткування ТЕС.

3.1 Котельні агрегати ТЕС

3.1.1 Загальна характеристика котельних установок

Паровий котел (парогенератор) – це агрегат, призначений для отримання водяної пари необхідних параметрів, для чого використовується теплота, що виділяється при згоранні в топці котла органічного палива.

Основні елементи котла – це топка (топкова камера) і теплообмінні поверхні нагріву. Залежно від процесів, що протікають в поверхнях теплообміну, їх розділяють на нагрівальні, випарні і перегрівальні, за способом передачі теплоти – на радіаційні, конвективні та радіаційно-конвективні.

Паровий котел є основним елементом котельної установки, яка також включає:

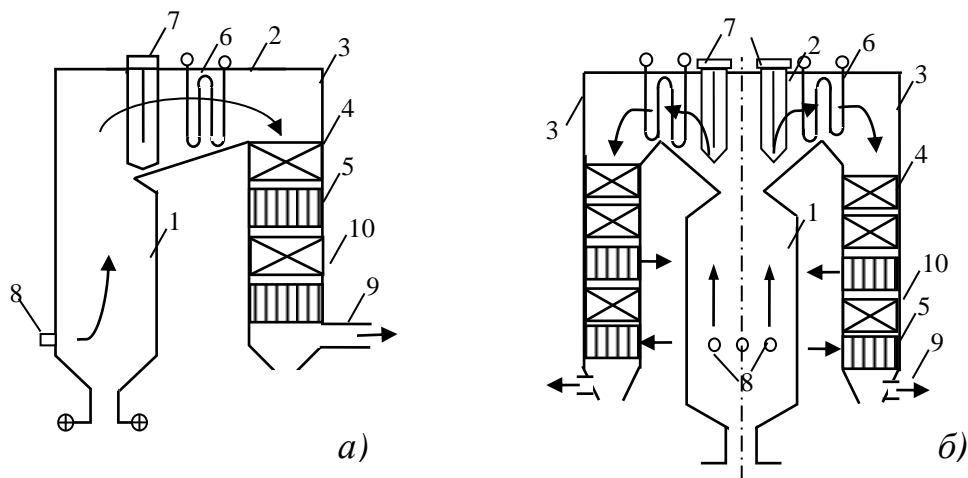
Паливний тракт – комплекс устаткування для подачі і підготовки палива до спалювання. На ТЕС, що працюють на твердому паливі, в нього входять приймально-розвантажувальне устаткування, дробарки, бункери, живильники сирого палива і пилу, млини крупного і дрібного помелу вугілля, сепаратори, транспортери, пилопроводи, що сполучають млин дрібного помелу з топковою камерою котла. Від паливоприймача до бункерів дроблення паливо подається транспортерами з електроприводом, від млинів до пальників – за допомогою вентиляторів.

Пароводяний тракт – система послідовно включених елементів, призначених для руху по ним перегрітої пари, пароводяної суміші і води, сюди входять економайзер, топкові екрани і пароперегрівачі. Подолання гідравлічного опору пароводяного тракту здійснюється в основному за рахунок живильних насосів.

Газоповітряний тракт – комплекси устаткування, один з яких призначений для забору повітря з атмосфери і подачі його в топку котла – устаткування повітряного тракту (дутьові вентилятори, коробки холодного і гарячого повітря, повітропідігрівачі, пристрої пальників). Другий комплекс – для руху продуктів згорання палива до їх виходу в атмосферу - це газовий тракт (топкова камера і конвективна шахта котла, димососи, димар, золоуловлювачі).

По конфігурації конструкції котлів, що використовуються на ТЕС, розрізняють П-, Т- і N- подібні і баштову компоновку котлів. Найбільшого поширення набули П- і Т-подібні конструкції парогенераторів. При П-образній компоновці (рисунок 3.1а) котел має два вертикальні газоходи – топкову камеру і конвективну шахту, а також горизонтальний газохід, що сполучає їх

Застосовуються такі котли на ТЕС при необхідній продуктивності пари до 1600 т/год.



1 – топкова камера; 2 - горизонтальний газохід; 3 – конвективна шахта; 4 – конвективний пакет пароперегрівача; 5 - водяний економайзер; 6 – ширмова поверхня проміжного пароперегрівача; 7 – перший рівень ширмової поверхні пароперегрівача; 8 – пальник; 9 – відведення відхідних газів, 10- воздухопідігрівач.

Рисунок 3.1 – Найбільш часто використовувані конфігурації парових котлів ТЕС: а) – П-образна; б) – Т-образна.

Т-образна компоновка передбачає наявність двох конвективних шахт, дозволяє зменшити глибину такої шахти і висоту сполучного газоходу. Використовується переважно для котлів з паропроductивністю більш 1000 т/год.

Н-подібна компоновка передбачає виконання трьох або чотирьох ходів, використовується при спалюванні палива з високим вмістом в золі лужних елементів і оксидів кальцію. Баштова компоновка використовується для потужних котлів при спалюванні газу і мазуту. Найбільш поширеною для ТЕС є П - образна компоновка.

3.1.2 Класифікація і основні характеристики парових котлів

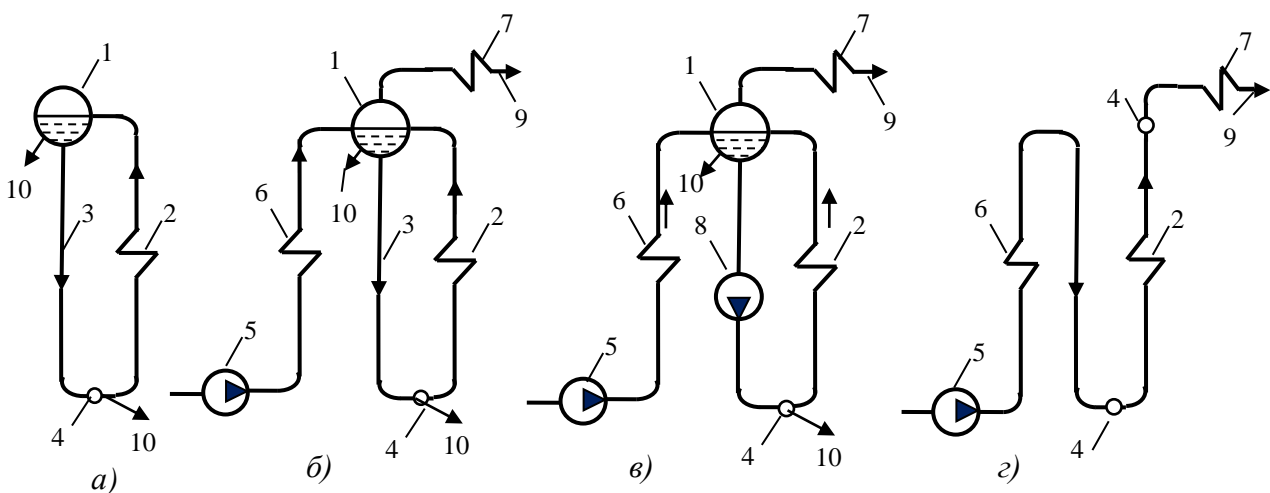
Парові котли класифікуються за наступними ознаками [4-6, 22]:

1) По виду спалюваного палива – котли для твердого, газоподібного і рідкого палива.

2) По фазовому стану шлаку, що виводиться з топки, – з твердим і рідким шлаковидаленням.

3) По структурі газоповітряного тракту – котли з природною, урівноваженою тягою і з наддувом. Природна тяга створюється за рахунок різниці тисків стовпа атмосферного повітря і стовпа розігрітих димових газів, які проходять по газоходу і димарю. У парогенераторах з урівноваженою тягою подача повітря в топку здійснюється дуттьовим вентилятором, видалення – димососом, увесь газовий тракт парогенератора знаходиться під розрідженням. Схема з одним вентилятором (без димососа) працює з деяким надлишковим тиском (наддувом), що вимагає повної герметизації тракту.

4) По вигляду пароводяного тракту (рисунок 3.2) - барабанного типу з природною циркуляцією, барабанного типу з багатократно-примусовою циркуляцією, прямоотчні і з комбінованою циркуляцією.



1 – барабан-сепаратор; 2 - випарні (пароутворювальні) труби; 3 – спускні (водопідвідні) труби; 4 – колектор; 5 – живильний насос; 6 – водяний економайзер; 7 – пароперегрівач; 8 – насос багатократної примусової циркуляції; 9 – пара до парової турбіни (пара на виробничі потреби); 10 – продувна вода.

Рисунок 3.2 – Спрощені найбільш часто використовувані схеми генерації пари: а)- з природною циркуляцією; б)- з природною циркуляцією і перегрівом пари; у) - з багатократною примусовою циркуляцією і перегрівом пари; г) – прямоотчні

Як і інше технологічне устаткування парові котли з технічного боку характеризуються їх номінальними параметрами. До них відносяться:

Номинальна паропродуктивність – найбільша паропродуктивність, яку повинен забезпечити стаціонарний котел в тривалій експлуатації при спалюванні основного палива (палива, на яке він запроектований) з врахуванням допустимих відхилень.

Номинальний тиск – тиск пари, який повинен забезпечуватися безпосередньо перед паропроводом до споживача пари при номінальній паропродуктивності стаціонарного котла. Зниження тиску пари нижче за допустимий рівень приводить до погіршення умов роботи турбіни і зниження її техніко-економічних показників; підвищення – знижує термін експлуатації паропроводу, що сполучає котел з турбіною, елементів частини високого тиску турбіни, а також вихідних ділянок пароперегрівача.

Номинальна температура – це температура пари, яка повинна забезпечуватися безпосередньо перед паропроводом до споживача пари при номінальних значеннях тиску пари, температури живильної води, паропродуктивності з врахуванням відхилень, що допускаються.

Номинальна температура проміжного перегріву пари – температура пари безпосередньо за проміжним пароперегрівачем котла при номінальних значеннях тиску пари, температури живильної води, паропродуктивності, а також при номінальних значеннях інших параметрів пари проміжного перегріву з врахуванням відхилень, які допускаються. Проміжний перегрів виконується, як правило, на котлах з номінальним тиском пари 14 МПа і вище.

Номинальна температура живильної води – температура води, яку потрібно забезпечити при номінальній паропродуктивності перед входом в економайзер або інший підігрівач живильної води, що відноситься до котла (в разі їх відсутності – перед входом в барабан).

Усі названі параметри відіграють значну роль в забезпеченні енергетичних та економічних показників експлуатації котельного обладнання і ТЕС в цілому. Недотримання номінальних параметрів не тільки погіршує ефективність виробітку кінцевої продукції електростанцій, але може призвести до аварійної ситуації.

3.1.3 Водний режим і забезпечення якості пари в парогенераторах.

В парогенераторах барабанного типу паротворення відбувається у випарних поверхнях контура багатократної циркуляції. Ці поверхні за умовами надійності не допускають утворення яких-небудь накипів (відкладення солей на внутрішній поверхні труб). Для відведення солей з контура циркуляції використовується безперервне продування – відведення з барабана частини киплячої води з підвищеним вмістом солей (Рис. 3.2 –б, в). Виражене у відсотках відношення загальної кількості продувальної води до паропроодуктивності парогенератора називають продувкою парогенератора:

$$p = \frac{D_{\text{пр}}}{D} \cdot 100, \% \quad (3.1)$$

де $D_{\text{пр}}$ – кількість продувальної води, D – паропроодуктивність котла, т/год. Величина продування залежить від якості живильної води і як правило складає від 0,5 до 3%, солевміст при цьому складає 100...600 мг/л. Об'єм живильної води $D_{\text{жв}}$ котла визначатиметься сумою витрати її на паротворення і на продування:

$$D_{\text{жв}} = D + D_{\text{пр}} \quad (3.2)$$

Збільшення об'єму продування недоцільне з причин зростання втрат тепла з водою, яка виводиться з барабана. В той же час скорочення продування може привести до утворення накипу і погіршення якості пари, що несприятливо для всього устаткування пароводяного тракту.

З метою зниження долі продування при збереженні необхідної якості насиченої пари використовується ступінчастий випар води в барабані. При двоступінчатому випарі барабан розділений на два відсіки, кожен з яких має свій контур циркуляції. Розділяюча перегородка має внизу отвір, через який вода з першого відсіку надходить в другій. паропроодуктивність першого відсіку зазвичай складає 80%, а другого 20% від номінально паропроодуктивності котла.

Причому в другий відсік попаде кількість води, відповідна його паропродуктивності з врахуванням продування. В такому разі перетікання води в другий контур є як би продуванням першого.

На ТЕЦ з великою витратою води і пари і значними об'ємами додаткової води можуть використовуватися триступінчаті схеми випару із застосуванням виносних циклонів як третій рівень.

Прямоточні парогенератори (рис.3.2-2) не мають барабанів-сепараторів, відповідно на них не виконується продування. В той же час з підвищенням тиску зростає розчинювальна здатність пари. При тисках 10-14 МПа не дає сольових відкладень в тракці парогенератора лише кремнієва кислота і хлорид натрію при $p = 14$ МПа і вище. У прямоточних котлах, що працюють на надкритичних параметрах пари, основна маса відкладення солей знаходиться в кінцевій зоні випарної частини. Цю зону не можна розташовувати в топковій камері, де значна теплова напруга поверхні нагріву. Вона виноситься в конвективну шахту і утворює *перехідну зону*, в якій нижче теплова напруга і допустима незначна величина солевідкладень, які періодично видаляються промиванням.

При збільшенні тиску і температури збільшуватиметься кількість речовин, що відносяться парою. Так при збільшенні тиску до 14 МПа і вище зона відкладення солей поширюється практично на всю випарну частину і необхідність в перехідній зоні відпадає. Тому до живильної води пред'являються вельми жорсткі вимоги. Для попередження корозії живильного тракту в живильну воду до деаератора вводять гідразин N_2H_4 , який є сильним відновником, що поглинає кисень. У парогенераторах, які працюють на надкритичних параметрах пари, застосовується така міра очищення, при якій практично виключається відкладення солей в поверхнях нагріву. При необхідності виконуються кислотні промивання з використанням 3-4% розчинів соляної або лимонної кислот або інших розчинів. Кислотні промивання виконуються по замкнутому контуру. Після закінчення промивання розчин кислоти витісняється конденсатом, поверхні контура

нейтралізуються розчином лугу (NaOH). Кислотні промивання з подальшою нейтралізацією поверхонь парогенератора тривають близько двох діб. Для видалення легко розчинних з'єднань виконуються водні промивання з використанням конденсату з температурою 90 – 100⁰C.

3.1.4 Експлуатаційні режими парогенераторів

У експлуатаційних умовах на паропродуктивність парогенераторів істотно впливає зміна електричних навантажень станції. При роботі станції в базовій частині графіка електричних навантажень (див. розділ 1.2) навантаження агрегатів станції досить стабільне. Проте електроспоживання може істотно мінятися не лише протягом доби, але і впродовж тижня, коли потрібні різкі зниження потужності або навпаки – швидкий підйом.

Розрахункове номінальне навантаження або номінальна паропродуктивність $D_{\text{ном}}$ відповідає максимально можливому навантаженню при заданому ККД. При збільшенні навантаження зростають температура пари і металу пароперегрівача вище допустимого значення, знижується ККД, погіршується якість пари. це може привести до аварійного останову парогенератора. При збільшенні навантаження зростає температура відхідних газіві, відповідно, втрати з відхідними газами.

Зниження навантаження парогенератора по відношенню до номінального може привести до порушення стійкості горіння палива. У котлах барабанного типу при зниженні навантаження погіршуються умови природної циркуляції в топкових екранах, умови охолодження металу радіаційного настінного перегрівача. Досвід експлуатації котлів різних типів показав, що барабанні котли не можуть знижувати навантаження нижче 30...40% від номінальною. У прямооточних котлах без рециркуляції робочого середовища в екранних поверхнях топкової камери надійна робота останніх забезпечується лише при навантаженні вище 30% від номінального.

При роботі на будь-якому навантаженні потрібна підтримка

найвигіднішого, тобто оптимального режиму роботи парогенератора. Це досягається за допомогою *режимної карти* парогенератора, що є обов'язковим керівним документом для чергового персоналу. Карта складається на основі проведених випробувань парогенератора і містить конкретні дані про параметри, регулювання яких потрібне з пульта управління або блокового щита управління (БЩУ) для конкретного робочого навантаження. У робочій карті вказується, які значення повинні мати при зміні навантажень тиск і температура пари на виході з пароперегрівачі, температура відхідних газів і газів в поворотній камері, температура гарячого повітря і повітряний опір підігрівача повітря та інше.

Заданий режим роботи забезпечується за допомогою систем автоматичного управління, що включають системи регулювання витрат палива і забезпечення економічності процесу горіння; регулювання рівня води в барабані (на котлах барабанного типу), регулювання температури первинної і перегрітої пари, системи регулювання газоповітряного режиму (регулювання подачі первинного і вторинного повітря в млини розмолу вугілля); на прямооточних котлах – регулювання співвідношення вода – паливо і цілий ряд інших параметрів, число яких зростає із збільшенням одиничної потужності агрегату. На сучасних станціях цей контроль ведеться за допомогою комп'ютерних систем автоматичного управління потужністю енергоблока і систем дистанційного моніторингу режимних параметрів. Так тиск перегрітої пари на виході її з котла повинен витримуватися у всьому діапазоні робочих навантажень.

Температура пари зберігається постійною (з допустимими відхиленнями від номінальної $+5^{\circ}\text{C}$, -10°C) в області навантажень $0,7\dots 1,0$ від номінальної паропродуктивності. Вимога суворого дотримання параметрів пари обумовлена необхідністю забезпечення високої економічності роботи турбоагрегату, оскільки зниження тиску або температури перегрітої пари приведе до збільшення вологості пари в останніх ступенях турбіни, збільшенню відповідно втрат потужності і зниженню ККД. Постійність тиску перегрітої пари

визначається рівністю теплопродуктивності парогенератора $Q_{пг}$ і теплоспоживанням турбіни $Q_{тy}$. При зміні електричного навантаження теплоспоживання турбіни знижується, пропорційно цьому повинна знижуватися теплопроизводительность парогенератора.

На відхилення температури пари від номінальної впливають також якість спалюваного палива, зміни надлишку повітря, шлакування поверхонь нагріву, їх конструктивне виконання і інші чинники.

Стабілізація температури первинної (гострого) пари забезпечується виконанням поверхні перегрівача з невеликим запасом і зняття зайвого перегріву в уприскуючих пароохолоджувачах [5]. Вода тонко розпиляється у форсунці при надлишковому тиску 0,3...0,5 МПа і, випаровуючись, охолоджує пару.

Окрім систем автоматичного регулювання режиму на кожному блоці встановлюються системи захисту, які виконують аварійну зупинку, розвантаження і локальні операції при виникненні аварійних ситуацій. Ці системи паралельно діють на турбіну і котельну установку через реле зупинки турбіни і реле зупинки котла, на живильні насоси через реле зупинки живильних насосів. До апаратури захисту пред'являються високі вимоги надійності, тому як правило, виконується дублювання приладів з сигналізацією дії кожного.

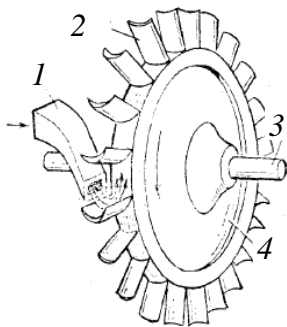
3.2 Парові турбіни

3.2.1 Принцип роботи і конструктивні елементи турбін

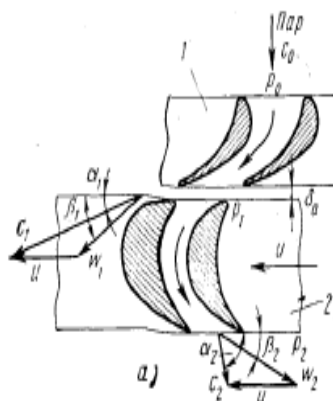
Приводом більшості генераторів, що виробляють електричну енергію на теплових і атомних електростанціях, є парові турбіни. Парові турбіни використовуються також як двигуни для кораблів, як привід для різних машин: насосів, газодувок і тому подібне [11].

Пара надходить в турбіну з парогенератора через сопла 1 (рис.3.1). При цьому тиск пари на вході в турбіну значно вище, ніж за нею. Завдяки перепаду

тисків пара з сопел виходить з великою швидкістю; потенційна енергія пари перетворюється в кінетичну енергію її потоку. При попаданні в канали, утворені робочими лопатками 2, напрям руху пари змінюється. Виникають зусилля, що впливають на робочі лопатки і створюють момент, що крутить, який передається насадженому на вал 3 диску 4. Нерухомі соплові лопатки, які закріплені на корпусі турбіни, утворюють соплові решітки.



1- сопло(для спрощення показано лише 1 сопло); 2 – робоча лопатка, 3 – вал, 4 – диск



1- соплові ґрати; 2 – робочі ґрати

(а)

Рисунок 3.1 – Спрощена схема конструкції парової турбіни

Рисунок 3.2.- Трикутники швидкостей пари в ступені турбіни активного типу (а) і схема зусиль, що діють на робочу лопатку (б)

Робочі решітки утворюють робочі лопатки, що обертаються разом з валом, закріплені на дисках, пов'язаних з валом турбіни.

Соплові решітки і розташовані за ними по ходу пари робочі решітки, в яких відбувається перетворення теплової енергії пари в механічну енергію обертання ротора турбіни, називають ступенями турбіни.

Сукупність всіх турбінних ступенів називається *проточною частиною* турбіни.

Частина турбіни, що обертається, включає вал турбіни, закріплені на ньому диски з робочими лопатками і допоміжні деталі, що обертаються, називається *ротором* турбіни.

Корпус турбіни із закріпленими на ньому сопловими апаратами ступенів, каналами, що підводять і розподіляють пару, а також патрубками для проміжних відборів і випусків пари, називають *статором* турбіни.

3.2.2 Класифікація парових турбін

Парові турбіни класифікуються по ряду критеріїв:

1) За принципом розширення пари в турбіні - на активні і реактивні.

В *активних* турбінах розширення пари відбувається лише в соплах (соплових решітках). У такій турбіні пара надходить в одне або декілька нерухомих сопел, набуває в них значної швидкості і прямує на робочі лопатки, розташовані на ободі диска, укріпленого на валу турбіни. Потік пари змінює напрям в каналах лопаток, обертаючи при цьому диск і пов'язаний з ним вал турбіни. При цьому кінетична енергія пари перетвориться в механічну без подальшого розширення пари.

Турбіни, в яких розширення пари відбувається приблизно однаково як в соплових, так і в робочих решітках, які створюють разом ряд послідовних рівнів, називаються *реактивними*.

2) По кількості ступенів розрізняють одноступінчасті і багатоступінчасті турбіни. Якщо в турбіні є одна соплова і одна робоча решітка, то такі турбіни називаються одноступінчастими. Якщо таких решіток декілька, то турбіни називаються багатоступінчастими. Одноступінчастими є турбіни мінімальної потужності.

3) За напрямом руху пари в турбіні: аксіальні (або осьові) – розширюючись, пара рухається паралельно валу турбіни; радіальні – пара направлена перпендикулярно валу турбіни.

4) За конструктивними особливостями розрізняють одноциліндрові і багатоциліндрові турбіни (рисунок 3.3-а, 3.4).. У одноциліндрових турбінах (як правило, потужністю до 50 МВт) всі ступені розміщені в одному циліндрі (корпусі), в багатоциліндрових ступені розміщені в декількох корпусах. Багатоциліндрові турбіни залежно від потужності і конструкції можуть мати по одному циліндру високого (ЦВТ), середнього (ЦСТ) і низького (ЦНТ) тисків; один ЦВТ, один ЦСТ і декілька ЦНТ і тому подібне. Збільшення числа циліндрів обумовлене збільшенням кількості опор-підшипників і сполучних

муфт на роторі.

5) за кількістю потоків пари в циліндрах турбіни розрізняють одно потокові і двопотокові (рис.3.3, стрілками вказані напрямки потоків пари) Організація протилежних напрямів потоків пари в турбіні (рис. 3.3, б, в, г, д) дозволяє зрівноважити осьові зусилля, які сприймає вал турбіни.

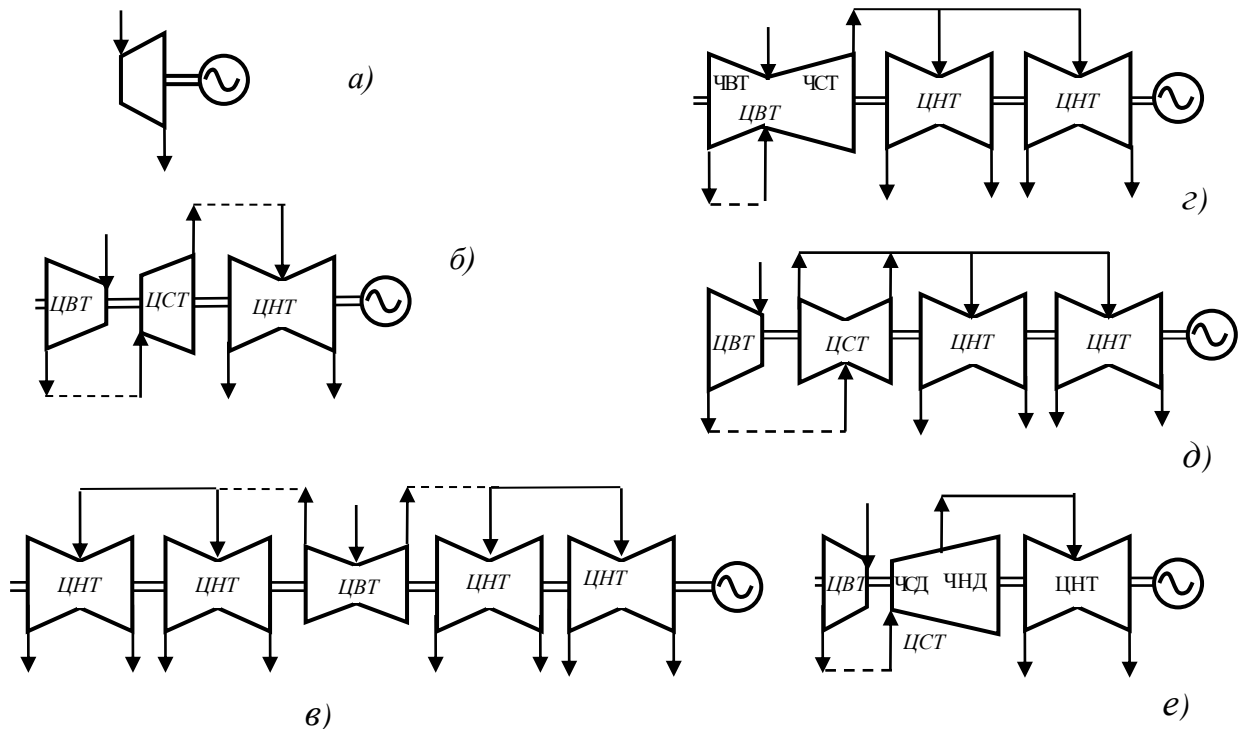


Рисунок 3.3 - Найбільш часто використовувані схеми напрямів потоку пари в турбінах. а)–одноциліндрова конструкція; б)–багатоциліндрова з послідовним розташуванням циліндрів і протилежно направленими потоками пари в ЦВТ і ЦСТ; в) - те ж з першим циліндром в середній частині агрегату; г) – те ж з підведенням пари в середню частину ЦВТ; д) – те ж з двохпотоковим ЦСТ; е) – те ж з непарним числом потоків в ЧНД.

б) По характеру теплового процесу розрізняють:

конденсаційні турбіни - призначені для вироблення на станції в основному електроенергії;

теплофікаційні – використовуються при одночасному виробленні електроенергії і теплоти;

промислові – призначені для забезпечення парою в першу чергу різних технологічних процесів.

7) По параметрах пари турбіни розділяють на турбіни з докритичними і

надкритичними параметрами пари по тиску. Для води критична точка (точка переходу киплячої води від рідкого стану в стан перегрітої пари минувши стан насиченої пари) характеризується наступними параметрами:

тиск $P_{кр} = 22,136$ МПа;

температура $T_{кр} = 374,15^{\circ}\text{C}$.

Відповідно турбіни, що мають номінальні параметри свіжої пари по тиску нижче вказаної величини, відносяться до першої групи, якщо тиск свіжої пари вищий – до другої групи.

Для визначення типів турбін використовується спеціальне маркування, яке складається з буквеної та цифрової частин:

К – турбіна конденсаційна;

Т – турбіна теплофікаційна з теплофікаційними відборами пари, що регулюються, тиском 0,07-0,24 МПа і конденсаційним потоком пари;

Р – турбіна з протитиском;

П – теплофікаційна турбіна з регульованим промисловим відбором пари тиском 0,4-4 МПа;

ПТ – теплофікаційна турбіна з промисловим і теплофікаційним регульованими відборами і пропуском пари в конденсатор;

ПР – турбіна з протитиском і промисловим відбором пари.

Перше число після буквеного позначення вказує на номінальну потужність турбіни в МВт; при потребі вказати і максимальну потужність турбіни позначення має вигляд дробу, в знаменнику якого вказують максимальну потужність.

Наступне число (або група чисел) вказує номінальний тиск пари перед турбіною, кгс/см² (*at*). Для турбін з промисловими регульованими відборами і з протитиском у вигляді дробу вказують тиск пари перед турбіною, у відборі і протитиск.

Остання цифра після другого тире означає номер заводської модифікації.

Наприклад:

К-300-240 – конденсаційна турбіна потужністю 300 МВт, номінальний

початковий тиск (тиск гострої пари) – 240 кгс/см^2 (23,5 МПа);

ПР-25/30-90/10/0,9 – турбіна з протитиском $0,9 \text{ кгс/см}^2$ (0,088МПа), номінальною потужністю 25 МВт, максимальною – 30 МВт, початковим тиском пари – 90 кгс/см^2 (8,82 МПа) і тиском в проимловому відборі – 10 кгс/см^2 (0,98 МПа).

У маркуванні турбін атомних електростанцій може бути вказана частота обертання: К-500-65/3000 – конденсаційна, потужність 500 мВт, початковий тиск 65 кгс/см^2 (6,46МПа), 3000об./хв.

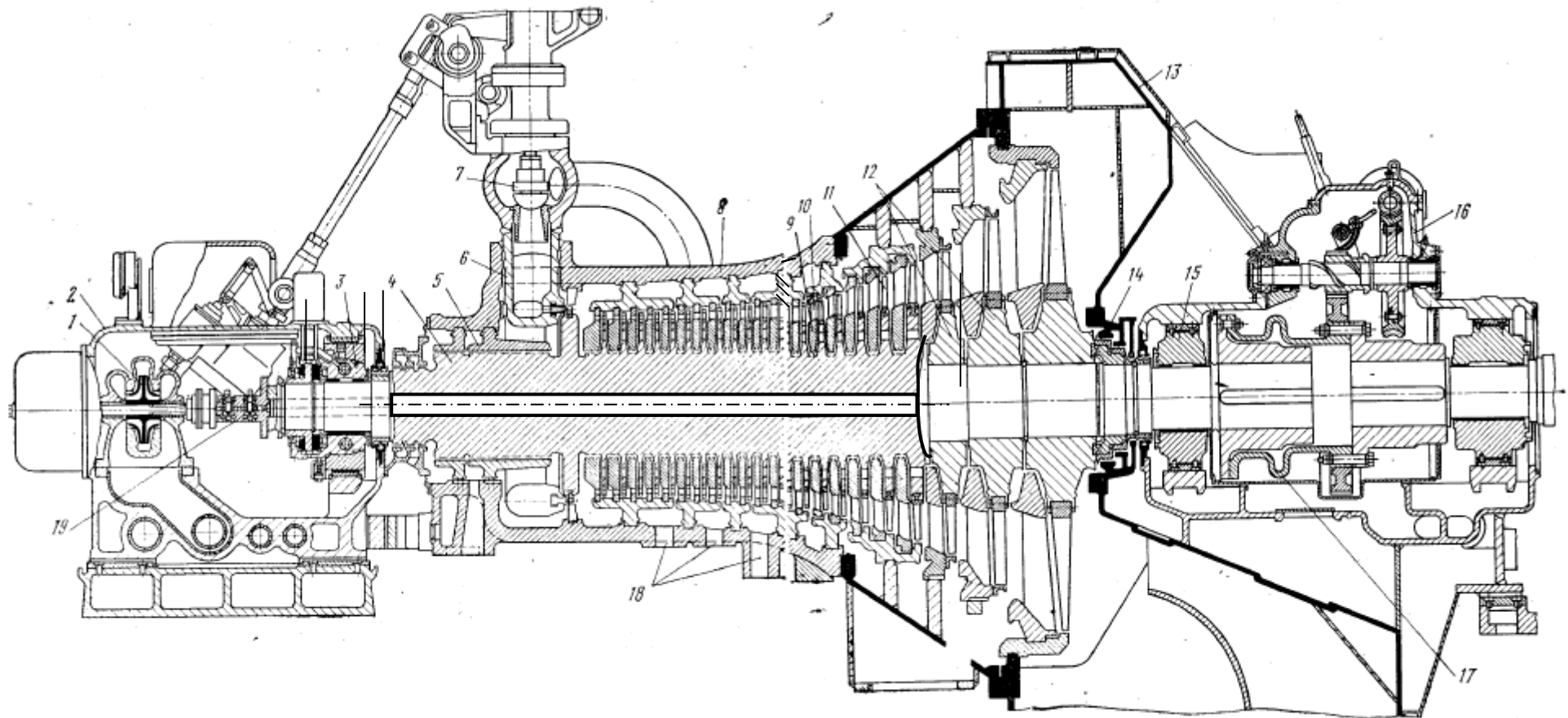
3.2.3 Типова конструкція парової турбіни

Проточна частина турбіни складається з послідовно розташованих ступенів, число яких визначається типом і потужністю турбіни. Так для турбіни потужністю 50 МВт з первинним тиском 8,8 МПа (рис. 3.4) кількість ступенів – 22, з них перші 19 викувані як одне ціле з валом турбіни. Останні насаджуються на вал з натягом. На ободах кожного диска, що обертається, кріпляться робочі лопатки. Між дисками розташовуються нерухомі проміжні діафрагми. У кожній з них розміщені нерухомі соплові лопатки, призначені для прискорення потоку пари, що проходить через них, і надання їй необхідного напрямку перед входом в канали, утворені робочими лопатками.

Висота соплових і робочих лопаток від ступеня до ступеня збільшується. Це обумовлено розширенням пари і збільшенням займаного нею об'єму, що вимагає збільшення прохідних перетинів.

Перша ступінь є регулюючою. Пара до її сопел підводиться через регулюючі клапани, які конструктивно прагнуть розташувати по колу корпусу турбіни (наприклад, за наявності чотирьох клапанів два розташовуються у верхній частині корпусу турбіни, два – з боків нижньої частини).

Висота соплових і робочих лопаток від ступені до ступені збільшується. Це обумовлено розширенням пари і збільшенням займаного ним об'єму, що вимагає збільшення прохідних перетинів.



1-відцентровий масляний насос; 2-корпус переднього підшипника; 3-передній опорний підшипник, 4-ротор; 5 – переднє ущільнення; 6 – соплова коробка; 7 – регулюючий клапан, 8 – корпус, 9 – діафрагма з сопловими лопатками; 10, 11 – соплові і робочі лопатки, 12 – диски, 13 – вихлопний патрубок; 14 - заднє ущільнення; 15 – задній опорний підшипник, 16 – валоповоротний пристрій, 17 – напівгнучка муфта; 18 – нерегульовані відбори, 19 – бойки автомата безпеки.

Рисунок 3.4 – Конденсаційна турбіна потужністю 50 МВт (подовжній розріз)

Частина корпусу, яка охоплює ступені високого тиску, виконується у вигляді сталевого відливу. Ступені низького тиску виконуються в зварній частині корпусу. По конструктивних міркуваннях в одному корпусі групується від 5 до 12 ступеней.

Соплові лопатки регулюючої ступені кріпляться в соплових коробках, які ввариваються в корпус турбіни.

Через соплові коробки здійснюється підведення пари в ЦВТ. Соплові коробки призначені для підведення і розподілу при сопловому і частково при дросельному паророзподіленні.

Наступні за регулюючою нерегульовані ступені зазвичай виконуються у вигляді ступень з малою мірою реакції в головній частині турбіни ($\rho=5\dots20\%$), тому їх вважають ступенями з малою мірою реакції. Вони є практично активними. Ступені, розташовані в кінці проточної частини турбіни мають міру реакції $\rho =30\dots50\%$ і є реактивними ступенями. Збільшення міри реакції пари по її ходу в турбіні обумовлене прагненням отримати найбільшу економічність турбіни при максимальній компактності конструкції. Збільшення числа реактивних ступеней в порівнянні з активними у вихідній частині турбіни, тобто в зоні низьких тисків, обумовлено також тим, що збільшені висоти лопаток в цій зоні дають нижчі втрати на протікання пари довкола робочих лопаток.

При розширенні пари її абсолютний тиск знижується з 12,7...23,5 МПа до кінцевого в 3,5... 4 кПа. Об'єм збільшується в 1000 разів і більше. Зважаючи на це при зниженні тиску повинні збільшуватися прохідні перетини лопаток і сопел. Висота лопаток визначається залежно від пропуску пари G_c на підставі рівняння нерозривності потоку:

$$G_c v_2 = F c_2 \sin \alpha_2, \quad (3.3)$$

де F – прохідний перетин робочих решіток, м²;

v_2 – питомий об'єм пари в тому ж перетині, м³/кг;

$c_2 \sin \alpha_2$ – осьова складова швидкості пари на виході з робочих лопаток.

У корпусі турбіни передбачено декілька патрубків (поз.18) для відбору пари з проміжних рівнів турбіни. Відбори призначені для регенеративного підігріву живильної води, що надходить з конденсатора в парогенератор.

Останній відсік турбіни складається з двох рівнів, в яких пар розширюється до тиску в конденсаторі.

Вихідний (вихлопний) патрубок 13 турбіни виконується з листової сталі шляхом зварки і приварюється до конденсатора. За рахунок охолодження і конденсації відпрацьованої в турбіні пари і відсмоктування конденсату тиск в конденсаторі підтримується нижче атмосферного. Зазвичай на рівні 3-6 кПа.

Залежно від способу регулювання витрати пари через турбіну розрізняють турбіни з сопловим і дросельним паророзподіленням.

При сопловому розподілі регулюючі клапани відкриваються і закриваються послідовно. При цьому пара, що проходить через повністю відкритий клапан, не дроселюється і прямує до сопел першого рівня з незмінним початковим тиском. Пара, що проходить через частково відкриті клапани, дроселюється і підходить до своєї соплової групи із зниженим тиском.

При дросельному паророзподіленні вся пара, що надходить в турбіну, проходить через загальний регулюючий клапан. В разі зниження навантаження регулюючий клапан частково закривається і пара дроселюється.

Перед регулюючими клапанами встановлюється стопорний клапан, який зазвичай знаходиться або в положенні «відкрито», або в положенні «закрито».

Вал турбіни опирається на два підшипники. У місцях проходу вала через корпус турбіни розташовані кінцеві ущільнення. Переднє ущільнення запобігає (або зменшує) витоку пари з корпусу турбіни в машинне відділення, заднє кінцеве ущільнення служить для запобігання підсосу атмосферного повітря в конденсатор турбіни і вихідний патрубок. У місцях проходу вала через центральні отвори діафрагм встановлюються проміжні ущільнення, призначені для зменшення протікання пари окрім каналів соплових лопаток.

Із збільшенням потужності турбіни як правило збільшується число циліндрів за рахунок ЦНТ.

3.2.4 Регулювання потужності турбіни

Стабільність роботи блоку забезпечується постійністю тиску пари. Це забезпечується при рівності теплопродуктивності парогенератора $Q_{\text{пг}}$ і теплоспоживання турбіни $Q_{\text{ту}}$. Нехтуючи втратами пари в паропроводі котел – турбіна, маємо рівняння теплового балансу $Q_{\text{пг}} = Q_{\text{ту}}$.

При зміні електричного навантаження $W_{\text{г}}$ має місце зміна частоти обертання валу генератора і, відповідно, турбіни, тобто частота обертання є функцією електричного навантаження: $n=f(W_{\text{г}})$. Міняється теплоспоживання турбіни і витрата пари, відповідно повинна мінятися і теплопродуктивність парогенератора.

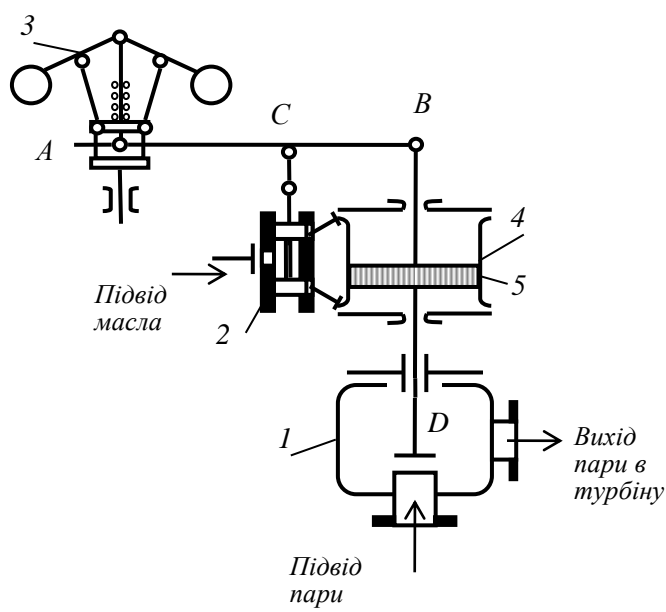
У передній частині валу турбіни розміщені запобіжні вимикачі, що впливають на стопорний і регулюючі клапани і забезпечують повне припинення подачі пари при підвищенні частоти обертання на 10-12%. Вал обертається з постійною частотою ω , якщо в рівнянні моментів

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_A \quad (3.4)$$

приріст частоти обертання $\frac{d\omega}{dt} = 0$. Вочевидь, що це матиме місце при рівності моментів на валу турбіни і генератора, тобто $M_T = M_G$. Тут J – сумарний момент інерції роторів турбіни і генератора, M_{δ} – момент на валу турбіни, M_A – момент на валу генератора. При зростанні M_{δ} зростає частота обертання, отже, зростає частота в електричній мережі. Якщо зростає електричне навантаження, тоді $M_G > M_T$, при цьому знижується частота обертання і знижується частота струму в електричній мережі. Такі відхилення строго обмежені, оскільки приводять до порушення станцією якості електричної енергії, що відпускається в електричну мережу.

Крім того, збільшення частоти обертання приводить до збільшення відцентрових сил, які впливають на лопатки і диски парової турбіни, що може

викликати аварію. Збереження постійної частоти обертання забезпечується системою автоматичного регулювання потужності турбіни, один з варіантів якої представлений на рисунку 3.5. Дана схема виконана з ланцюгом посилення, який складається із золотника і сервомотора. Пряме регулювання (без сервомотора і золотника) на потужних блоках не застосовується, оскільки



1 – корпус регулюючого клапана; 2 – золотник; 3 – відцентровий регулятор швидкості; 4 – сервомотор, 5 – поршень

Рисунок 3.5 – Схема регулювання турбіни з ланцюгом посилення

зусиль, що розвиваються відцентровим регулятором швидкості 3 недостатньо для переміщення клапанів.

У підшипниках турбіни виділяється значна кількість тепла, яке повинне від них відводитися. Відведення тепла здійснюється за допомогою циркуляції турбінного масла в системі змащення підшипників. Ця ж система змащення може бути використана для регулювання швидкості обертання валу турбіни

шляхом використання сполученого з валом турбіни через черв'ячну передачу відцентрового пружинного регулятора і системи важелів, пов'язаних з сервомотором. Сервомотор - це циліндр 4, в якому під дією масла високого тиску переміщається поршень 5, пов'язаний з регулюючим клапаном. Масло в сервомотор подається насосом через маслопровід і золотник 2, який управляє подачею масла у верхню або нижню частину сервомотора. При середньому положенні циліндрового золотника доступ масла до обох порожнин сервомотора (над поршнем і під ним) закритий. Поршень знаходиться в

положенні, яке відповідає рівності навантаження і потужності турбіни. Якщо змінюється навантаження, відбувається відповідно зміна положення муфти відцентрового регулятора, що у свою чергу за допомогою важеля АВ викликає зміну положення золотника і в сервомотор надходить масло. У точці В важіль зв'язаний шарніром з штоком регулюючого клапана, що забезпечує зворотний зв'язок сервомотора і золотника. Під час подання масла в сервомотор поршень 5 переміщається разом з штоком регулюючого клапана і змінює об'єм пари, що подається в турбіну. При зниженні навантаження частота обертання турбіни збільшується, вантажі регулятора піднімуться і розійдуться, важіль АВ підніме шарнір С, відкриваючи доступ масла у верхню порожнину сервомотора, регулюючий клапан опуститься і зменшить подачу пари в турбіну.

3.3 Генератори електричного струму

Для вироблення електричної енергії на теплових електростанціях з паротурбінними установками використовуються синхронні генератори електричного струму. Генератори, що працюють в блоці з паровими турбінами прийнято називати турбогенераторами (ТГ) на відміну від гідрогенераторів, що працюють в блоці з турбінами гідроелектростанцій [8, 9]. Турбогенератор по конструктивному виконанню є горизонтальною електричною машиною з нерухомим статором, вал якої, – ротор - сполучений з валом парової турбіни. На роторі розміщується неявнополюсна обмотка збудження генератора, на яку подається постійний або випрямлений струм збудження. У обмотці статора наводиться електрорушійна сила (е.р.с.). При включенні обмотки статора на зовнішнє навантаження в мережу видаватиметься електрична потужність.

Швидкість обертання (об/хв.) синхронного генератора обчислюється за формулою

$$n = 60 f / p$$

де f – частота струму;

p – кількість пар полюсів.

Відповідно до стандартної частоти електричного струму $f = 50$ Гц на теплових станціях встановлюються в основному двополюсні турбогенератори з номінальною частотою обертання 3000 об/хв. На АЕС і ТЕС з нижчими параметрами пари в порівнянні з сучасними КЕС доцільне вживання ТГ з нижчою частотою обертання і більшим числом пар полюсів (як правило $n=1500$ об/хв., число пар полюсів $p=2$).

Повна номінальна потужність генератора визначається його конструктивними розмірами і електричними характеристиками:

$$S_{\text{ном}} = K_1 A_1 B_\delta D_1^2 L_\delta n \quad , \quad (3.5)$$

де D_1 - діаметр статора, м;

A_1 - лінійна щільність струму в обмотках статора, А/м;

B_δ – магнітна індукція в повітряному зазорі між статором і ротором, Тл;

L_δ – довжина активної частини генератора, визначувана завдовжки магнітопровід статора, м;

n - номінальна частота обертання, об/хв.

K_1 – коефіцієнт пропорційності.

Для неявнополюсних машин, до яких відносяться ТГ, активна потужність може визначатися по величинах опору по подовжній осі генератора X_d , напрузі на затисках генератора U , е.р.с. E_q і куту δ між U і E_q

$$P_{\text{іт}} = \frac{E_q U}{X_d} \cdot \sin \delta \quad (3.6)$$

Активна потужність генератора, що віддається в мережу (кВт), складає

$$P_r = \sqrt{3} U I \cos \varphi \quad (3.7)$$

де U – напруга на затисках генератора, кВ;

I - лінійний струм (струм фази), А;

φ - кут зрушення між фазною напругою і струмом.

З (3.5) можна зробити висновок, що збільшення потужності генератора практично можливо або за рахунок збільшення лінійної щільності струму A_1 , або діаметру статора D_1 , оскільки величина індукції в зазорі B_δ повинна бути в

межах 0,8-1,0Тл і обмежена насиченням сталі сердечника. Збільшення геометричних розмірів генератора призводить до збільшення його маси, тобто до того, що він значно обважнює, додаткових витрат матеріалів і дорожчання. Як правило, найбільш прийнятним є використання в цих цілях збільшення щільності струму, що вимагає інтенсивного охолодження обмоток. З метою зниження перетину провідників обмотки статора обмотка потужних ТГ виконується за схемою «подвійна зірка». Гранично допустимі температури нагрівання для обмоток ротора – це 100-130⁰С, для обмоток статора – 120-140⁰С. Для охолодження обмоток статора ТГ потужністю вище 200МВт застосовується водень, оскільки величина струму в обмотках безпосередньо залежить від їх нагрівання і нагрівання ізоляції. Охолоджуються також сердечник статора і ротора. Корпус ТГ з водневим охолодженням має бути газонепроникним і механічно міцним. Системи охолодження генераторів поділяються на безпосередні (внутришньопровідникові) і непрямі (поверхневі). У безпосередніх системах охолодження як середовище, що охолоджує, використовуються водень, вода і масло. Такі системи ефективніші за поверхневі і дозволяють збільшити щільність струму в обмотках майже в три рази, тим самим при тих же габаритах установки збільшити її потужність. Так для генераторів серії ТГВ потужністю 300МВт, номінальний струм яких дорівнює 10200 А, використовується безпосереднє водневе охолодження статора і ротора.

Статор турбогенератора має стелевий корпус, який з ьрків закритий зварними щитами. Корпус ТГ з водневим охолодженням повинен буди газонепроникним і механічно міцним. Сердечник статора виготовляється з покритих лаком листів холоднокатаної електротехнічної сталі завтовшки 0,5 мм, що дає можливість підвищити магнітну проникність і знизити питомі втрати, а також витрати міді на обмотку. Обмотка статора у потужних генераторах як правило робиться двошаровою. Верхні і нижні стрижні, які за для зменшення поверхневого ефекту набираються з провідників малого перетину, у лобовій частині з'єднуються пайкою.

Ротор потужних ТГ виготовляється з цілісної поковки високолегованої сталі, що має високі механічні характеристики і міцність. Ротори ТГ малої потужності виготовляються з вуглецевої сталі. На поверхні бочки ротора фрезеруються пази, в які укладається обмотка збудження. Пази закривають клинами з високоміцних немагнітних матеріалів (для зменшення потоку розсіяння). Для обмоток ротора невеликих за потужністю генераторів використовується електролітична мідь. Для потужних турбогенераторів – мідь з присадкою срібла ($0,03 \div 0,1\%$), оскільки чиста мідь під впливом відцентрових зусиль і термічної напруги, що виникають у режимах пуска-зупинки і перенавантаження, отримує остатню деформацію, яка може призвести до пошкодження генератора. Ротор встановлюється на двох підшипниках ковзання, що мають примусове змазування маслом під тиском від системи змащування турбіни.

Система збудження генератора призначена для живлення обмотки збудження постійним струмом і регулювання збудження. На старих генераторах застосовувалося електромашинне збудження - від генератора постійного струму, який встановлювався на валу ротора, або від машинного збудника, що встановлюється окремо. Таке збудження практично скрізь замінене тиристорним збудженням, при якому джерелом є генератор змінного струму, струм від якого подається на обмотку збудження основного ТГ перетвореним за допомогою тиристорних перетворювачів. Номінальна напруга збудження U_f сучасних генераторів знаходиться в межах 80-600В. Нижня межа характерна для генераторів потужністю в декілька МВт, верхня – для потужних. Номінальний струм збудження I_f також залежить від потужності генератора і для генераторів потужністю 200МВт і більш складає 2000-8000А.

Для видачі потужності генератора в електричну мережу на генераторній напрузі використовуються спеціальні комплектні екрановані токопроводи (КЕТ), перетин яких залежить від величини номінального струму генератора, тобто виробленої потужності. Екрани зменшують вплив електромагнітного поля на навколишнє середовище і персонал станції. Токопроводи з'єднують

генератор з блоковим підвищуючим трансформатором, через який на підвищеній напрузі електрична енергія постачається в електричні мережі і далі до споживачів.

3.4 Блокові силові трансформатори і трансформатори власних потреб станції

Блокові силові трансформатори призначені для підвищення напруги видачі потужності генератора від генераторної напруги U_g до напруги мережі U_c (рис.1.1-а). наприклад, вищезгадані генератори 300 МВт мають $U_g=20$ кВ. Напруга, на якій здійснюється видача потужності в електричні мережі, дорівнює 110 (154), 220, 330, 750 кВ. На станціях ВАТ «Дніпроенерго» видача потужності здійснюється в мережі 154 і 330 кВ. Таким чином коефіцієнт трансформації блокового трансформатора при $U_c = 330$ кВ

$$K_T = \frac{U_c}{U_g} = 330/20 = 16,5$$

Підвищення напруги потрібне для зниження струму в лініях електропередач і тим самим збільшення їх пропускної спроможності при меншому перетині. Потужність блокового трансформатора (T_p) вибирається по повній потужності генератора, тобто з урахуванням коефіцієнта потужності $\cos\varphi$:

$$S_{Tp} \geq P_g / \cos\varphi, \text{ МВА.}$$

Так при потужності генератора (і, відповідно, турбіни) 300 МВт, встановлюються блокові T_p з номінальною потужністю 400 МВА.

Обмотки блокових T_p мають схему з'єднання «трикутник - зірка» Δ/Y «Трикутник» на боці генератора, «зірка» на високій стороні, оскільки режим нейтралі мереж, на напрузі яких здійснюється видача потужності станції, глухе заземлення [10], здійснити яке можливо лише при з'єднанні обмоток фаз у «зірку». При такій системі з'єднання фаз будь-яке замикання фази на землю є коротким замиканням мережі і миттєво відключається протиаварійним

захистом електричних мереж.

За типом виготовлення в залежності від потужності блокові трансформатори можуть бути трифазними або представляти групу однофазних. В першу чергу це зумовлено габаритними розмірами і можливістю транспортування.

Ізоляція блокових Тр – паперово-масляна, тому до охолодження обмоток, магнітопроводу і сталевих деталей конструкції трансформаторів пред'являються жорсткі вимоги.[16] Теплота, що виділяється в обмотках і магнітопроводі, передається через паперову ізоляцію і ізоляційне покриття сталевих листів сердечника масла, і від масла – докільцю. Нагрівання ізоляції різко знижує її діелектричні властивості, що може привести до її пробою і пошкодженню Тр. На трансформаторах середньої потужності (до 100 МВА) застосовується дуттьове охолодження з використанням вентиляторів для обдування масляних радіаторів (система охолодження Д), для трансформаторів великої потужності застосовується система охолодження ДЦ – дуття з примусовою циркуляцією масла.

Наскільки ефективна система охолодження визначають по температурі верхніх шарів масла в трансформаторі, яка в Тр з системами охолодження М (природна масляна) і Д не повинна перевищувати 95°C , з системою охолодження ДЦ при потужності Тр до 250 МВА включно – 80°C , при потужності понад 250 МВА – 75°C . Температура найбільш нагрітої точки обмоток не повинна перевищувати 98°C . При збільшенні температури на 6°C термін служби ізоляції зменшується практично в 2 рази. Нагрівання ізоляції, як відомо, визначається величиною струму в обмотках Тр, і пропорційне квадрату величини струму. Тому перенавантаження по струму в аварійних режимах допускається на 30% - протягом 2х годин, на 60% - протягом 45 хвилин, на 100% - 10 хвилин. Номінальною температурою охолоджуючого середовища вважається температура 20°C .

Для живлення електроприймачів власних потреб, тобто допоміжного обладнання, яке має електропривід (приводів насосів різного

призначення, вентиляторів, млинів розмелу вугілля, транспортерів подачі палива і тому подібне) передбачається підключення в блок з блоковим Тр трансформатора власних потреб - ТСН. Потужність і енергія, що споживаються приймачами власних потреб станції, залежать від типу станції, споживаного палива, потужності турбін та інших умов. В залежності від цих умов визначається і потужність трансформаторів власних потреб, яка може складати 15÷20% від потужності блокового Тр з урахуванням навантаження резервування. Підключається ТСН зазвичай глухим відпаюванням (без комутаційних апаратів) до токопроводу, що сполучає генератор і блоковий Тр, тобто первинна обмотка трансформатора власних потреб виконується на генераторній напрузі, вторинна – на напрузі названих електроприймачів, найчастіше – 6 кВ. Схема з'єднання обмоток «трикутник-трикутник», тому мережі власних потреб станції, що живляться від ТСН, працюють з ізольованою нейтраллю.

Для підключення електроприймачів власних потреб на кожному блоці станції монтується розподільчий пристрій (РП) відповідної напруги (у більшості випадків – 6кВ), який отримує живлення від ТСН. РП оснащується комутаційними апаратами, кабельними збірками, пристроями автоматики і релейного захисту, які розміщуються комплектних розподільчих пристроях, якими укомплектовуються блокові РП. Електропостачання приводів потужних насосів може здійснюватись напругою 6 кВ. Для живлення менш потужного обладнання використовуються мережі 380/220В, які приєднуються до трансформаторів 6/0,4кВ, що теж встановлюються в блокових РП і отримують живлення від блокових ТСН.

Значна частина електроприймачів власних потреб (живильні, конденсатні, циркуляційні насоси і т.п.) відноситься до електроприймачів першої категорії за надійністю електропостачання, оскільки припинення живлення цього обладнання приведе до зупинки блока. Тому в схемах власних потреб передбачається обов'язкове резервування живлення відповідальних приймачів від систем інших блоків, а також від незалежного зовнішнього

джерела електропостачання.

На промислових ТЕЦ електрична потужність видається в головний розподільний пристрій (ГРП) станції на генераторній напрузі, звідки вона розподіляється заводським споживачам. Для забезпечення резервування споживачів електричної енергії, які приєднані до ГРП, на ПТЕЦ встановлюються трансформатори зв'язку з енергосистемою або з енергопостачальною компанією. Потужність цих трансформаторів визначається конкретними умовами, рівні напруги також залежать від рівня напруги ГРП і прилеглої електричної мережі компанії-постачальника. Установка трансформаторів потрібна також для забезпечення можливості видачі в електричні мережі надлишків виробленої електроенергії. Власні потреби ПТЕЦ приєднуються до ГРП станції, резервування електропостачання здійснюється шляхом використання зв'язку з енергосистемою.

Питання до розділу

- 1 Назвати устаткування, що входить в пароводяний і газоповітряний тракти.
- 2 Устаткування паливного тракту і його розміщення.
- 3 Схеми генерації пари в котельних установках ТЕС, їх номінальні параметри
- 4 Продувка парогенераторів, розрахунок об'ємів продувочної води
- 5 Конструктивні елементи парових турбін.
- 6 Класифікація парових турбін Як розподіляються потоки пари в багатоциліндрових турбінах.
- 7 Як приєднується конденсатор до пароводяного тракту?
- 8 Конструктивне виконання проточної частини турбіни К-50-12.
- 9 Чим зумовлена необхідність регулювання подачі пари в турбіну. Принципи регулювання, схеми.
- 10 Переваги і недоліки соплового і дросельного регулювання.
- 11 Конструкції синхронних генераторів.
- 12 Чинники, що обумовлюють швидкість обертання ротора генератора.
- 13 Система збудження генератора і її виконання.
- 14 Призначення блокових трансформаторів і ТСН в електричній схемі ТЕС, схеми їх підключення.

4 ЕЛЕМЕНТИ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕС.

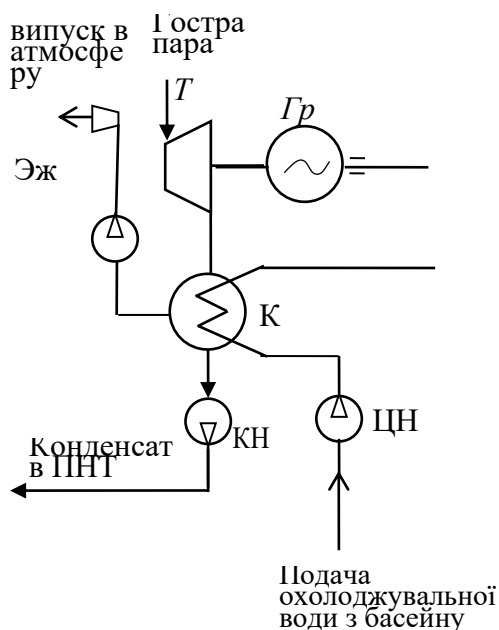
4.1 Конденсаційні установки

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

$$\eta_i^k = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

тобто чим нижче температура пари на виході з турбіни, тим більше ефективна її робота.

Конденсатори призначені для конденсації відпрацьованої в турбіні пари і створення і підтримки розрідження в конденсаторі і у вихідних патрубках турбіни, що дозволяє забезпечити невисоку температуру пари (24-28 °С) на виході з турбіни. Конденсатор разом з необхідним устаткуванням (конденсатними насосами, ежекторами для видалення корозійно-активних газів,



ЦН – циркуляційний насос, Еж – пароводяний ежектор, інші позначення див. рис.1.2-а.

Рисунок 4.1 - Схема конденсаційної установки

розчинених у воді, системою безперервного кулькового очищення внутрішньої поверхні трубок конденсатора від органічних відкладень, регуляторами рівня конденсату, гідравлічними затворами і ін.) називається *конденсаційною установкою*, спрощена схема якої представлена на рис. 4.1.

Пара перетворюється на конденсат за рахунок її охолодження і конденсації в теплообмінниках, де теплота конденсації пари передається

циркуляційній охолоджуючій воді, яка прокачується через трубки

конденсатора.

Системи охолодження конденсатора відносяться до систем технічного водопостачання ТЕС, які включають також системи охолодження генераторів, масла турбін, на деяких станціях – трансформаторного масла.

Як джерела водопостачання можуть використовуватися природні - крупні річки, зимовий і літній дебет води в яких покриває витрати ТЕС, а також озера з проточною водою, море. У цих випадках система водопостачання називається *прямоточною*. За відсутності поблизу станції крупних природних водоймищ або при малому дебеті річки використовується *оборотна* система водопостачання. У такій системі вода, що охолоджує, після конденсатора прямує в штучний охолоджувач, де охолоджується, і після нього знову подається в конденсатор турбіни. Як штучні охолоджувачі використовуються ставки-охолоджувачі, бризкальні установки, градирні. Градирні в порівнянні з іншими штучними охолоджувачами найбільш економічні: займають меншу площу і мають менші втрати води.

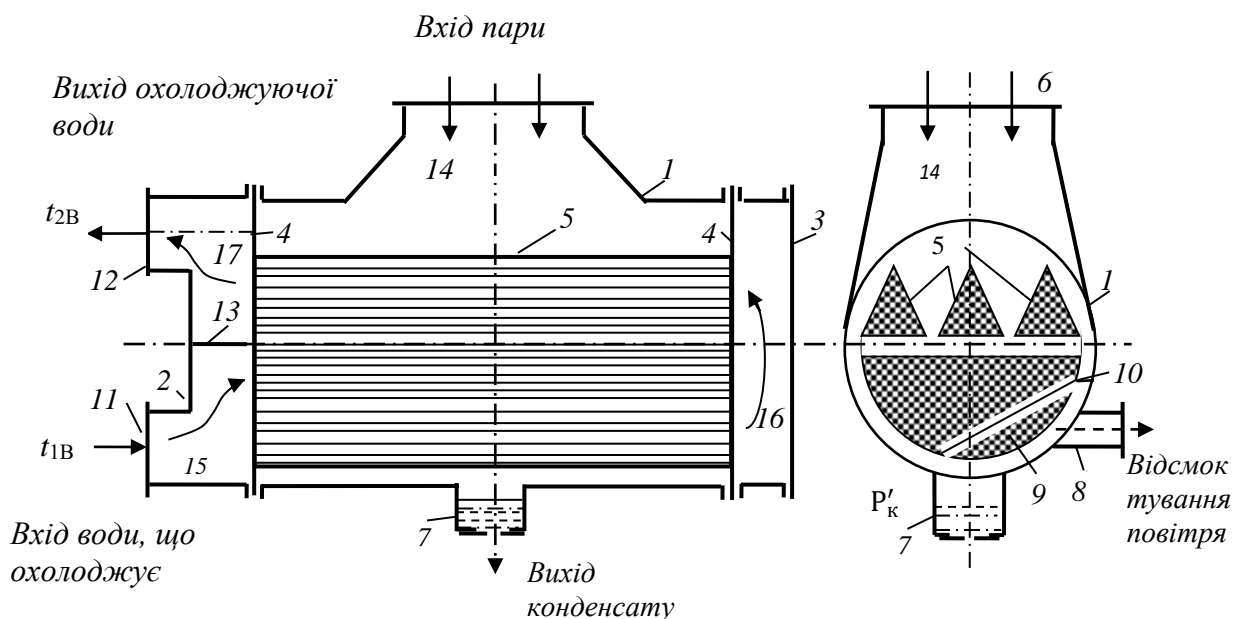
Для подачі в конденсатор охолоджувальної води використовуються циркуляційні насоси. Як правило на кожен блок встановлюється два насоси

Конденсат, що утворився в конденсаторі, стікає в конденсатозбірник, звідки він 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. Слід також враховувати, що у міру руху пари в конденсаторі із-за гідравлічних втрат знижується його тиск. Знижується також температура насичення – як з-за пониження тиску, так і зниження парціального тиску пари в процесі її конденсації. Тому доцільним є двоходове виконання конденсатора по воді [19]. При цьому перший хід здійснюється в зоні зниженого тиску.

На рисунку 4.2 представлений процес конденсації пари в поверхневому

конденсаторі. У конденсатор через горловину 14, приєднану фланцем 6 до вихлопу турбіни, надходить суміш пари і повітря: частина повітря привноситься паром, частина всмоктується через нещільність вакуумної системи. На патрубках, що сполучають турбіну з конденсатором, встановлюється система металевих компенсаторів, які забезпечують можливість переміщення корпусу ЦНТ і конденсатора. Охолоджувальна вода циркуляційним насосом подається в нижню камеру 15, проходить по системі труб до поворотної камери 16, потім через верхню (вихідну) камеру надходить в відповідну трубу і прямує в басейн - охолоджувач. Патрубок 8 служить для відсмоктування повітря з повітроохолоджувача. Повітроохолоджувач є зоною конденсатора, де охолодження і конденсація пари протікають найінтенсивніше. Це необхідно для мінімізації втрат пари, що не сконденсувалася, при



1-корпус конденсатора, 2 і 3 – кришки корпусу, 4 – трубні дошки; 5 – система прямих труб, що охолоджують, закріплюються в трубних дошках 4; 6 – фланець приєднання конденсатора до вихлопу турбіни; 7 – конденсатозбірник; 8 – патрубок відсмоктування повітря, 9 - повітроохолоджувач, 10 – перегородка повітроохолоджувача, 11 – труба підведення води, що охолоджує, труба відведення води, що охолоджує; 12 – труба відведення води, що охолоджує, 13 – перегородка, що розділяє вхідну і вихідну камери; 14-горловини конденсатора; 15 – нижня частина камери (вхідна камера), 16 – поворотна камера, 17 – верхня частина камери (вихідна камера).

Рисунок 4.2 - Конструктивна схема поверхневого конденсатора

відсмоктуванні повітря. Для видалення повітря і газів з конденсатора застосовуються пароструйні ежектори.

Залежно від конструкції конденсатора відсмоктування повітря може виконуватися в нижній частині конденсатора (рис. 4.2), у верхній частині конденсатора – це конденсатори з висхідним потоком пари; конденсатори з відсмоктуванням повітря в середині корпусу – конденсатори з центральним потоком пари. Конструкція конденсатора забезпечує ефективний процес теплообміну між парою і водою, що охолоджує. В той же час недопустиме переохолодження конденсату, оскільки це приведе до додаткових втрат теплоти, і у результаті – до зниження ККД установки. Тому конструктивно конденсатор виконується так, що конденсат, що утворився у верхніх шарах камери, стікаючи вниз, змішується з парою і нагрівається знову до температури насичення. Такі конденсатори називаються регенеративними.

Зусилля від дії атмосферного тиску на корпус конденсатора сприймаються системою гнучких опор на фундамент. По розташуванню конденсаторів відносно турбіни розрізняють підвальне – конденсатор знаходиться під частиною низького тиску турбіни, і бічне безпідвальне розташування. Останнє характерно для багатопотокових турбін.

Розрахунок потреби води на охолодження конденсатора

Для конденсаторів істотними є наступні характеристики: кількість корпусів, діаметр і товщина трубок, число ходів по воді, тиск в конденсаторі, питома парове завантаження, кратність охолодження, гідравлічний опір по воді і по парі.

Потреба циркулюючої через конденсатор води визначається його тепловим балансом:

$$D_k(i_k - i'_e) + \sum Q_{др} = G_u (i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} - i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}) , \quad (4.1)$$

де i_k і i'_e - відповідно ентальпія відпрацьованої в турбіні пари на вході в

конденсатор і ентальпія конденсату, кДж/кг;

$i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}$ і $i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}$ – ентальпія води, що охолоджує, на виході і на вході конденсатора, кДж/кг;

G_w – витрата води, що охолоджує, циркуляційним насосом, кг/с;

$\Sigma Q_{др}$ – тепло, яке вноситься в конденсатор потоками дренажу з регенеративних підігрівачів, ущільнень турбіни та інше, кДж/кг.

З теплового балансу конденсатора визначається кратність охолодження m – співвідношення між витратою води, що охолоджує, і витратою пари через конденсатор D_k :

$$m = \frac{G_{\hat{o}}}{D_{\hat{e}}} = \frac{i_{\hat{e}} - i_{\hat{e}}'}{i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} - i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}'} \quad (4.2)$$

Температура води на виході з конденсатора $i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}$ має бути менше температури конденсації пари t_k на 3...5 °С, що відповідає недогріванню води в поверхневих теплообмінниках. Вода, що охолоджує, в конденсаторі нагрівається зазвичай на 8...12 °С, це відповідає кратності охолодження приблизно 40...60. Витрата води на сучасних ТЕС складає 50...100 м³/с в залежності від потужності турбоагрегатів.

Приклад виконання розрахунку витрат охолоджувальної води

Потрібно визначити кратність охолодження для конденсатора парової турбіни, якщо відомо, що температура охолоджуючої води на вході в конденсатор становить $t_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}$, на виході з конденсатора – на Δt °С нижче за температуру насичення пари в конденсаторі. До конденсатора надходить також конденсат гріючої пари з ПНТ, ущільнень турбіни і таке інше з теплою $\Sigma Q_{\hat{a}\hat{o}}$, кДж/кг, частка якої складає $\alpha_{др}$ від кількості пари, що надходить в конденсатор; температура дорівнює температурі насичення при данному тиску в конденсаторі.

Дано: $p_k = 3,5$ кПа; $D_k = 12$ кг/с; $\alpha_{др} = 1\%$ від D_k ;

$$t_{др} = t_n ; \quad t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} = 10^0 \tilde{N} \quad \Delta t^{бyx} = 5^0C$$

Температуру насичення пари в конденсаторі дорівнюють температурі конденсату і визначається по тиску p_k , що становить у даному випадку 3,5 кПа. Відповідно до табл.ІІ [1] температура насичення складає 26,692 °С, ентальпія сухої насиченої пари при цьому $i_k = 2549,9$ кДж/кг, ентальпія конденсату $i_k' = 111,84$ кДж/кг. Тоді температура охолоджуючої води за конденсатором $t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} = 26,692 - 5 = 21,6920$ °С.

З рівняння теплового балансу маємо

$$V_{i\hat{a}} \cdot \tilde{n}_{\delta} (t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} - t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}) = D_k (i_{\hat{e}} - i_{\hat{e}}') + \sum Q_{\hat{a}\hat{o}}$$

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

$$D_k = D_T (1 - \sum \alpha_j) = 12 \text{ кг/с}$$

Звідки об'ємна витрата води через конденсатор, кг/с

$$V_{i\hat{a}} = \frac{D_k (i_{\hat{e}} - i_{\hat{e}}') + \sum Q_{\hat{a}\hat{o}}}{\tilde{n}_{\delta} (t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} - t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}})}$$

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

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

звідки кратність охолодження

$$m = V / D_k = 603,192 / 12 = 50,265.$$

4.2 Деаератори

4.2.1 Призначення і принцип дії деаераторної установки

Деаератори ТЕС – апарати, призначені для термічної деаерації води, тобто для видалення розчинених у воді газів шляхом доведення її до кипіння.

Агресивні гази – кисень і вуглекислий газ CO_2 – потрапляють в живильну воду з аерованими потоками конденсату і додатковою хімічно очищеною водою. Основну корозійну дію виявляє кисень, вуглекислий газ діє також як каталізатор дії O_2 .

Аерування – насичення повітрям - може відбуватися в конденсаторі, в конденсаційних насосах, у вакуумних підігрівачах (перших ПНТ, в яких тиск нижче атмосферного аналогічно тиску пари на виході з турбіни, що сприяє виникненню присосів повітря). Наявність цих газів підсилює корозію пароводяного тракту. «Правилами технічної експлуатації» вміст розчиненого кисню в деаерованій воді не повинен перевищувати 10мкг/кг для котлів з тиском ≥ 10 МПа, 20 мкг/кг при тиску 4 – 10 МПа; залишковий вміст CO_2 - відповідно не більше 2 - 7 мкг/кг і 5-10 мкг/кг, тобто лише сліди.

У основу здійснення термічної деаерації на ТЕС покладений закон Дальтона - Генрі: розчинність газу у воді пропорційна при даній температурі його парціальному тиску в газовій суміші, дотичній з поверхнею води

$$G_r = \alpha p_n \quad (\text{кг/м}^3).$$

Тут p_n - парціальний тиск газу, Н/м²; (парціальним тиском газу називається такий тиск, який мав би кожен компонент, тобто газ, що входить до складу суміші газів, якби він один займав такий же об'єм, який займає вся суміш)

α - коефіцієнт абсорбції, кг/(м³ Па), α залежить від температури, спочатку із зростанням температури знижується, а потім зростає. Тобто при підвищенні температури води до температури насичення, відповідної тиску в деаераторі, розчинність газу знижується до нуля із-за зниження до нуля парціального тиску: тиск газів над поверхнею рідини падає, оскільки вони витісняються

водяними парами.

Відносний склад газів при розчиненні повітря у воді відрізняється від їх складу в повітрі. При $T = 0$ °C і тиску, відповідному нормальному атмосферному, вміст газів у воді і повітрі наступний:

Вода		Повітря	
Кисень	34,9%		21%
Вуглекислий газ	2,5		0,04
Азот і інертні гази	62,6		78,96

Чим більше поверхня контакту води і грючої пари в деаераторі, тим більший ефект буде досягнутий. Це забезпечується дробленням потоку води на струмені або плівки.

Деаерації на ТЕС підлягають:

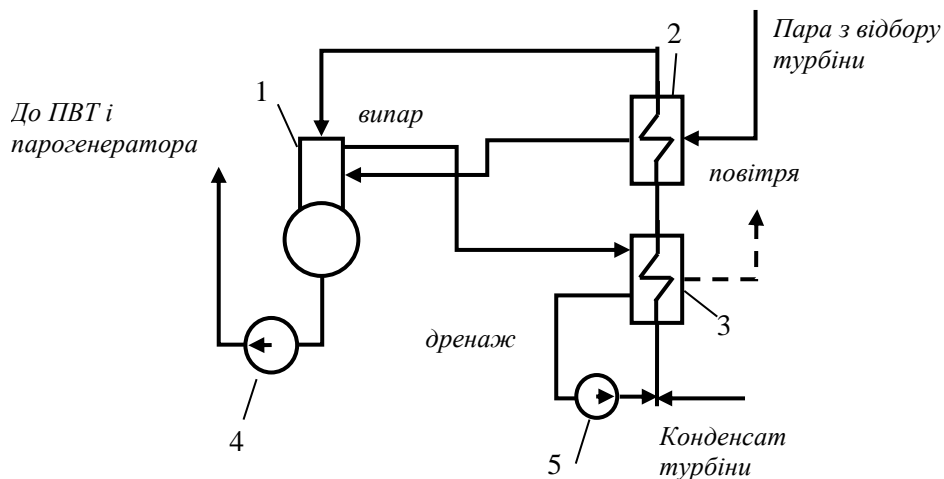
- конденсат, що утворюється в конденсаторах турбін (1-й рівень деаерації);
- вода з дренажних баків відкритих зливів;
- конденсат з системи регулювання потужності турбін;
- БРОУ, РОУ (редукційно-охолоджувальні установки - застосовуються на ТЕЦ для резервування відпуску пари однією турбіною даного типу. Для резервування опалювальних відборів турбіни ці пристрої не встановлюються).
- живильна вода, що надходить в парогенератор.

4.2.2 Класифікація деаераторів

Деаератори, що використовуються в пароводяному тракті ТЕС, розрізняють по наступних ознаках:

1) *За призначенням* (вигляду потоку, що підлягає деаерації):

- деаератори живильної води основних парогенераторів, випарників, пароперетворювачів (рис.4.3, 4,4)
- деаератори додаткової води і зворотного конденсату від зовнішніх споживачів;
- деаератори підживлюючої води теплових мереж.



1-деаератор; 2- підігрівач; 3-охолоджувач випару; 4 - живильний насос; 5- дренажний насос.

Рисунок 4.3 – Схема установки деаератора з попереднім підігріванням води.

2) За способом обігріву води, яка деаерується:

- деаератори із зовнішнім попереднім нагрівом води парою (деаератори перегрітої води – рисунок 4.3);
- з внутрішнім обігрівом води змішуванням її з грюючою парою (деаератори змішуючого типу (рис 4.4) .

3) По тиску грюючої пари:

- деаератори підвищеного тиску (тип ДП, тиск 0,6-0,7 МПа);
- деаератори атмосферного тиску (тип ТАК, робочий тиск 0,10-0,12 МПа);
- вакуумного типу (тип ДВ, робочий тиск 7,5 - 50 МПа);
- деаератори постійного і змінного тиску.

4) По конструктивному виконанню:

- струменево-краплинного тарілчастого типу;
- плівкового типу з насадкою;
- плівкового типу;
- з барботажними пристроями (рис.4.5);і без них
- з вертикальною циліндровою деаераційною колонкою (рис.4.3... 4.6);
- з горизонтальною циліндровою деаераційною колонкою.

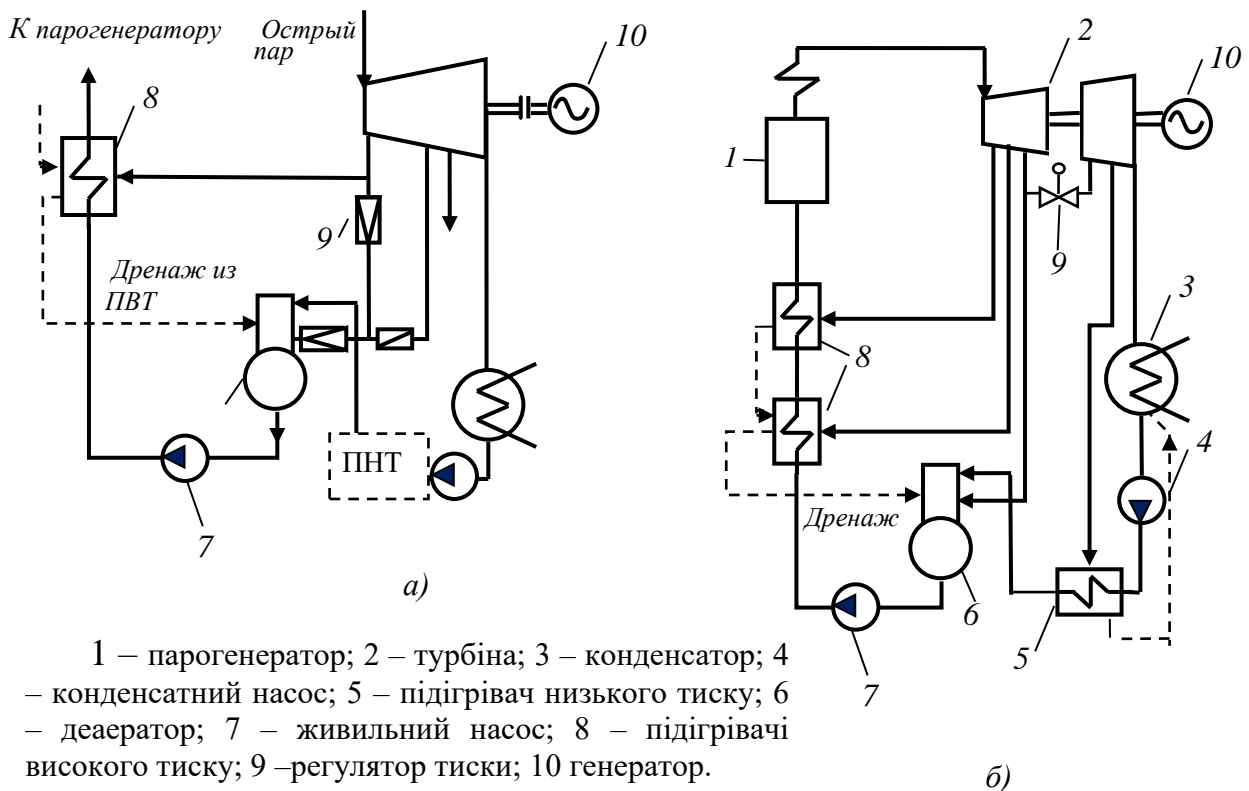


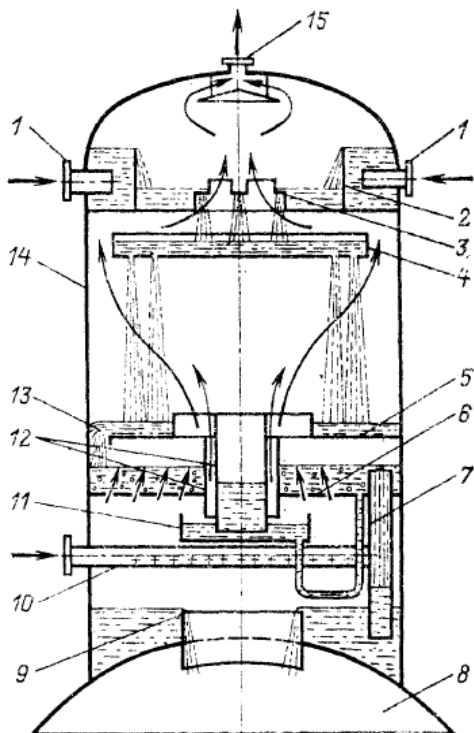
Рисунок 4.4 – Схеми включення деаераторів живильної води: а) – як самостійний ступінь регенеративного підігрівання живильної води; б) – підключення до регульованого відбору на ТЕЦ

Найбільш поширені деаератори струменевого (струменево-краплинного) типу і плівкового типу.

У струменевих деаераційних колонках (рис.4.6) встановлюються так звані сітчасті тарілки (з отворами 5..8 мм у вигляді сита), проходячи через які зверху вниз водяний потік дробиться на безліч струменів, чим досягається збільшення поверхні контакту води і гріючої пари.

Застосовуються від двох до п'яти тарілок, які розміщуються одна під іншою на відстані 400 – 1200 мм. Швидкість пари, що надходить в деаератор, не повинна перевищувати гранично допустимої з умови запобігання виносу крапель води парою. Для тиску 0,6 – 0,7 МПа – це 4 - 5 м/с.

Основний конденсат подається в деаератор через водозлив на верхню тарілку, гарячі дренажі ПВТ – на проміжну тарілку. Гріюча пара з відбору подається в кільцеву камеру в підставі колонки, а потім піднімається вгору,



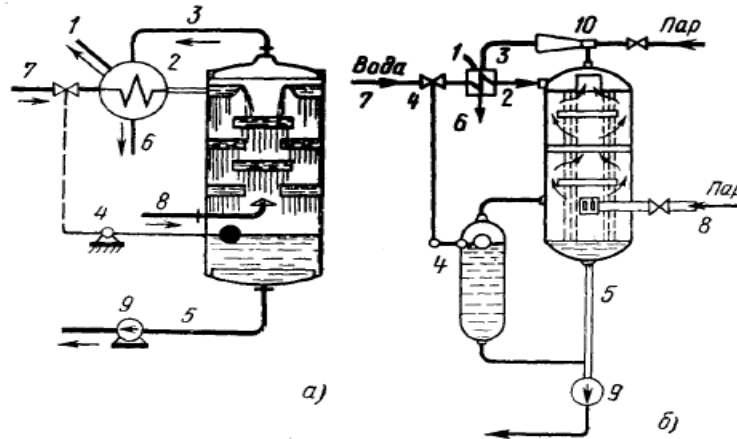
1 - підведення води; 2 – розподільний для змішувача пристрій; 3 – горловина пристрою змішувача; 4 – перфорована тарілка; 5 – перепускний аркуш; 6 – перфорований аркуш барботажного пристрою; 7- зливні труби; 8 – бак-акумулятор; 9 – горловина бака; 10 – колектор підведення пари; 11 – піддон; 12 – пароперепускні труби (зовнішня і внутрішня; 13 – сегментний отвір; 14 – корпус колонки; 15 – відведення пари і газів.

Рисунок 4.5 - Принципова схема двоступінчатої барботажної деаерації

пересікає при цьому струмені води, нагріваючи її до температури насичення (Рис.4.6). Гази, що виділилися з води, піднімаються вгору разом з невеликою кількістю пари, що не сконденсувалася, у вигляді пароповітряної суміші і видаляються з колонки через центральний штуцер. З вакуумного деаератора видаляються паровим ежектором (Рис.4.6 - б). Такі колонки мають декілька відсіків, тому досить високі. Залишковий вміст кисню в деаерованій воді залежить від кількості надлишкової пари, що видаляється з газами, – так званого «випару». Для зниження втрат живильної води деаератори змішуючого типу забезпечуються охолоджувачами випару, в яких пар конденсується, і конденсат прямує в систему живлення котла. Повітря і гази видаляються вищезгаданими способами.

У деаераторах плівкового типу застосовується так звана неупорядкована насадка: в шарі розташовується безліч дрібних металевих елементів різної форми, які омиває вода. Найбільш поширені елементи Ω – подібної форми з отворами. Це надає змогу збільшити поверхні дотику двох середовищ і підвищити ефективність деаерації. Насадка насипається зверху на сітку з нержавіючої сталі. Пара подається знизу і проходячи через колонку, нагріває

конденсат. Ці колонки значно нижчі.



1- повітря, що відводиться, 2 – охолоджувач випару, 3- пароповітряна суміш, 4- регулювальник рівня води, 5 - відведення деаерованої води; 6 - відведення конденсату випару, 7 - підведення води, що деаерується; 8 - підведення грючої пари, 9 - живильний насос; 10 - ежектор.

Рисунок 4.6 - Схема включення термічного деаератора: а – атмосферного або підвищеного тиску; б- вакуумного

Застосовуються також деаератори з горизонтальною колонкою. Вони можуть бути як вакуумними, так і для підвищеного тиску. Вода, що деаерується, надходить до колонки зверху. З верхньої частини також виконується відведення пароповітряної суміші. Гріюче середовище (пара або вода) підводиться через бокову стінку, яка відокремлена від основної частини колонки вертикальною або похилою перегородкою. Через барботажний лист унизу колонки і обвідний короб грюче середовище переходить в основну частину колонки.

Деаерована вода зливається внизу колонки у бак-акумулятор (поз.8 на рис.4.5) деаератора, який має зазвичай горизонтальну циліндрову форму і ємкість якого розрахована на забезпечення надійного живлення парогенератора протягом певного часу. Для блоку цей запас води повинен забезпечувати можливість роботи блоку не менше 5 хвилин, для неблокової електростанції

сумарний запас у всіх баках деаераторів повинен забезпечувати роботу станції протягом 10 хвилин, для ТЕЦ – 15 хвилин. Крім того на ТЕС передбачається запас живильної води, необхідний для пуску парогенераторів і їх промивання. Цей запас зберігається в спеціальних баках(звичайно 3 баки ємністю 1000м³).

Деаератор може одночасно виконувати функцію змішуючого підігрівача (рис. 4.4,а). Проте за відсутності підігрівача, що живиться паром з того ж відбору, що і деаератор, використовується дроселювання пари відбору, що веде до зниження теплової економічності.

У деаераторі повинен підтримуватися постійний тиск незалежно від навантаження турбіни, а тиск у відборах змінюється пропорційно витраті пари на турбіну. Тому процес деаерації регулюється автоматично шляхом підтримки постійного тиску пари в колонці. Для роботи деаератора в діапазоні навантажень турбіни потрібно мати запас по тиску відбору, який знижується в регулюючому клапані до необхідної величини. В разі припинення подачі пари в деаератор в ньому знижується тиск, що може привести до запарювання живильного насоса, в який поступатиме живильна вода з бака-акумулятора при номінальній температурі.

Проектування і виготовлення деаераторів регламентоване [19, 20].

В даний час на станціях почали застосовуватися *бездеаераторні* схеми. Такі схеми є більш економічними, оскільки зменшуються капіталовкладення за відсутності установки деаератора, частини трубопроводів і арматури, має місце зменшення кількості насосів; знижуються експлуатаційні і ремонтні витрати. Підвищується тепла економічність установки, оскільки виключаються втрати з випаром деаератора, втрати при дроселюванні відбірної пари, знижується споживання енергії на власні потреби станції. Можливість вживання бездеаераторної схеми обумовлена поліпшенням конструкції конденсаторів турбін і підвищенням їхньої деаеруючої здатності, вживанням ПНТ контактного типу, впровадженням спеціальних водних режимів (наприклад, з дозованим введенням кисню). На нових ТЕС, що будуються, рекомендовано використання бездеаераторних схем [21].

4.2.3 Тепловий розрахунок деаератора

Рівняння матеріального балансу деаератора, відповідне схемі на рис. 4.7, може бути записане у вигляді:

$$D_k + D_{др} + D_d + D_{у,д} = D_{жв} + D_{е,у} \quad \text{кг/с} \quad (4.3)$$

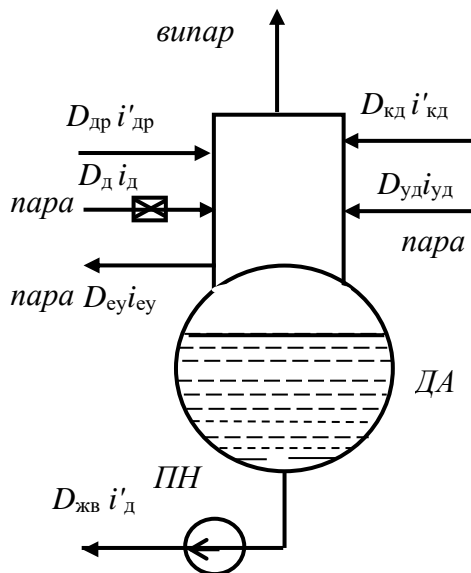


Рисунок 4.7 - Схема до розрахунку матеріального і теплового балансів деаератора.

де D_k - потік основного конденсату турбіни;

$D_{др}$ - потік дренажів з ПВТ;

D_d - потік гріючої пари

$D_{у,д}$ - пара з ущільнень турбіни, штоків стопорних і регулюючих клапанів (при необхідності)

$D_{жв}$ - потік живильної води, що відводиться з деаератора;

$D_{е,у}$ - відведення пари на кінцеві ущільнення, ежектори конденсатора і ущільнення турбіни.

У частках витрати пари на турбіну рівняння (4.2) приймає вид:

$$\alpha_k + \alpha_{др} + \alpha_d + \alpha_{у,д} = \alpha_{пв} + \alpha_{э,у} \quad (4.3a)$$

Позначивши ентальпію потоків пари та води відповідними індексами, запишемо рівняння теплового балансу:

$$D_{\dot{e}} \cdot i'_{\dot{e}} + D_{\dot{a}\dot{d}} \cdot i'_{\dot{a}\dot{d}} + D_{\dot{a}} \cdot i_{\dot{a}} + D_{\dot{o}\dot{a}} \cdot i_{\dot{o}\dot{a}} = D_{\dot{i}\dot{a}} \cdot i'_{\dot{i}\dot{a}} + D_{\dot{y}\dot{o}} \cdot i_{\dot{y}\dot{o}} \quad (4.4)$$

Або

$$\alpha_{\dot{e}} \cdot i'_{\dot{e}} + \alpha_{\dot{a}\dot{d}} \cdot i'_{\dot{a}\dot{d}} + \alpha_{\dot{a}} \cdot i_{\dot{a}} + \alpha_{\dot{o}\dot{a}} \cdot i_{\dot{o}\dot{a}} = \alpha_{\dot{i}\dot{a}} \cdot i'_{\dot{i}\dot{a}} + \alpha_{\dot{y}\dot{o}} \cdot i_{\dot{y}\dot{o}} \quad (4.4a)$$

Вирішуючи систему рівнянь (4.3, 4.4) або (4.3a) і (4.4a), визначають кількість гріючої пари з відбору турбіни D_d (α_d), а потім величину потоку основного конденсату D_k .

4.3 Випарники

В устаткуванні та трубопроводах ТЕС мають місце втрати пари і конденсату, а також при використанні барабанних котлів – втрати продувочної води. Такі втрати відносять до *внутрішніх* втрат. Найбільший їх об'єм припадає на режими пуску і основа котельних установок, а також на режими промивання устаткування. На КЕС ці втрати складають біля $0,8 \div 1,1\%$, на ТЕЦ – $1,5 \div 1,8\%$, що обумовлене в основному безперервним продуванням барабанних парогенераторів. *Зовнішні* втрати властиві для ТЕЦ і залежать від схеми відпуснення тепла. При закритій схемі відпуснення тепла і пари втрати практично стають рівними внутрішнім втратам станції.

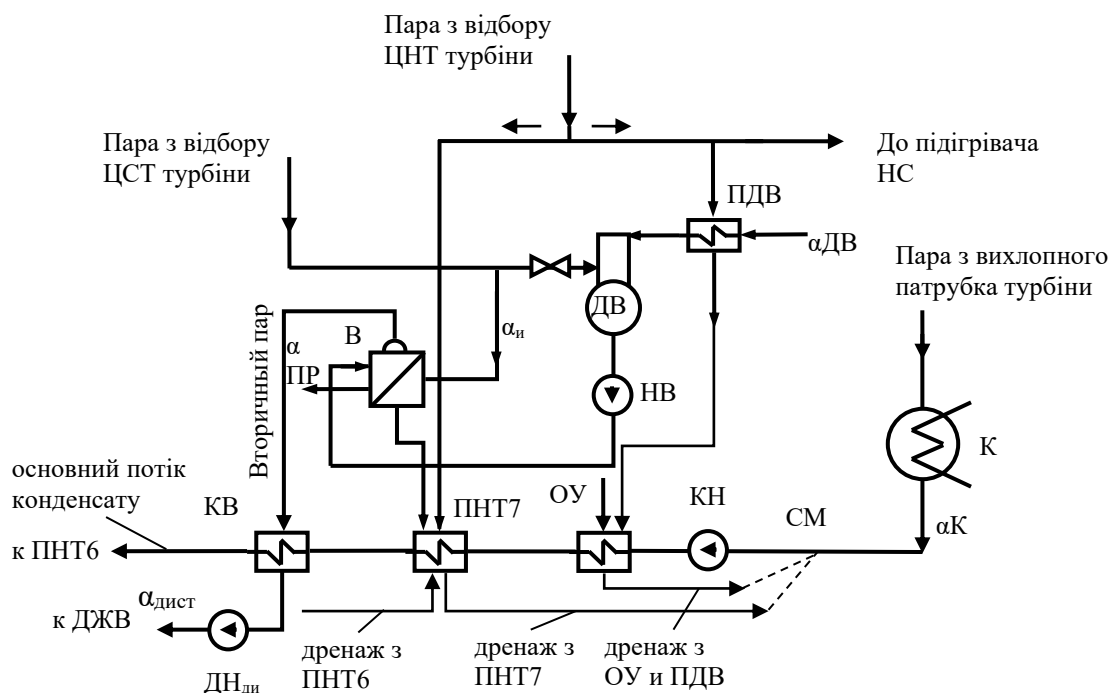
Для поповнення втрат пари і конденсату в пароводяному тракті ТЕС використовується хімічно очищена додаткова вода. Окрім хімічного очищення додаткова вода проходить очищення випаром з подальшою конденсацією у випарниках. При цьому отримують практично дистилат вихідної додаткової води, в якому відсутні солі, луги, кислоти і тому подібні елементи, що зашлаковують і піддають корозії елементи тракту.

На рисунку 4.8 представлена схема підключення одноступінчатої випарної установки з попереднім підігріванням додаткової води в блоковій схемі ТЕС. Хімічно очищена додаткова вода (ДВ) подається в підігрівач додаткової води (ПДВ), звідки надходить в деаератор випарної установки ДВ, деаерація в якому відбувається при тиску, близькому до атмосферного.

Деаерована вода насосом випарника (НВ) подається у випарник (В). Випарник є поверхневим теплообмінником, в який в якості гріючого середовища, подається пара з відборів турбіни – первинна пара. Ця пара нагріває хімічно очищену і деаеровану додаткову воду, яка в результаті нагріву, випаровується, утворюючи *вторинну пару*.

Вторинна пара охолоджується і конденсується в конденсаторі випарника (КВ), середовищем, що охолоджує, є конденсат з основного конденсатора турбіни (основний конденсат). Конденсат гріючої пари спрямовується в

регенеративний підігрівач низького тиску (у деяких схемах – в конденсатор випарника). Гріюча пара, віддаючи тепло, конденсується при постійній



В – випарник; ДВ – деаератор випарної установки; КВ – конденсатор випарної установки; ДВ – додаткова вода; ПДВ – підігрівач додаткової води; СМ – змішувач; НВ – насос випарної установки; ДЖВ – деаератор живильної води; $\alpha_{жв}$ - частка додаткової води; $\alpha_{дист}$ – частка дистилляту, отриманого в КВ; ОУ – охолоджувач ущільнень; ПР – продування. Останні позначення див. раніше.

Рисунок 4.8 – Схема підключення випарної установки.

температурі насичення $t_{в.н}$. Вода, що нагрівається, перетворюється на пару (вторинну) при постійній температурі випару (паротворення) $t_{в1}$. Для протікання процесу необхідно, щоб $t_{в.н}$ була більша $t_{в1}$, відповідно тиск гріючої пари був більше тиску вторинної пари, тобто $p_v > p_{v1}$

Конденсат пари, що утворюється в конденсаторі випарника, є дистиллятом, вміст солей $\approx 0,01$ мг/л. Дистиллят перекачуючим (дренажним) насосом ДН подається в деаератор живильної води, де змішується з основним потоком конденсату. Подача дистилляту автоматично регулюється по рівню живильної води в деаераторі. Конденсатор випарника також є пароводяним поверхневим теплообмінником. З викладеного слідує, що випарна установка

включена за принципом регенеративного підігрівача конденсату, і використовуване для неї тепло пари з відборів турбіни повертається в парогенератор з живильною водою. Проте в схемі мають місце енергетичні втрати, обумовлені наявністю температурного напору у випарній установці і, відповідно, недогрівання $\theta = t_{в.н} - t_{к.в}$, °С, де $t_{к.в}$ – температура, °С, підігрівання живильної води в конденсаторі випарника.

Поверхні нагріву у випарнику F_v і конденсаторі випарника $F_{к.в}$ (м²) залежать від теплового навантаження і температурних напорів в цих пристроях і визначається з рівняння теплопередачі

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{k_{\text{о\text{в}}} \cdot \Delta t_{\text{в}}}, \quad (4.5)$$

де $Q_{\text{в}}$ – теплове навантаження випарника, кВт, визначається з рівняння теплового балансу, яке без врахування продування випарника має вигляд

$$Q_{\text{в}} = D_{\text{в}} (i_{\text{в}} - i'_{\text{в}}) \cdot \eta_{\text{в}} = D_{\text{в1}} (i_{\text{в1}} - i'_{\text{в1}}), \quad (4.6)$$

або в частках витрати пари через турбіну

$$q_{\text{в}} = \alpha_{\text{в}} (i_{\text{в}} - i'_{\text{в}}) \cdot \eta_{\text{в}} = \alpha_{\text{в1}} (i_{\text{в1}} - i'_{\text{в1}}), \quad (4.6a)$$

де $D_{\text{в}}$ і $i_{\text{в}}$ – витрата і ентальпія гріючої пари, що надходить у випарник, кг/с і кДж/кг відповідно;

$i'_{\text{в}}$ – ентальпія конденсату первинної пари), кДж/кг;

$i'_{\text{в1}}$ – те саме вторинної пари (дистиляту), кДж/кг;

$D_{\text{в1}}$ и $i_{\text{в1}}$ – витрата і ентальпія вторинної пари, кг/с і кДж/кг, при цьому приймається, що $i_{\text{в1}}$ дорівнює ентальпії сухої насиченої пари;

$\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{в1}}$ – частки витрати первинної і вторинної пари від витрати пари на турбоустановку у відносних одиницях;

$k_{\text{о\text{в}}}$ – коефіцієнт теплопередачі;

$\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{и.н}} - t_{\text{и1}}$ – температурний напір у випарнику, °С.

З (4.5) витікає, що чим більше температурний напір, тим менше необхідна площа поверхні нагріву у випарнику.

Рівняння теплового балансу конденсатора випарника без врахування продування

$$D_{a1}(i_{a1} - i'_{a1})\eta_{e.a} = D_{e.a}(i_{e.a2} - i_{e.a1}); \quad (4.7)$$

де $D_{к.в}$ - витрата основного конденсату через випарник, кг/с;

$i_{к.в1}$ и $i_{к.в2}$ - ентальпія основного конденсату (живильної води) до і після випарника, кДж/кг.

З урахуванням продування випарника рівняння теплового балансу (4.6) набирає вигляду

$$Q_e = D_e(i_e - i'_{e.f}) \cdot \eta_e = D_{e1}(i_{e1} - i'_a) + D_{e1}^{i\delta}(i'_{e1} - i'_a), \quad (4.8)$$

де $D_{e1}^{i\delta}$ - витрата продувальної води випарника, кг/с;

i'_{e1} - ентальпія конденсату вторинної пари, кДж/кг

Продувка випарника визначаються вмістом домішок у живильній воді.

Про правильність вибору схеми включення випарної установки і розрахунку її параметрів можна дати висновок в тому випадку, якщо отримана економічно обгрунтована величина недогрівання $\theta \geq 3 \div 5^\circ\text{C}$ (або $\theta \geq 12 \div 20$ кДж/кг). Якщо отримане при розрахунках значення θ менше за вказані величин або навіть є від'ємним, то при вибраних співвідношеннях витрат вторинної пари і конденсату вторинна пара не сконденсується. Потрібно або підвищити тиск вторинної пари, зменшивши температурний напір у випарнику, або (за відсутності такої можливості) змінити схему підключення установки.

Питання до розділу

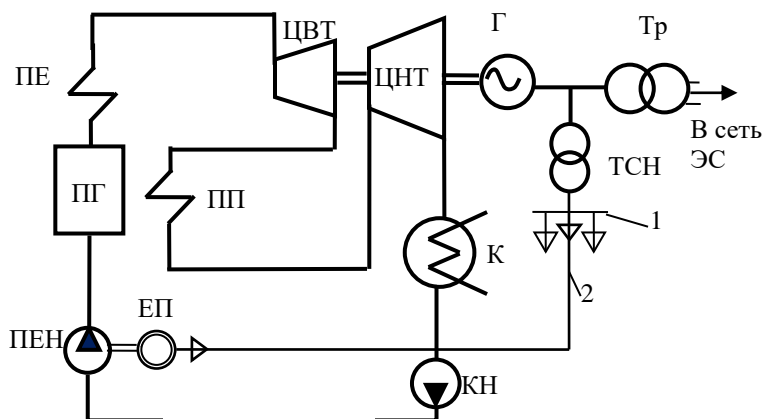
- 1 Призначення і видалення повітря принцип роботи конденсатора.
- 2 Чим визначається кількість охолоджуючої води, що проходить через конденсатор? Вимоги до неї.
- 3 Які конструкції конденсаторів використовуються в схемах ТЕС і ТЕЦ?
- 4 Що підлягає обов'язковій деаерації на ТЕС
- 5 Призначення, принцип роботи, вимоги до деаераторів і їхні конструкції.
- 6 Рівняння теплового балансу деаератора.
- 7 Призначення і схеми підключення випарників на ТЕС.
- 8 Від яких параметрів залежить площа випарної поверхні випарника?

5. ДОПОМІЖНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕС. ВИБІР НАСОСІВ

Для реалізації термодинамічних процесів, закладених в технологію виробництва електричної і теплової енергії, окрім основного устаткування станції суттєве значення має допоміжне устаткування. До допоміжного устаткування відносяться насоси живильної води, конденсатні насоси, установки технічного водопостачання, паливного господарства (паловопідготовки і транспортування палива до котельних агрегатів, обладнання подачі повітря в топкові камери і т.д.), установки золоуловлювання і золо-шлаковидалення. Одним з найбільш важливих видів допоміжного устаткування є насоси різного призначення.

5.1 Живильні насоси

Живильні насоси є найважливішим пристроєм з допоміжного устаткування ТЕС. Їх загальна потужність має бути розрахована на максимальну потужність станції із запасом не менше 5%. У енергоблоках потужністю до 200МВт з тиском пари на вході до 13 МПа включно застосовуються живильні електронасоси (рисунок 5.1). Як правило, на блок встановлюється один робочий насос на 100% навантаження, при цьому

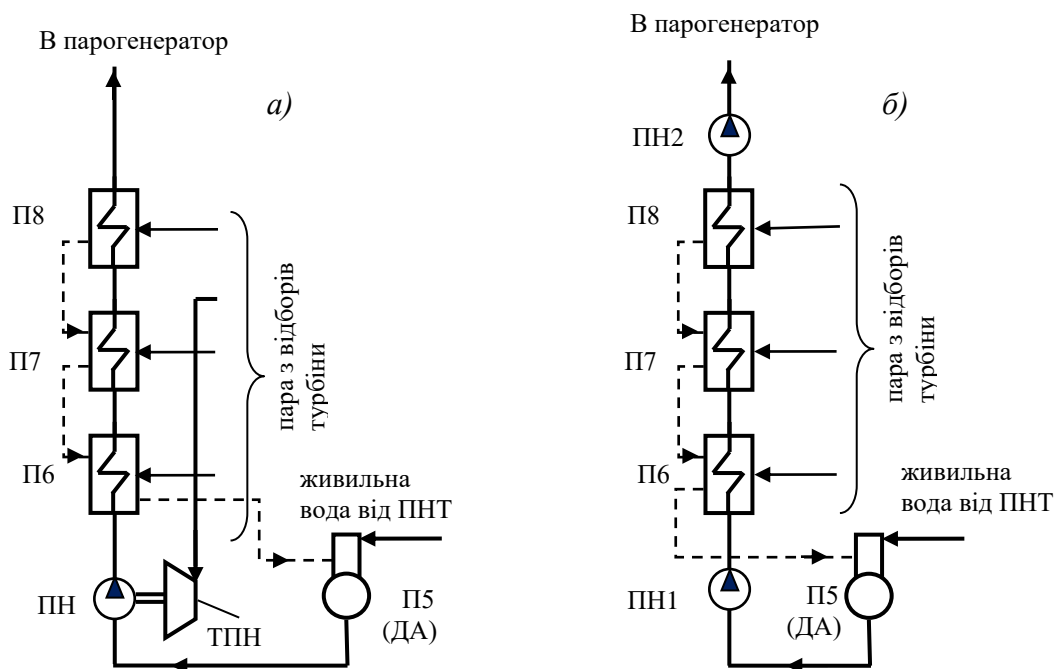


Тр – блоковий трансформатор;
ТСН – блоковий трансформатор власних потреб; ПЕН – живильний електронасос; КН – конденсатний насос; ЕП – електродвигун – привід живильного насоса; 1- розподільчий пристрій власних потреб; 2 - силовий кабель від РП ТСН; останні позначення - див.

Рисунок 5.1 - Схема конденсаційної ТЕС з електроприводом живильного насоса

забезпечується один резервний насос (складський резерв) теж на 100% потужність блокового насоса. Можуть також встановлюватися 2 насоси потужністю по 50% без резерву. Бустерні насоси на таких блоках також мають електропривод.

На ТЕС найчастіше використовуються дві схеми включення живильних насосів: однопідйомна, при якій живильний насос подає воду під повним напором через ПВТ безпосередньо в парогенератор; двохпідйомна, при якій насос першого підйому встановлюється перед ПВТ і прокачує через них воду до насоса другого підйому. Насос другого підйому подає воду в парогенератор (рис. 5.2-б).



3 –регенеративні підігрівачі високого тиску (ПВТ); П5(ТАК) – деаератор; ПН1-ПН2 – лі насоси першого і другого підйомів відповідно; ТПН –турбопривід живильного насоса.

Рисунок 5. 2 – Схеми включення живильних насосів:

а) –однопідйомна з турбоприводом живильного насоса:

б) – двохпідйомна з електроприводом насосів.

Переважно використовується однопідйомна схема, яка простіша і надійніша, оскільки насоси подають воду при нижчій температурі, ніж після останнього підігрівача. Недолік однопідйомної схеми – висока вартість і знижена надійність ПВТ, які мають бути розраховані на повний тиск живильної води. Перевага двохпідйомної схеми – виконання ПВТ на менш високий тиск,

рівень якого, щоб уникнути кавітації, визначається необхідністю мати тиск на вході в насоси другого підйому декілька вище за тиск насичення при температурі води перед насосами, тобто за ПВТ. Недолік – знижена надійність насосів другого підйому внаслідок високої температури живильної води, підвищена витрата енергії на перекачування води високої температури, ускладнення і удорожчання живильної установки, необхідність синхронізації роботи насосів першого і другого підйомів, складність їх регулювання, особливо в умовах зміни навантажень.

Потужність живильного насоса визначається за формулою (кВт)

$$N_{i1} = D_{\text{жв}} \cdot \frac{\Delta P \cdot \varrho_{\text{cp}}}{\eta_{\text{гн}} \cdot \eta_i}$$

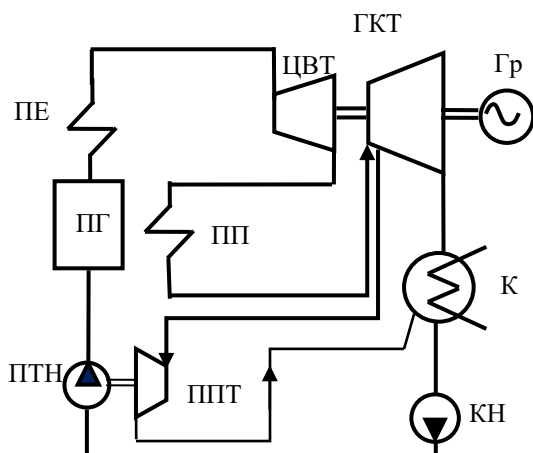
де $D_{\text{жв}}$ - витрати живильної води,

ΔP – перепад тиску на вході в живильний насос та виході з нього;

ϱ_{cp} - середня температура живильної води на виході з насоса;

$\eta_{\text{гн}}, \eta_n$ – ККД гідромуфти та насоса відповідно.

При змінному навантаженні турбіни доцільніше мати паротурбінний привід живильних насосів. У якості приводу можуть використовуватися турбіни конденсаційного типу або з протитиском. (рис. 5.3) Привідна конденсаційна турбіна як правило має свій конденсатор, з якого конденсат прямує в змішувач конденсату, розташований між конденсатором головної турбіни і конденсатним насосом. Можна також відводити пару в конденсатор



ГКТ – головна конденсаційна турбіна; ПТН – живильний насос з турбоприводом; ППТ – парова привідна турбіна.

Рисунок 5.3 – Принципова схема включення привідної турбіни живильного насоса на парі з відбору головної конденсаційної турбіни з проміжним перегрівом пари.

головної турбіни, якщо це передбачає його конструкція, а також використовувати в регенеративних підігрівачах живильної води.

Потужність, споживана насосом з електроприводом, при зниженні навантажень приблизно прямо пропорційна другому ступеню витрати води:

$$N_{\text{пен}} = k D_{\text{жв}}^2 ,$$

де $D_{\text{жв}}^2$ – витрата живильної води,

k – коефіцієнт пропорційності.

Потужність, споживана насосом з турбоприводом, при зниженні навантажень приблизно прямо пропорційна третьому ступеню витрати води:

$$N_{\text{пен}} = k_1 D_{\text{жв}}^3 ,$$

тобто суттєво нижче, ніж при використанні електроприводу. Крім того частота обертання насосів з електроприводом 3000об/хв., з турбоприводом – 5000 – 6500 об/хв..

В енергоблоках з тиском пари 23,2 МПа і вище потужністю 300 МВт встановлюється, як правило, по одному живильному насосу, у якості привода використовується парова турбіна конденсаційного типу або з протитиском. Пускорезервним є електронасос з продуктивністю 30-50% номінальної (Рис. 2.9).

У блоках 800 МВт встановлюються по 2 робочих турбонасоси по 50% повної подачі з резервуванням підведення пари до приводної турбіни. Приводна турбіна конденсаційного типу. Бустерні насоси мають загальний з головним живильним насосом привід від турбіни через редуктор.

На ТЕЦ блокової структури (з енергоблоками 200-250 МВт) живильні насоси вибирають аналогічно блокам 300 МВт ТЕС. Якщо як робочі на станції прийняті турбонасоси, то повинна передбачатися установка хоч би одного електронасоса для забезпечення пуску станції.

На ТЕЦ неблокової структури з тиском пари перед турбіною 9 і 13МПа вибір потужності живильних насосів базується на забезпеченні роботи станції при виході з роботи найбільш потужного насоса. Живильні робочі насоси ТЕЦ, як правило, мають електропривід. Використання парового приводу живильних

насосів доцільне в тому разі, коли відпрацьовану в привідній турбіні пару можна протягом року використовувати для теплового споживання.

Живильні насоси конструктивно є багатоступінчастими насосами відцентрового типу. Багатоступінчастість дозволяє забезпечити високий тиск живильної води. При тиску нагнітання вище 15МПа використовуються насоси двокорпусної конструкції [6]. На лінії нагнітання за насосом встановлюється зворотний клапан, що запобігає вступу води у зворотному напрямі при зупинці насоса. Напір живильного насоса визначається з урахуванням типу парогенератора (барабанний або прямоточний).

5.2 Конденсатні насоси

Конденсатні насоси в пароводяному циклі ТЕС призначені для відкачування конденсату з конденсаторів турбіни і підтримки в ньому тиску, близького до вакууму (майже на 2 порядки нижче атмосферного). Вони встановлюються за конденсатором і подають конденсат через теплообмінники системи регенеративного підігріву до деаераторів. По можливості встановлюють один насос на 100% подачу або два працюючі на 50% загальної подачі. Загальна подача визначається по найбільшому пропуску пари в конденсатор з врахуванням регенеративних відборів.

У блоках з прямоточними котлами застосовується хімічне знесолювання конденсату в блокових установках знесолювання (БОУ), тому встановлюються насоси двох рівнів: перший – після конденсатора турбіни з невеликим напором, другий – після БОУ з напором, який необхідний для подачі конденсату через ПНТ в деаератор. При використанні в схемі ТЕС регенеративних підігрівачів змішуючого типу між ними може бути потрібною установка додаткових перекачувальних насосів.

Конденсатні насоси теплофікаційних турбін, які працюють з конденсаторними установками, повинні вибиратися за умовами конденсаційного режиму з вимкненими теплофікаційними відборами. У цьому

випадку через конденсатор прохідиме максимальна кількість пари ($D_k = max$).

Розрахункова продуктивність конденсатних насосів при 100% резервуванні визначається по формулі

$$G_k = (1,1 \div 1,2) D_k \text{ м}^3/\text{год.},$$

де D_k – кількість пари, що надходить в конденсатор, м³/год. Коефіцієнт 1,1÷1.2 враховує кількість конденсату дренажів системи регенеративного підігріву, що поступають в конденсатор.

Повний напір конденсатного насоса в м.вод.ст.

$$H = H_2 + 10(p_H - p_{2k}) - \Sigma h_{\text{пот}},$$

де H_2 - геометрична висота подачі конденсату (різниця між висотними відмітками рівня деаератора і конденсатора в схемах з деаератором),

p_H – тиск в деаераторі, МПа

p_{2k} – тиск в конденсаторі, МПа;

$\Sigma h_{\text{пот}}$ – сумарні втрати тиску в трубопроводах і теплообмінниках з врахуванням швидкісних втрат на вході і виході конденсату.

Повний натиск конденсатних насосів в турбоустановках середнього тиску складає 35÷60 м. вод.ст (3,44÷5,88бар), для установок високого тиску - 110÷160 м. вод.ст (10,8÷15,7 бар).

Потужність, споживана конденсаційним насосом, кВт:

$$W_{\text{ед}} = \frac{G_{\text{ед}}^1 \cdot H \cdot \rho}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{\text{ед}}}$$

де $G_{\text{ед}}^1$ - продуктивність насоса, м³/с;

ρ - щільність води, кг/м³; $\eta_{\text{ед}}$ - ККД насоса.

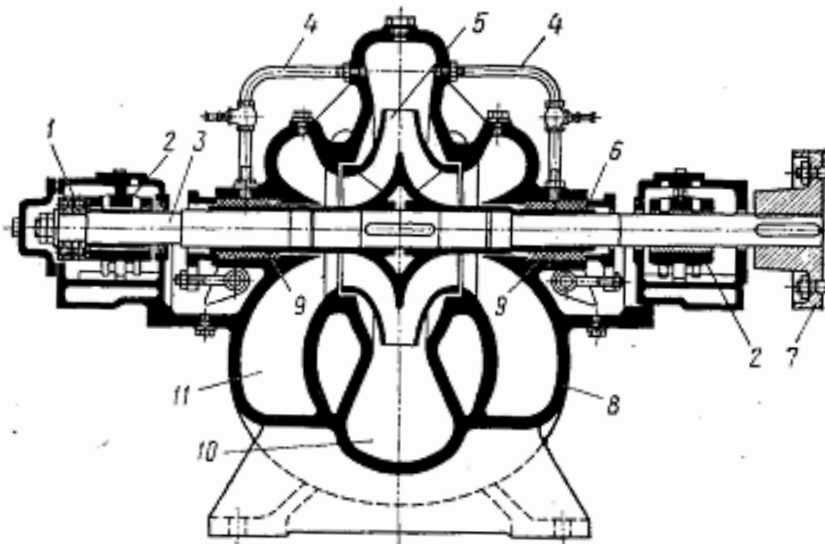
Потужність електродвигуна $W_{\text{ед}}$ з урахуванням можливих перевантажень приймається на 15-20% більше потужності насоса.

В якості конденсатних насосів використовуються насоси відцентрового типу, що розвивають напір 0,4 .0,8 МПа. Як правило вони встановлюються на

0,5-0,8м нижче за рівень конденсату в конденсаторі, який підтримується постійним за допомогою регулятора рівня. Дійсний тиск над рівнем конденсату практично дорівнює тиску насичення. У великих конденсаторах використовуються насоси з вертикальним валом, який через гнучку муфту сполучений з електродвигуном. Для зменшення можливості попадання атмосферного повітря в конденсат насос має зовнішній і внутрішній корпуси. Для цього також в місці виходу валу з внутрішнього корпусу є ущільнення, в яке подається конденсат. З верхньої частини зовнішнього корпусу передбачено відведення повітря в паровий простір конденсатора.

5.3 Циркуляційні насоси

Циркуляційні насоси на ТЕС призначені для технічного водопостачання, тобто для подачі охолоджувальної води до обладнання, яке потребує охолодження: в конденсатор турбіни, системи охолодження мастил, системи охолодження електрогенератора та інше. Найбільші об'єми охолоджувальної води потребують конденсатори турбін. Для ефективного охолодження конденсаторів потрібно щоб насос забезпечував невеликий натиск при дуже великій продуктивності: співвідношення пара-вода складає 40-60 кг/кг (див.розділ 4.1). В якості циркуляційних насосів використовуються відцентрові (рис. 5.4) і осьові насоси. Продуктивність насосів вибирається по найбільш важкому режиму подачі води - в літній період. У схемах ТЕС при індивідуальній установці як правило встановлюється по два насоси на турбіну для можливості відключення одного з них в зимовий період при зниженні витрати води. При споруді центральних (берегових) насосних доцільно укрупнювати потужність насосів, доводячи їх кількість до одного на дві турбіни за наявності централізованого резерву. Відцентрові циркуляційні насоси виконуються одноступінчатими з двостороннім всмоктуванням і горизонтальним розташуванням валу. Вони мають литий корпус з горизонтальним роз'ємом. Опорні підшипники ковзання 2 укріплені на нижній



1 - упорний підшипник; 2—опорні підшипники; 3 – вал; 4 – сполучні трубки; 5 – робоче колесо; 6 – захисна втулка; 7 – муфта; 8 – корпус; 9 – сальники; 10, 11 – камери нагнітання і всмоктування.

Рисунок 5.4 – Відцентровий циркуляційний насос з двостороннім всмоктуванням води

половині корпусу поблизу горизонтального роз'єму. Вал насоса обертається в опорних підшипниках, лівий його кінець встановлений у підшипник 1. На вал насоса насаджено робоче колесо 5 з двобічним підведенням води в камери всмоктування 11.

Вода, пройшовши робоче колесо з лопатками, потрапляє в камеру нагнітання 10 і звідти прямує в трубопровід. Сальники 9 з м'яким набиванням встановлені в місці виходу валу з корпусу. Насос кріпиться на фундаменті за допомогою опор, які відливаються разом з нижньою половиною корпусу.

Розрахункова продуктивність циркуляційних насосів

$$G_{\text{ц}} = G_{\text{к}} + G_{\text{м}} + G_{\text{в}}, \text{ м}^3/\text{год},$$

де $G_{\text{к}}$ – витрата охолоджувальної води через конденсатор (розрахунок див. розділ 4.1), $\text{м}^3/\text{год}$;

$G_{\text{м}}$ – витрата води через маслоохолоджувачі системи змазки турбіни і генератора, $\text{м}^3/\text{год}$;

$G_{\text{в}}$ – те ж через повітроохолоджувачі систем повітряного охолодження.

Величини $G_{\text{к}}$, $G_{\text{м}}$, $G_{\text{в}}$ визначаються з теплового розрахунку відповідних установок. Для турбін великої потужності $G_{\text{м}} + G_{\text{в}}$ складають 3÷7% від витрати води через конденсатор $G_{\text{к}}$, середньої потужності – від 6 до 15%.

Розрахунковий повний натиск циркуляційного насоса (у метрах вод. ст.) визначається за наступною формулою:

$$\dot{I} = \dot{I}_{\bar{a}} + \dot{I}_{\bar{e}} + \Sigma h_{\text{од}} + \Sigma h_{1.\bar{n}} + \frac{\omega_{\bar{a}1}^2 + \omega_{\bar{a}2}^2}{19.6},$$

де $\dot{I}_{\bar{a}}$ - геометричний натиск; визначуваний по формулі:

$$\dot{I}_{\bar{a}} = \dot{I}_{\bar{i}} - \dot{I}_{\bar{n}}, \text{ м вод.ст.}$$

тут $\dot{I}_{\bar{i}}$ - висота підйому води ,м.в.ст; $\dot{I}_{\bar{n}}$ - висота сифона (зазвичай не більш 7,5 – 8м);

$\dot{I}_{\bar{e}}$ - гідравлічний опір конденсатора; $\Sigma h_{\text{од}}$ - втрата натиску на тертя у всмоктуючому і нагнітаючому трубопроводах; $\Sigma h_{1.\bar{n}}$ - втрати натиску на місцеві опори засувки, на повороти та інші.; $\omega_{\bar{a}1}^2$ - швидкість води при вході у всмоктуючу трубу м/с; $\omega_{\bar{a}2}^2$ - швидкість зливу води з нагнітального трубопроводу, м/с.

Для працюючої турбоустановки повний натиск циркуляційних насосів (м.вод.ст.) визначається за формулою:

$$\dot{I} = \dot{I}_{\bar{i}} + \dot{I}_{\bar{a}} + \frac{\omega_{\bar{a}1}^2 + \omega_{\bar{a}2}^2}{19.6},$$

де H_M – натиск води на виході з насоса по показникам манометра, віднесений до осі насоса;

$\dot{I}_{\bar{a}}$ - розрідження на вході в насос за показаннями вакуумметра, віднесене до осі насоса.

Циркуляційні осьові насоси застосовуються на найбільш крупних насосних установках. За умовами кавітації осьові насоси встановлюють так, щоб їх робоче колесо знаходилося нижче за рівень води в басейні, тиск над поверхнею якого дорівнює атмосферному.

Питання до розділу

- 1 Де в схемі пароводяного тракту ТЕС встановлюються живильні насоси?
- 2 Призначення живильних насосів.
- 3 Який тиск повинен забезпечити живильний насос в схемі ТЕС з двоступеневим регенеративногopідігріву живильної води?
- 4 Які приводи використовуються для роботи живильних насосів і в яких випадках?
- 5 Як пов'язані потужність електронасоса і кількість перекачуваної рідини?
- 6 За якими умовами обираються конденсатні насоси ТЕЦ?
- 7 Де встановлюються конденсатні насоси?
- 8 Який натиск повинні забезпечувати конденсатні насоси?
- 9 За якими умовами вибирається продуктивність циркуляційних насосів?

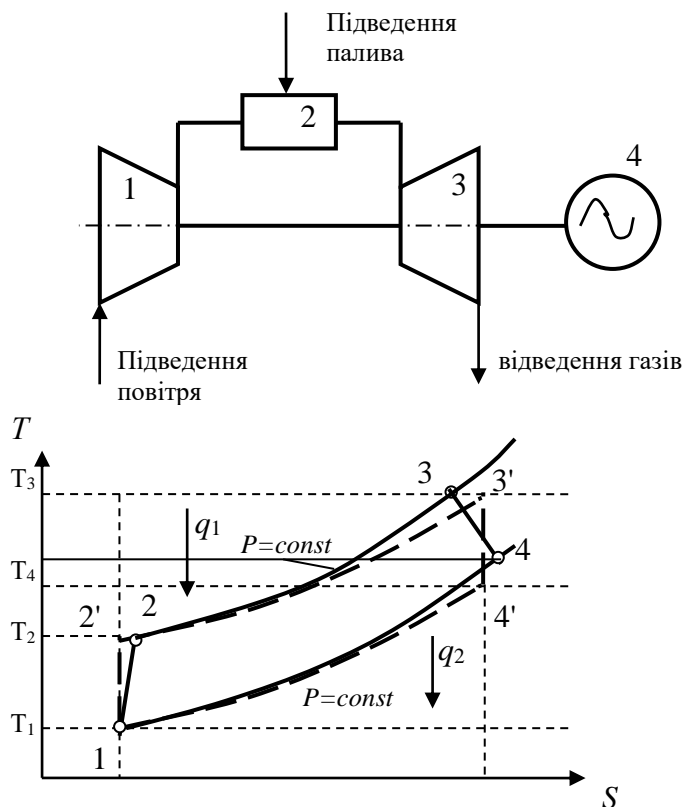
6 ГАЗОТУРБІННІ І ПАРОГАЗОВІ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

6.1 Тепловий цикл газотурбінних установок.

Разом з паротурбінними ТЕС в сучасній енергетиці широко використовуються газотурбінні (ГТУ) і парогазові (ПГУ) установки [4-6].

Газотурбінна установка – це тепловий двигун, робоче тіло в якому залишається газоподібним в усіх точках теплового циклу. Цикл ГТУ складається з наступних процесів (рис. 4.1):

- адіабатного стискування, відповідного стискуванню повітря в компресорі



1- повітряний компресор; 2 – камера спалювання; 3 – турбіна; 4 – навантажувальний пристрій (генератор).

Рисунок 6.1 – Спрощена схема ГТУ та її цикл в TS- координатах.

Термічний ККД ідеальної установки

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_{4'} - T_1)}{c_p (T_{3'} - T_2')} \quad (6.1)$$

(лінія 1-2-3-4);

- ізобарного підведення теплоти q_1 , що відповідає спалюванню палива в камері згорання (лінія 2'-3');

- адіабатного розширення продуктів згорання в газовій турбіні (лінія 3'-4') і виконання роботи в об'ємі $q_1 - q_2$;

- кінцевого ізобарного процесу, в якому від робочого тіла відводиться теплота q_2 (лінія 4'-1).

Реальному процесу відповідають лінії 1-2-3-4.

Використовуючи показник адиабати $k=c_p/c_v$ і співвідношення між температурами при ізобарному і адиабатному процесах, після перетворення (6.1) отримаємо вираження для ККД ідеальної ГТУ:

$$\eta_t = 1 - \lambda^{-\frac{k-1}{k}} = 1 - \varepsilon^{-(k-1)} \quad (6.2)$$

де $\lambda = p_2/p_1$ – міра підвищення тиску в ГТУ;

$\varepsilon = v_1/v_2$ – міра стискування повітря.

З (6.2) витікає, що термічний ККД газотурбінного циклу з підведенням теплоти при постійному тиску збільшується при зростанні міри стискування.

ККД реального циклу залежить не лише від міри стискування, але і від температури газів T_3 перед

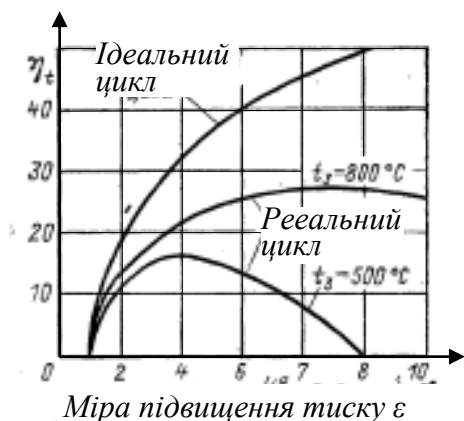


Рисунок 6.2 – Залежність термічного ККД циклу ГТУ від міри підвищення тиску

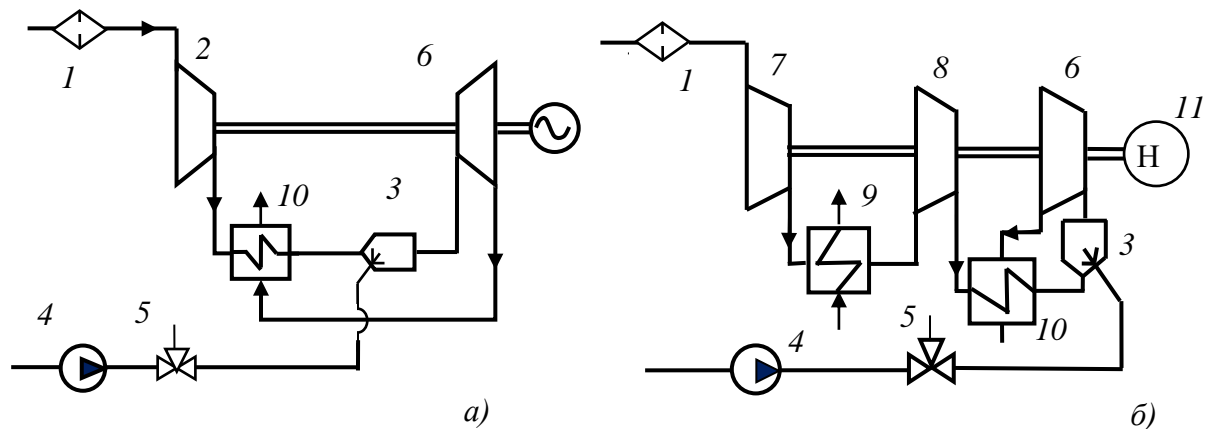
газовою турбіною (рис.6.2), значень внутрішніх відносних ККД турбіни η_{oi}^T і компресора η_{oi}^K . Збільшення початкової температури T_3 газу на вході в турбіну обмежується жароміцністю металу в проточній частині турбіни. Початкова температура газів складає 750 – 800 °С.

Для отримання такої температури при температурі згорання палива 1700 - 2000 °С потрібно забезпечити великий надлишок повітря в камері згорання перед турбіною. Перевищення може складати 300% і більше.

Прості ГТУ мають низький ККД – приблизно 14-18%, витрата палива перевищує на 20-30% витрату палива на паротурбінних блоках. Тому доцільно використовувати такі ГТУ лише для покриття максимуму навантаження потужних блокових ТЕС, що працюють в базисній частині графіка і мають коефіцієнт використання $k_b = 0,68 - 0,82$, до того ж значну вартість має паливо, яке використовують на ГТУ. Проте використання ГТУ досить раціонально,

оскільки компенсує капітальні вкладення на резервні потужності: витрати на ГТУ на 25-35% нижче, ніж на паротурбінні установки. При значнішому числі годин використання (~ 2000 ÷ 3000 годин на рік) ГТУ виконують з декількома рівнями підведення теплоти і проміжного охолодження повітря, яке стискується, а також з регенеративним підігрівом стислого повітря відпрацьованими в ГТУ газами.

На рисунку 6.3 представлені прості схеми одновальних ГТУ з регенерацією теплоти відпрацьованих в турбіні газів (рис.6.3.а) і ГТУ по складному циклу з проміжним охолодженням стиснутого повітря і регенерацією (рис.6.3, б).



1 – повітряний фільтр; 2 – повітряний компресор; 3 – камера згорання; 4 – паливний насос; 5 – стопорно-регулюючий клапан; 6 – газова турбіна; 7- компресор низького тиску (КНТ); 8 – те ж високого тиску(КВТ); 9 - проміжний повітроохолоджувач; 10 - регенератор; 11- навантажувальний пристрій.

Рисунок 6.3 – Схема одновальних ГТУ по відкритому циклу: а) – з проміжним регенеративним підігрівачем повітря при стискуванні; б) - з проміжним охолодженням повітря і регенерацією теплоти відхідних газів.

ГТУ з регенерацією (рис. 6.3) має поверхневий теплообмінник, в якому відбувається підігрівання повітря, що надходить в камеру згорання, за рахунок утилізації теплоти відхідних газів. Проміжне охолодження повітря дає можливість підвищити щільність газів і зменшити витрати на досягнення більш високого тиску у компресорі КВТ.

6.2 Класифікація ГТУ

ГТУ можуть виконуватися за наступними тепловими циклами :

- 1) з постійним тиском згорання ($p_2 = \text{const}$);
- 2) із згоранням при постійному об'ємі.

Практичне використання отримали установки за першим принципом ($p_2 = \text{const}$), оскільки їх ККД вище.

Залежно від способу передачі частини теплоти холодному джерелу ГТУ розділяють на установки відкритого і замкнутого циклів.

ГТУ *відкритого циклу* – установка, в якій робоче тіло надходить з атмосфери, однократно проходить через всі елементи ГТУ і викидається в атмосферу. Робочим тілом таких установок служить атмосферне повітря і продукти згорання органічних палив.

ГТУ *замкнутого циклу* (замкнута ГТУ) – установка, в якій робоче тіло безперервно циркулює по замкнутому контуру. Відведення теплоти здійснюється в спеціальних теплообмінниках. Робочим тілом в таких ГТУ служить повітря, азот, вуглекислий газ, гелій і інші речовини.

Залежно від експлуатаційних і техніко-економічних вимог (номінальна потужність, економічність, маневреність, рівень автоматизації управління і тому подібне) ГТУ можуть виконуватися одновальними і багатовальними.

За призначенням ГТУ розділяють на:

- енергетичні – призначені для приводу електричних генераторів;
- приводні – для приводу компресорів газоперекачуючих станцій, металургійних і хімічних виробництв, насосів перекачування нафти, пожежогасінні;
- транспортні – використовувані як двигуни в авіаційному, водному, залізничному і автомобільному транспорті.

Енергетичні ГТУ залежно від тривалості роботи протягом року розділяють на базові, напівпікові, пікові ГТУ і ГТУ аварійного резерву. Останні забезпечують підняття потужності з холодного стану до номінальної за декілька

хвилин (для агрегатів паротурбінної ТЕС потрібно не менше доби). ГТУ для приводу компресорів газоперекачувальних станцій використовуються близько 6000 год/рік при середньому напрацюванні на пуск більше 300 годин.

6.3 Схеми газотурбінних установок

ГТУ відкритого циклу виконуються по простому циклу і по складному циклу. ГТУ по простому циклу не мають проміжного підігрівання газу (проміжних камер згорання), регенеративного підігріву і проміжного охолодження стиснутого повітря. ГТУ по складних циклах включають одну або декілька рівнів проміжного охолодження повітря при стискуванні в компресорі, два рівні і більш підведення теплоти.

Одновальні ГТУ по простому циклу (прості ГТУ) складаються з повітряного компресора (ВК), газової турбіни (ГТ), камери згорання і пристрою навантаження. (рис 6.1). *Двохвальні ГТУ по простому циклу* складаються з повітряного компресора, розташованого на компресорному валу, що приводиться в обертання турбіною високого тиску. Турбіна низького тиску (ТНТ) в такій схемі розташовується на валу з пристроєм навантаження Н (генератором). У аналогічних схемах ТВТ і ТНТ можуть мінятися місцями.

Приклади схем двухвальних ГТУ по складному циклу представлені на рисунках 6.4, 6.5. Використовуються також трьохвальні ГТУ по простому і складному циклах.

Цикл ГТУ з регенерацією теплоти відхідних газів характеризується мірою регенерації σ :

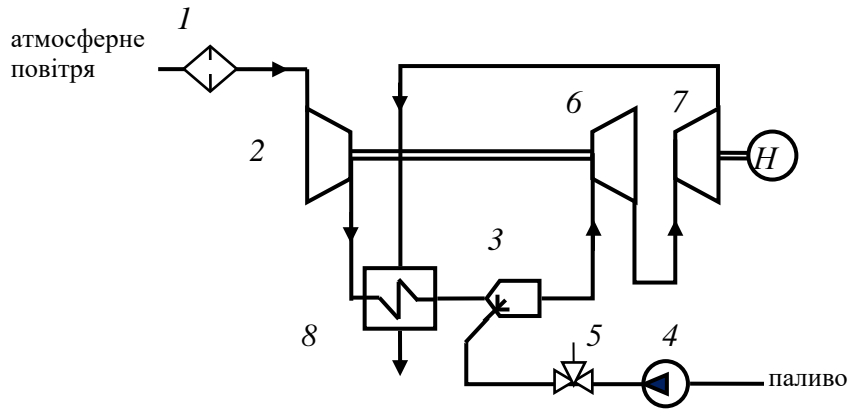
$$\sigma = \frac{G_B (i_{B2} - i_{B1})}{G_T (i_{TT} - i_{TB})} \quad (6.3)$$

де G_B і G_T – витрата повітря і газів;

i_{B2} та i_{B1} – питома ентальпія повітря відповідно на виході і вході в теплообмінник, кДж/кг;

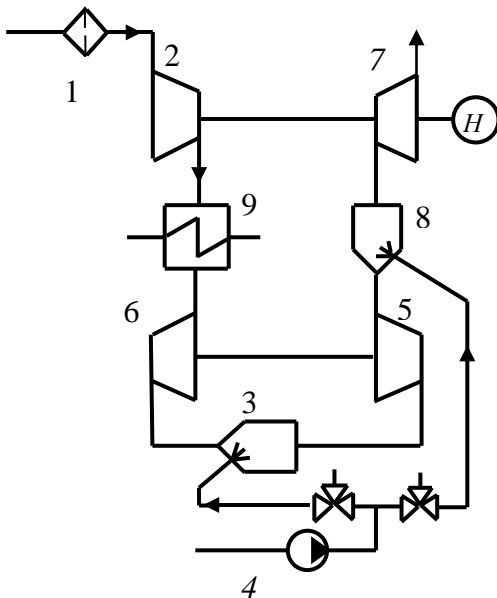
$i_{гт}$ - питома ентальпія газів за турбіною, кДж/кг;

$i_{гв}$ - питома ентальпія газів при температурі повітря на вході в теплообмінник, кДж/кг.



1 – 5, – див. рисунок 6.3; 6 – ТВТ; 7 – ТНТ; 8 –регенератор. Н – навантаження турбіни (генератор).

Рисунок 6.4 – Схема двохвальної ГТУ відкритого циклу з незалежною турбіною корисної потужності і регенерацією теплоти.

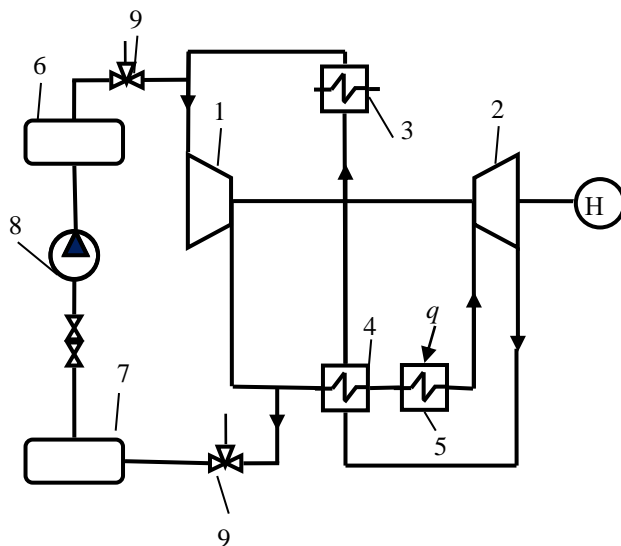


1, 4, 7 – див. рис.4.4; 2 – КНТ; 3 – камера згорання високого тиску (КСВД); 5 – ТВД; 6 – КВТ; 7-ТНД; 8 – камера згорання низького тиску (КСНД); 9 – повітроохолоджувач.

Рисунок 6.5 - Схема двохвальної ГТУ відкритого циклу з розділеним компресором, проміжним охолодженням повітря і проміжним підведенням теплоти

ГТУ замкнутого циклу (рис. 6.6) складається з газового компресора 1 турбіни 2, газоохолоджувачів 3 і регенератора 4. Підведення теплоти від зовнішнього джерела виконується в теплообміннику 5. Потужність регулюється

за рахунок зміни кількості робочого тіла, яке циркулює в контурі. При постійних значеннях температури газу перед газовою турбіною і компресором витрата газу прямо пропорційна тиску у відповідних точках контура. Зміна тиску в контурі забезпечується його з'єднанням з ємкостями високого 6 і низького 7 тисків. Між ємкостями встановлений перекачувальний компресор 8.



1- компресор; 2 – газова турбіна; 3 - охолоджувач газу; 4 – регенератор; 5 - нагрівач газу; 6,7 – газгольдини високого і низького тисків; 8 – перекачуючий компресор; 9- клапан, що управляє.

Рисунок 6.6 – Принципова схема ГТУ замкнутого циклу

6.4 Розрахунок характеристик ГТУ

Потужність компресора, що витрачається на стискування 1 кг повітря за 1 секунду, залежить від міри підвищення тиску

$$w_k = c_p T_a \left[\left(\frac{p_{k2}}{p_{k1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{0i}^k \eta_{0i}^T} \quad (6.4)$$

де c_p – теплоємність повітря;

p_{k1} - тиск на вході компресора,

p_{k2} - кінцевий тиск на виході з компресора, відповідно до паспортних даних;

T_a – температура атмосферного повітря;

$\eta_{0i}^{\hat{e}}$ - внутрішній відносний ККД компресора;

$\eta_{0i}^{\hat{o}}$ - те ж турбіни.

$$p_1 = p_a - \Delta p_1 ,$$

де p_a - атмосферний тиск;

Δp_1 – втрати тиску на вході в компресор, складають близько 2% від p_a .

Потужність турбіни, що доводиться на 1 кг/с повітря, яке витрачається

$$W_T = c_{p\bar{a}} T_{\delta 1} \left[1 - \left(\frac{\delta_{\delta 2}}{\delta_{\delta 1}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right] \cdot (1+b) \cdot \eta_{0i}^{\delta} \eta_i \quad (6.5)$$

де $c_{p\bar{r}}$ – теплоємність продуктів згорання (газів), кДж/кг К;

T_{T1} - температура продуктів згорання на виході з камери згорання і на вході в турбіну;

p_{T1} - тиск продуктів згорання на вході в турбіну, $p_{T1} = p_{K2} - \Delta p_{KC}$, тут Δp_{KC} – втрати тиску в камері згорання і трубопроводах від компресора до турбіни; можна прийняти $\Delta p_{KC} = 0,03 p_{K2}$.

p_{K2} – тиск за турбіною, $p_{K2} = p_a + \Delta p_T$. Тут Δp_T – втрати тиску у вихлопному тракті турбіни; зазвичай $\Delta p_T = 0,02 p_a$;

η_{0i}^T - внутрішній відносний ККД турбіни;

b – кількість палива (кг/с), що спалюється за 1с в розрахунку витрати 1кг/с повітря;

$$b = \frac{c_{p\bar{a}} T_{\delta 1} - c_p T_{\delta 2}}{Q_i^{\delta} \eta_{\delta n} - c_{p\bar{a}} T_{\delta 1} + c_{p\delta\bar{e}} T_{\delta\bar{e}}} \quad (6.6)$$

Потужність електричного генератора W_{Γ} при витраті повітря через компресор в кількості G_B кг/с:

$$W_{\Gamma} = (w_T - w_K) G_B \eta_{\Gamma} \quad (6.7)$$

Кількість тепла, що підводиться до робочого тіла в камері згорання

$$Q = G_B \left[c_{p\Gamma} T_{T1} (1+b) - c_p T_{K2} - b c_{pT\Gamma} T_{T\Gamma} \right] \quad (6.8)$$

В (6.7), (6.8): T_{K2} – температура повітря за компресором, $T_{K2} = T_a + w_K / c_p$,

$T_{\text{тл}}$ і $c_{\text{ртл}}$ – температура (К) і теплоємність (кДж/кг К) палива;

$\eta_{\text{г}}$ – ККД електричного генератора.

Коефіцієнт корисної дії ГТУ по виробленню електроенергії

$$\eta_{\text{ГТУ}} = W_{\text{г}} / (Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot B) \quad (6.9)$$

де $B = bG_B$ - кількість спалюваного палива (кг) при витраті повітря в об'ємі G_B .

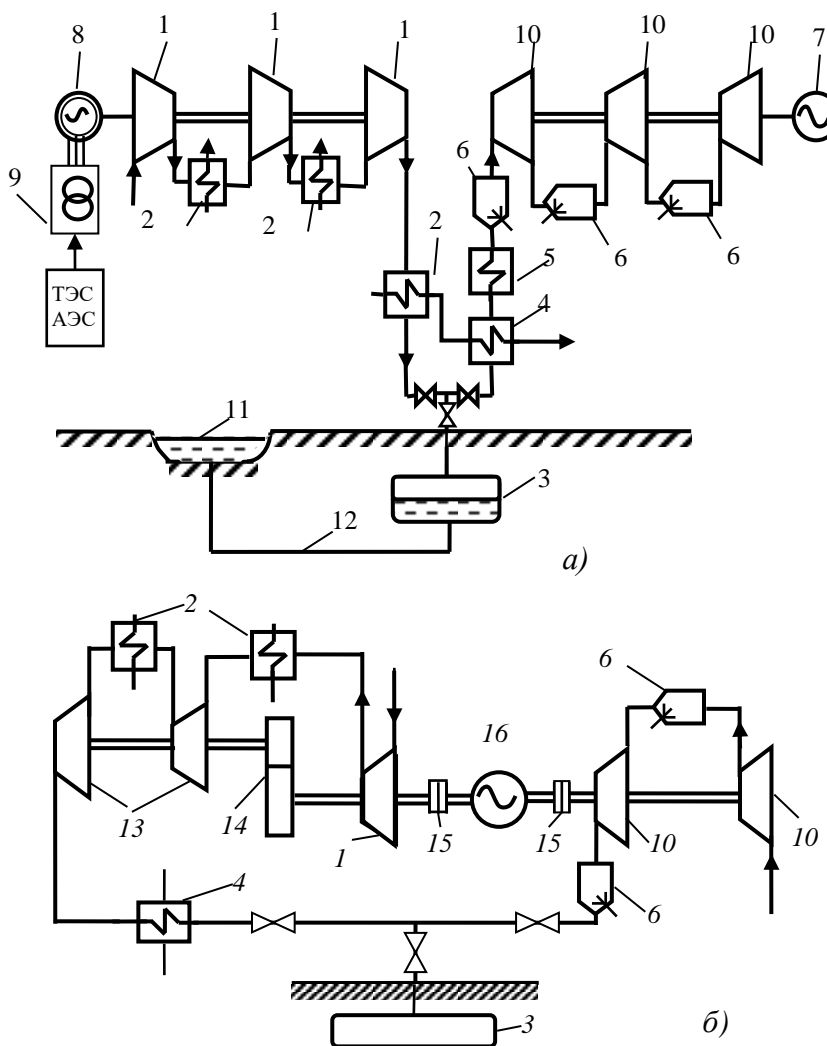
6.5 Повітро-акумуляючі ГТУ

Повітро-акумуляючі газотурбінні установки (ПАГТУ) є досить перспективним засобом вирівнювання графіка навантажень в енергосистемах, що особливо важливо при використанні в системі значної частки потужностей атомних електростанцій, які працюють в базисній частині графіка навантажень. Ця ситуація характерна для ОЕС України. ПАГТУ надають можливість акумулювати енергію в часи зниження її споживання в енергосистемі з подальшим її використанням в період максимуму навантажень енергосистеми. При використанні ПАГТУ (на відміну від звичайних ГТУ) процеси стискування повітря компресором і його розширення разом з продуктами згорання палива в турбіні відбуваються неодноразово. Крім того, витрати повітря через компресор і газову турбіну можуть відрізнятись у декілька разів. Істотним чинником при використанні ПАГТУ є підвищений рівень гідравлічного опору в трактах, що сполучають повітряний акумулятор з повітряним компресором і турбіною (включаючи зміну тиску в повітряному акумуляторі із-за нагріву або охолодження повітря).

Повітря в акумуляторі повітряно-акумуляючих електростанцій (ПАЕС) закачується компресором з електроприводом в години глибоких провалів (зазвичай нічних) енергоспоживання в енергосистемі. В період піку навантажень повітря з акумулятора прямує в камеру спалювання газової

турбіни, де спалюється рідке або газоподібне паливо, продукти згорання якого прямують в ГТУ. Кількість енергії, що виробляється ПАГТУ, і віддається в мережу енергокомпанії, перевищує приблизно в 1,4 – 2 рази енергію, витрачену на стискування і акумуляцію повітря.

На рисунку 6.7 представлені варіанти принципів схем ПАГТУ. У якості приводів компресорів використовуються електродвигуни. Закачування повітря в повітряний акумулятор здійснюється в години нічного провалу



1 – повітряні компресори; 2 – повітроохолоджувачі (У); 3 – повітряний акумулятор; 4 – водяний підігрівач повітря; 5 – регенератор; 6 – камера згорання (КС); 7 – електричний генератор; 8 – електродвигун; 9 – електрична підстанція; 10 – газові турбіни; 11 – наземне водосховище, 12 - водяний затвор; 13 – відцентрові компресори; 14 - редуктор-мультиплікатор; 15 –керовані зчпні муфти; 16 - електродвигун-генератор.

Рисунок 6.7 – Теплові схеми повітря-акумулюючих газотурбінних установок з;
а) – теплова схема ПАГТУ з повітряним акумулятором постійного тиску; б) – теплова схема ПАГТУ-290 електричної станції «Хунторф» (Німеччина).

електричних навантажень. Істотний економічний ефект в схемі ПАГТУ дає використання багатоступінчастого стискування в компресорах з проміжним охолодженням і багатократне підведення теплоти при розширенні газу в турбіні.

ПАГТУ на рисунку 6.7-а) оснащена тріступінчастою компресорною групою, в якій використані два проміжних і один кінцевий повітроохолоджувачі. У турбогрупі передбачено двократне підведення теплоти (дві КС). У даній схемі при потужності газотурбінної групи 500 МВт потрібна витрата повітря 50 тис. м³/год. при постійному тиску (або 200 тис. м³/год. постійного об'єму).

Схема рисунку 6.7-б) примітна тим, що забезпечена лише одним мотор-генератором, який за допомогою зчпних муфт по черзі з'єднується з компресором або турбіною, виконуючи роль приводного двигуна компресора або генератора. Потужність цієї установки 290 МВт.

6.6 Парогазові установки

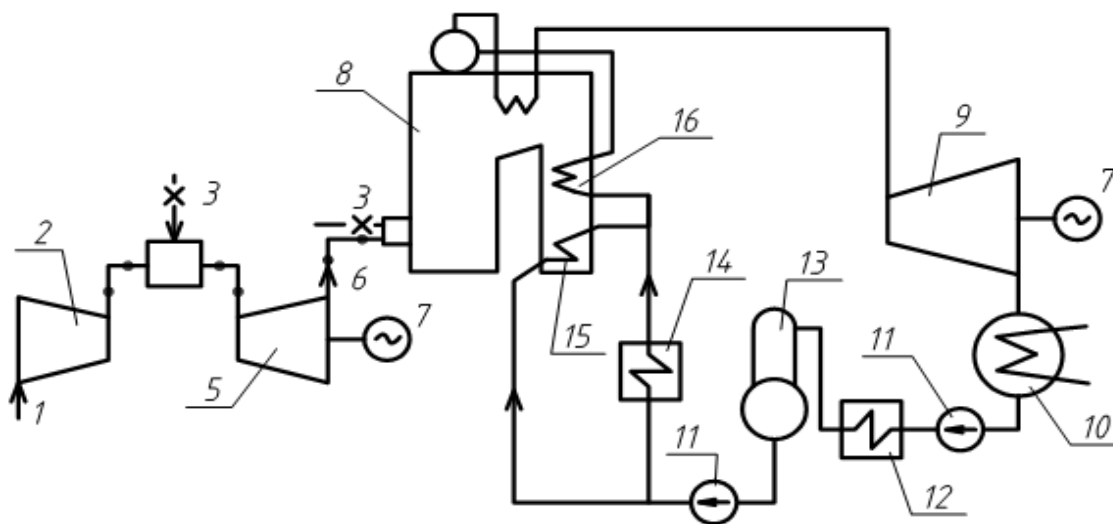
Установки, в яких здійснюється комбінація циклів газових і парових турбін, називаються комбінованими енергетичними установками (КЕУ) [2, 6]. Ці установки працюють з двома тепловими двигунами, що використовують як робоче тіло різні середовища, причому теплота робочого тіла, відпрацьованого в першому двигуні, названому верхнім або надбудовою, майже повністю використовується в другому, названому нижнім. Нижнім двигуном в КЕУ є парова турбіна.

Парогазові установки (ПГУ) є одним з видів КЕУ. У цих установках відпрацьований в газовій турбіні (ГТУ) газ використовується для виробництва пари в котлі. Відпрацьований в ГТУ газ має досить високу температуру, замінюючи при цьому частину палива, що спалюється в топці парового котла. Знижуються також витрати на підготовку повітря завдяки великому вмісту у відпрацьованих в ГТУ газах кисню (~ 16 - 18%). При цьому відпадає потреба у

повітропідігрівачеві для котлів. Проте це у свою чергу приводить до підвищення температури відхідних газів парового котла, що знижує його ККД. Відповідно в цілому отримується незначне підвищення ККД установки. Можлива перебудова теплової схеми парової частини установки із заміною регенеративного підігріву живильної води на газоводяні підігрівачі, тобто відпадає або зводиться до мінімуму потреба в відборах пари з парової турбіни. В цьому випадку вся установка повинна працювати в базовій частині графіка навантажень, оскільки підігрів живильної води потрібен постійно.

Електроенергія виробляється генераторами, в одного з яких приводом служить ГТУ, в другого - парова турбіна.

На рисунку 6.8 представлена схема ПГУ з низьконапірним парогенератором. Установка не містить повітропідігрівача в схемі подачі палива в котел, а в цілях зниження температури газів, що відходять з котла, частина живильної води подається в нижню частину водяного економайзера (15) минувши ПВТ.

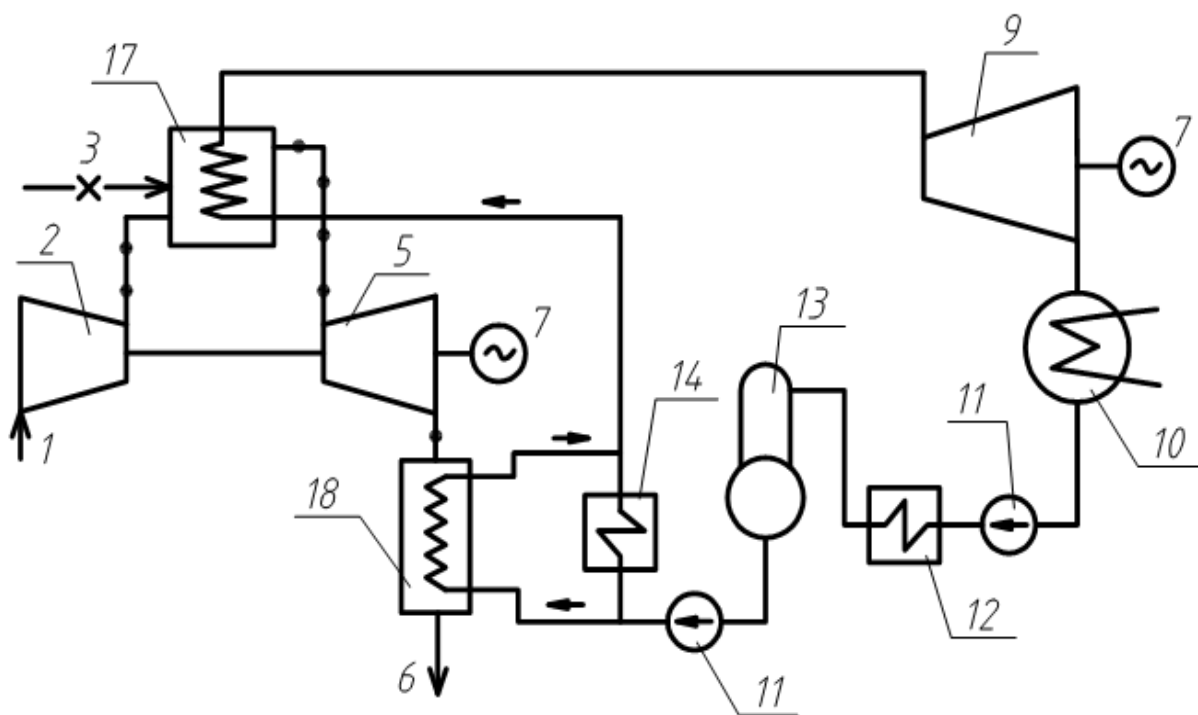


1-забор повітря; 2 – компресор; 3 – подача палива; 4 – камера згорання; 5 - газова турбіна; 6 – вихід відпрацьованих газів; 7 – генератор; 8 – паровий казан; 9 – парова турбіна; 10 – конденсатор; 11 – конденсатний і живильний насоси; 12 – підігрівачі низького тиску; 13 – деаератор; 14 – підігрівачі високого тиску; 15, 16 – економайзери.

Рисунок 6.8 – Спрощена схема парогазової установки із скиданням і відпрацьованих газів в паровий котел

називають низьконапірними. Їх гідність в мобільності, тобто швидкому наборі потужності, зважаючи на що їх доцільно використовувати як пікових, відключаючи ГТУ на час зниження навантажень в системі, оскільки ГТУ споживає досить дороге паливо (природний газ або мазут). Питома витрата палива в таких ПГУ на 3-4% нижче, ніж в паротурбінної установки з тими ж параметрами пари.

Ефективнішим з точки зору економії палива і підвищення ККД являється використання так званих високонапірних котлів (ВПК) (рисунк.6.9), в яких камера згорання є одночасно і топкою парового котла, в якій розташовані поверхні нагріву для одержання пари. Частина поверхонь нагріву може бути



1-7; 9-14 – аналогічно рисунку 6.8; 17 – високонапірний парогенератор; 18 - регенеративний підігрівач на відхідних газах.

Рисунок 6.9 – Спрощена схема ПГУ з високонапірним парогенератором

розташована в газоході за ГТУ. У топці такого котла тиск дорівнює тиску газів перед газовою турбіною (0,2...1,0 МПа), що дозволяє виключити наявність камер згорання для отримання теплоносія для ГТУ. Високий тиск газів покращує умови теплообміну, скорочує об'єм камери згорання (топки) в

порівнянні з об'ємами топок звичайних котлів. Паливо для таких установок – газоподібне або рідке газотурбінне. Для зниження втрати теплоти з відхідними газами здійснюється підігрівання живильної води для паротурбінної установки за рахунок теплоти відхідних газів, що відповідно знижує недовиробіток потужності турбіною за наявності регенеративного підігріву. Підігрівачі високого тиску в таких установках можуть бути відключеними від відборів пари з ЦВТ і отримувати потрібне тепло від відхідних газів. Запуск у роботу і регулювання режиму установки здійснюється за допомогою камери згорання, яка встановлюється паралельно основному високонапорному котлу. ККД таких установок досягає 42 – 43,5%, економія умовного палива може складати 30...35 г/кВт·год.

Собівартість електроенергії, яка виробляється на таких енергоустановках на 10-12 % нижче, ніж на високоефективних блоках 800МВт, що працюють на природному газі, на 17-20% нижче вартість 1 кВт встановленої потужності. Ведуться роботи із створення високопродуктивних ГТУ-ПГУ з високотемпературним очищенням газів і утилізацією потоків теплоти, що дозволило б більш широке використання таких установок для утилізації промислових відходів палива і теплоти.

Питання до розділу

1. За якими ознаками класифікують ГТУ?
2. ГТУ відкритого і замкнутого циклів.
3. Одновальні і багатовальні ГТУ
4. Які фактори впливають на розрахункову потужність турбіни і компресора?
5. Які особливості схем та режиму роботи ПАГТУ?
6. Регенерація теплоти на ГТУ. Призначення газоохолоджувачів.
7. Побудова схем і характерні особливості роботи ПГУ.
8. Низьконапірні і високонапірні ПГУ, їх побудова, характеристики.
9. Розрахунок характеристик ГТУ.
10. Переваги і недоліки ГТУ і ПГУ у порівнянні з паротурбінними ТЕС.

7 АТОМНІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

7.1 Історична довідка

Атомна електростанція (АЕС) — комплекс технічних споруд, призначених для вироблення електричної енергії шляхом використання енергії, що виділяється при контрольованій ядерній реакції.

Вперше в історії електроенергію, вироблену за допомогою ядерного реактора, отримали 20 грудня 1951 в Національній Лабораторії Департаменту енергії США. Її вистачило для живлення чотирьох лампочок 100 Вт. Надалі ця потужність була збільшена до 100 кВт.

Перша в світі атомна електростанція була запущена 27 червня 1954 року у СРСР, в місті Обнінську Калузькій області. Її потужність - 5 МВт. У 1958 році була введена в експлуатацію перша черга Сибірської АЕС потужністю 100 МВт (повна проектна потужність 600 МВт). У тому ж році розвернулося будівництво Білоярської промислової АЕС, а 26 квітня 1964 генератор першої черги дав струм споживачам. У вересні 1964 був пущений 1-й блок Нововоронежської АЕС потужністю 210 МВт. Другий блок потужністю 350 МВт запущений в грудні 1969.

Найбільша АЕС в світі по встановленій потужності (на 2006 рік) знаходиться в Японському місті Касивадзаки префектури Ніїгата — в експлуатації 5 BWR + 2 ABWR, повна потужність складає 8,212 ГВт.

Найбільшою в Україні і в Європі є Запорізька АЕС, на якій встановлено 6 реакторів типу ВВЕР потужністю 1000 МВт кожен. Будівництво станції почалося в 1981р. [17], у 1984 р. був введений в експлуатацію перший енергоблок з електричною потужністю 1000 МВт, у 1995 р. введений в роботу останній шостий енергоблок. Загальна встановлена потужність досягла 6000000 кВт.

В роботі постійно знаходяться 5 реакторів, один реактор (по черзі) виводиться на перезавантаження і профілактику.

7.2 Загальні поняття основ ядерної енергетики

7.2.1 Структура атомного ядра

Атом будь-якої речовини складається з елементарних часток. По структурі будови атома розрізняють ядро і оболонку. Ядро атома складається з позитивно заряджених часток – протонів і електрично нейтральних часток – нейтронів. Тому ядро атома має позитивний заряд. Оболонка атома утворена електронами, що несуть від’ємний заряд. По величині електрон і протон мають однаковий, але протилежний по знаку заряд e , рівний по абсолютній величині $1,6 \cdot 10^{-19}$ Кл (кулона). У звичайних умовах кількість електронів в оболонці дорівнює кількості протонів в ядрі, тому атом електрично нейтральний.

Маса протона і нейтрона значно більше маси електрона – в 1835 і 1837 разів відповідно. Тому атомна вага A (масове число) елемента визначається масою ядра, тобто сумою числа протонів Z і нейтронів N : $A = Z + N$. Позитивний заряд ядра відповідає його атомному номеру (атомному числу) в періодичній системі Менделєєва і визначається числом протонів в ядрі.

Хімічні властивості елемента визначаються в основному його атомним номером, тобто зарядом. В ряду важких елементів при однаковому числі протонів в ядрі кількість нейтронів може бути різною. Такі елементи, що мають однаковий заряд, але різну атомну вагу через різну кількість нейтронів в ядрі, називаються *ізотопами*. Ядра легких елементів – з невеликою атомною вагою, мають зазвичай однакову кількість протонів і нейтронів. Для важких елементів (атомна маса вище 160, атомний номер вище 82) співвідношення N/Z може досягати 1,5 і більш. Важкі елементи з однаковим атомним номером, тобто з однаковими хімічними властивостями, можуть мати неоднакову кількість нейтронів або протонів і, відповідно, атомну масу. Так природний уран має три ізотопи ^{234}U , ^{235}U , ^{238}U . Ядра важких елементів перенасичені нейтронами, тому є нестійкими і можуть мимоволі ділитися на два елементи з приблизно удвічі меншим атомним числом або випускати α -, β -, γ - частки, утворюючи при цьому нові елементи (радіонукліди).

Здатність ядер елементів спонтанно розпадатися з випромінюванням елементарних часток або ділитися з утворенням нових елементів, що мають суттєво меншу атомну масу, називається *радіоактивністю*. Елементи, що володіють вказаною здатністю, вважаються радіоактивними. До радіоактивних елементів прийнято відносити всі елементи з атомним номером більше 82.

7.2.2 Радіоактивний розпад

Процес мимовільного ділення ядер елементів, що супроводжується випромінюванням елементарних часток, називається радіоактивним розпадом. Радіоактивний розпад підкоряється імовірнісним закономірностям: відношення числа розпадів ядер в одиниці маси певного нукліда (елементу) за одиницю часу до загальної кількості ядер цього нукліда в даній його масі є постійна величина і називається *постійною радіоактивного розпаду* (постійною розпаду). Позначається λ , с^{-1} . Якщо прийняти загальну кількість ядер в даній масі елементу рівним N , кількість ядер, що розпалися, за час dt рівним dN , то отримаємо

$$\frac{dN}{N} = -\lambda \cdot dt \quad (7.1)$$

Знак мінус означає зменшення з часом кількості ядер вихідної речовини при радіоактивному розпаді. Після інтеграції отримаємо

$$N(t) = N_0 e^{-\lambda t} = N_0 \exp(-\lambda t), \quad (7.2)$$

де N_0 – кількість ядер в початковий момент відліку.

Рівняння (7.2) представляє математичне вираження закону радіоактивного розпаду, фізична сутність якого полягає в тому, що існує вірогідність того, що протягом однієї секунди станеться розпад якого-небудь ядра в даній масі речовини, при цьому величина вірогідності дорівнює постійній розпаду λ .

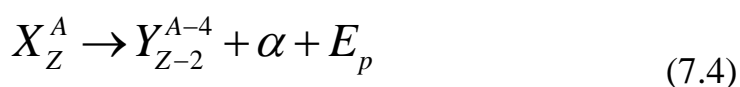
Радіоактивний розпад характеризується також величиною, яка має назву *період напіврозпаду*, – це час, протягом якого кількість радіоактивних ядер в даній масі речовини зменшиться в два рази. З (7.1) отримаємо

$$T_{\frac{1}{2}} = \ln \frac{2}{\lambda} = 0,693 / \lambda = 0,693\tau \quad (7.3)$$

де $\tau = \lambda^{-1}$ – середній час існування радіоактивних ядер. Відповідно, чим більше постійна розпаду λ , тим швидше станеться розпад ядер. Період напіврозпаду для кожної речовини є сповна визначеним і змінити його неможливо. Так період напіврозпаду 1 г радію ${}^{88}_{226}\text{Ra}$ складає 1602р., францію ${}^{87}_{223}\text{Fr}$ - 5 хвилин, астатину ${}^{85}_{210}\text{At}$ - $2,1 \cdot 10^{-2}$ с.

Залежно від вигляду частки, що випускається ядром атома при радіоактивному розпаді, розрізняють α -розпад, β - розпаду і γ випромінювання [12, 14, 15].

При α -розпаді радіоактивне ядро випромінює два протони і два нейтрони, тобто α - частка ідентична ядру атома гелію (${}^4_2\text{He}$) і в 4 рази важча за ядро атома водню – маса α -частки $m_\alpha = 4,0026$ а.е.м. При α -розпаді утворюється «дочірній» елемент з атомною вагою на 4 одиниці менше вихідного елемента і із зарядом (атомним номером) на дві одиниці менше. Схема α -розпаду може бути представлена схемою



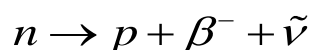
де X – ядро вихідного атома; Y – ядро елемента, що знов утворився;

E_p – повна енергія розпаду. Для елементів з атомною масою $A > 200$ $E_p = 4 \dots 9$ МеВ (1 електронвольт (1еВ) = $1,6 \cdot 10^{-19}$ Дж або 1Дж = $6,25 \cdot 10^{18}$ еВ) [12, 15]. Такий енергетичний потенціал відповідає швидкості вильоту α -частки з ядра в діапазоні 10...20 тис. км/с. Ця енергія дозволяє α -частці в повітрі пролетіти не більше 9 см, витративши кінетичну енергію на іонізацію середовища. У м'яких біологічних тканинах пробіг α -частки не перевищує

декількох десятків мікрон. Приєднуючи на своєму шляху електрони α -частки перетворюються на атоми гелію.

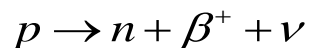
β -розпад характеризується викидом з ядра малих часток, по масі рівних електронам, але на відміну від електрона вони можуть мати негативний β^- або позитивний β^+ заряд. У першому випадку вважається, що сталося випромінювання електрона, в другому – позитрона. При β -розпаді окрім електронів (позитронів) випромінюються також нейтрино ν і антинейтрино $\bar{\nu}$, які є електрично нейтральними малими частками, що практично не взаємодіють з речовиною.

β^- - розпад відбувається в разі надлишку в ядрі нейтронів в порівнянні з рівноважним станом ядра. В цьому випадку в результаті β^- - розпаду нейтрон перетворюється на протон, а з ядра випромінюється електрон і антинейтрино:



Таким чином в результаті β^- - розпаду в ядрі на одиницю зменшується число нейтронів, на одиницю збільшується число протонів. Радіонуклід, що утворився при цьому, має порядковий номер на одиницю вище, атомна вага залишається без зміни.

При β^+ - розпаді протон ядра перетворюється в нейтрон, при цьому відбувається випромінювання позитрона і нейтрино:



В результаті β - розпаду збільшується на одиницю число нейтронів в ядрі, число протонів зменшується на одиницю. Новий радіонуклід матиме номер на одиницю менше, атомна вага – без зміни, тобто $A_1=A$. Маса β -часток приблизно в 7000 разів менше маси α - часток, швидкість руху наближається до швидкості світла. Позитрон, що звільнився, анігілює з електроном зовнішньої оболонки ядра. При цьому виділяється γ -квант з енергією 1,02 Мев. Пробіг β - часток у атмосфері дорівнює приблизно 20 м, у воді – 2,5см.

γ- випромінювання виникає в умовах збудженого стану ядра, яке характерне для «дочірніх» ядер. Звільнення зайвої енергії відбувається за рахунок γ- випромінювання, схожого за природою зі світловим і радіохвильовим випромінюванням. Основна відмінність в тому, що γ- випромінювання має дуже малу довжину хвилі – приблизно 10^{-10} м, завдяки чому має найбільшу проникаючу здатність в порівнянні з іншими видами випромінювань. Тому воно є жорстким електромагнітним випромінюванням, що вимагає істотних витрат захисних матеріалів. Так, якщо для нейтралізації α- часток досить гумових рукавичок, повної нейтралізації β-часток з початковою енергією 5MeV досить шару свинцю 2,5 мм, то для γ-частки з енергією 2 MeV потрібний шар свинцю приблизно 0,2 м.

7.2.3 Ядерні реакції

Ядерною реакцією називається процес перебудови ядра атома, що відбувається в результаті розщеплювання або злиття ядер, спонтанного перетворення ядер або перетворення ядер, викликаного їх бомбардуванням елементарними частками.

Ядерні реакції, як правило, проходять в дві стадії: на першій стадії відбувається поглинання ядром бомбардуючої частки з утворенням нового «збудженого» ядра. Час існування такого ядра дуже малий – 10^{-12} – 10^{-14} с. На другій стадії відбувається розпад ядра, що утворилося, з випромінюванням іншої елементарної частки. Якщо відбувається випромінювання тієї ж бомбардуючої частки, то замість ядерної реакції сталося розсіювання.

Нейтронна реакція ділення атомного ядра відбувається при бомбардуванні ядер важких елементів нейтронами і радіоактивному захваті нейтрона ядром елементу. Виникнення такої реакції суттєво залежить від швидкості руху нейтрона: чим вона вища, тим нижче вірогідність захвату. З іншого боку, аби почалося ділення ядер ^{238}U , потрібні нейтрони дуже високих енергій. ^{235}U ділиться нейтронами будь-яких енергій. Нейтрони, що з'являються при діленні ^{235}U , мають швидкість порядку 20000 км/с. Але ця швидкість

швидко гаситься при зіткненні з ядрами урану, тому реакція ділення не виникає. В той же час ^{238}U може захоплювати нейтрон, при цьому утворюється нестійкий елемент ^{239}U , який зазнає β -розпад з утворенням трансуранового елемента нептунія ^{239}Np , який також не є стійким, - випускає β -частку і перетворюється на наступний трансурановий елемент – плутоній ^{239}Pu , який володіє здатністю ділитися аналогічно ^{235}U .

Чим нижче швидкість, тим більше зона захвату ядра (рис. 7.1), і тим більше вірогідність виникнення реакції розпаду. Тому для уповільнення нейтронів використовуються різні сповільнювачі – легкі елементи, які не поглинають нейтрони, але при зіткненні з їх атомами енергія нейтронів втрачається. Як сповільнювачі можуть використовуватися вода, важка вода (D_2O), графіт, берилій (Be). При швидкості нейтронів порядку 30 км/с відбувається їх захват ядрами ^{238}U з подальшим ланцюжком їх ділення.

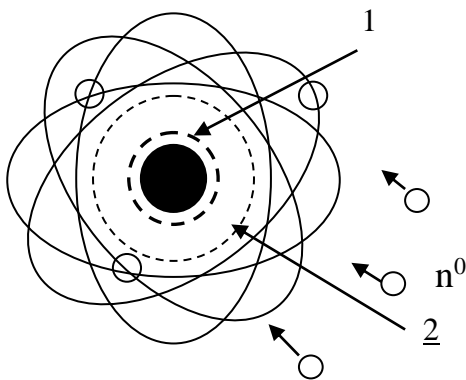


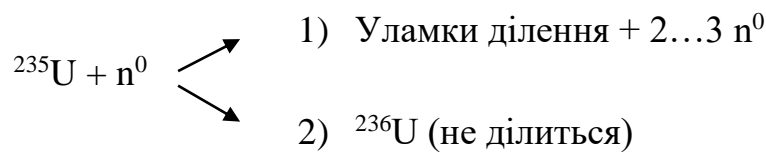
Рисунок 7.1. Будова атома і зони захвату нейтронів: 1- зони захвату при високих швидкостях нейтронів в потоці, 2- зони захвату при низьких швидкостях нейтронів, n^0 – потік нейтронів.

7.2.4 Ядерний реактор. Ядерне паливо

Ядерні реакції через виділення при їх протіканні значної кількості теплоти і радіаційного випромінювання вимагають для їх здійснення спеціальні пристрої. Такі пристрої називаються ядерними реакторами і є спеціальними енергетичними установками, призначеними для організації і протікання керованої ланцюгової реакції ділення ядер деяких важких елементів, в результаті якої звільняється ядерна енергія, що перетворюється в теплову.

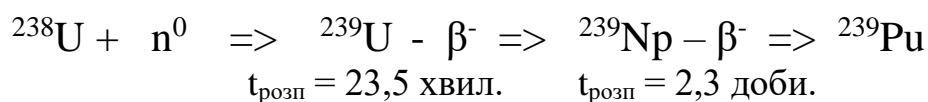
У природі зустрічаються три види ізотопів урану: ^{238}U – близько 99% всього викопного урану, ^{235}U – 0,714%, і ^{234}U – останнє. З перерахованих діляться лише атоми ^{235}U . Розпадаються також ізотопи урану ^{233}U і ^{239}Pu (плутоній), які напрацьовуються при розпаді торію (Th) і природного урану ^{238}U і мають властивості, аналогічні ^{235}U .

Основним елементом, що ділиться, в більшості сучасних енергетичних реакторів є ядра урану, а саме ізотопу з атомною масою 235. При опроміненні урану ^{235}U потоком нейтронів реакція ділення може піти по двох напрямках:



Найбільш вірогідним шляхом розвитку реакції є перший, при якому утворюються дрібніші осколки – легкі елементи, а також виділяються 2-3 вільних нейтрона, з яких бере участь в подальшій реакції ділення як правило один n^0 , оскільки останні поглинаються легшими продуктами ділення і конструкційними матеріалами. Для того, щоб реакція не припинялася, в ідеалі потрібно мати один вільний нейтрон. При розпаді 1 г ^{235}U виділяється $86,4 \cdot 10^6$ кДж енергії, що дорівнює кількості теплоти, отриманій при спалюванні 3 тон умовного палива.

Реакція розпаду природного урану ^{238}U при поглинанні нейтрона має наступну схему:



В результаті ділення ядер урану в реакторі відбувається вигорання вихідного ядерного палива, накопичення продуктів ділення і напрацювання нового ядерного палива. Відношення мас знов накопиченого палива $m_{\text{накопл}}$ і вигорілого $m_{\text{виг}}$ називається коефіцієнтом відтворення палива (KB):

$$\hat{E} \hat{A} = \frac{\partial \hat{E} \hat{A}}{\partial \hat{a}}$$

KВ важлива експлуатаційна характеристика реакторів, по його величині судять про ефективність роботи реактора. Інша характеристика роботи реактора – коефіцієнт розмноження k_p

$$k_p = \frac{N_{n1}}{N_{n0}}$$

де N_{n1} – кількість нейтронів даного покоління, N_{n0} – те ж попереднього покоління. При $k_p = 1$ реактор знаходиться в так званому критичному стані і працює з постійним енерговиділенням. При $k_p > 1$ – реакція ділення розширюється, енерговиділення зростає, потрібне регулювання і обмеження. Якщо $k_p < 1$, то реакція затухає, енерговиділення реактора кінець кінцем припиниться.

Показник «критична маса реактора» – строго визначена кількість ядерного палива, відповідна критичному стану реактора. При масі палива що перевищує критичну ($m_{\text{топл}} > m_{\text{кр}}$), йде розгін реактора, при меншій – загасання.

Ядерним паливом в реакторі служить спечений двоокис очищеного від домішок природного урану, збагачений ураном-235. Очищення необхідне, щоб уникнути захвату нейтронів домішками. Звичайне паливо застосовується у вигляді таблеток, поміщених в металеву трубку. Трубка виготовляється з цирконієвого сплаву, який стійкий до дії корозії, високих температур і має малі перетини захвату нейтронів, а також перешкоджає неконтрольованому виходу палива з об'єму назовні. Герметично заварена заглушками трубка, з таблетками палива називається тепловиділяючим елементом (ТВЕЛ). ТВЕЛи в працюючому реакторі омиваються потоком теплоносія. ТВЕЛи комплектуються в тепловиділяючі збірки – ТВЗ – комплект ТВЕЛ в загальній оболонці. Кожух ТВЗ також виготовляється з цирконієвих сплавів. ТВЗ розміщуються у вертикальних каналах активної зони, утворюючи правильні

решітки («соти»). Для стабілізації реакції ділення використовуються регулюючі стержні, які виготовляються з матеріалів, що добре поглинають нейтрони без реакції ділення. Це кадмій, борна сталь. При введенні стержня в активну зону убираються зайві нейтрони, отримуємо $K_{\text{в}} \approx 1$.

7.3 Класифікація атомних електростанцій

Атомні електростанції класифікуються відповідно до наступних принципів [6, 7;10]:

- 1) По встановлених на них видах реакторів. Розрізняють наступні види реакторів:
- Реактори на *теплових нейтронах*, що використовують спеціальні сповільнювачі для збільшення вірогідності поглинання нейтрона ядрами атомів палива, а саме:
- Реактори на *легкій воді* ;
- *Графітові* реактори ;
- Реактори на *важкій воді*
- Берилієві – сповільнювач берилій – дорогий і токсичний.
- Реактори на *швидких нейтронах*
- *Субкритичні реактори*, що використовують зовнішні джерела нейтронів
- *Термоядерні реактори* – використовується енергія реакцій синтезу легких ядер ізотопів водню – дейтерію і тритію.

2) По конструктивному виконанню реакторів:

- корпусні (ВВЕР) – тиск теплоносія несе корпус;
- каналні (РБМК) – тиск несе кожен окремий канал, теплоносій протікає по каналах, в яких розташовані ТВЗ, контакт з графітовим сповільнювачем відсутній.

3) За типом використовуваного теплоносія:

- легководні (звичайна вода)
- «важка» вода – використовуються рідко;
- рідиннометалеві (реактори на швидких нейтронах);

- газоохолоджувані.

Реактори з водним теплоносієм ділять також на:

- киплячі - канального типу: пара, що надходить в турбіну, утворюється безпосередньо в реакторі;

- з водою під тиском - корпусного типу.

4) За призначенням:

- енергетичні – найбільш поширені;

- дослідницькі – для наукових цілей;

- транспортні (криголами, підводні човни, космічні апарати);

- багатоцільові (виробництво енергії, напрацювання Pu).

5) По структурі активної зони розрізняють:

- гетерогенні – просторово розділено паливо, сповільнювач, теплоносії;

- гомогенні – вказані складові використовуються у вигляді розчинів, тонкої суспензії або розплаву (поки використовуються лише в одиничних дослідних установках).

7.4 Основні конструктивні частини ядерних реакторів

Активна зона реактора (АЗ) – частина реактора, в якій розміщується ядерне паливо, є основним елементом конструкції реактора, що забезпечує задану потужність і умови для ініціації і підтримки керованої ланцюгової реакції ділення ядер.

Конструктивні елементи і матеріали АЗ:

- оболонки ТВЕЛ
- дистанціонуючі пристрої
- корпуси ТВЗ
- теплоносії – робоче тіло (середовище), яке використовується для перенесення тепла від ТВЕЛ. Теплоносії контактує з оболонками ТВЕЛ;
- сповільнювач – робоче тіло, призначене для уповільнення нейтронів, що утворилися при діленні ядер;

- відбивач – середовище, що оточує з усіх боків АЗ, і призначене для зменшення витоку нейтронів і їх поглинання елементами конструкції реактора. Сповільнювач і відбивач, як правило, складаються з однієї речовини – вода, рідше газ; у реакторах на швидких нейтронах як відбивач використовується природний ^{238}U , утворюючий зону відтворення палива: нейтрони замість витоку потрапляють на уран і напрацьовують ^{239}Pu .

Активна зона і відбивач розміщені в герметизованому корпусі, який може знаходитися під тиском або не під тиском (якщо теплоносій і сповільнювач - різні речовини).

Біологічний захист розміщується поза корпусом реактора і частково усередині. Він призначений для ослаблення потоку нейтронів і γ -випромінювання. У корпусі реактора використовується сухий захист серпентитовим бетоном, який добре утримує вологу, отже, зменшує витоки нейтронів з реактора.

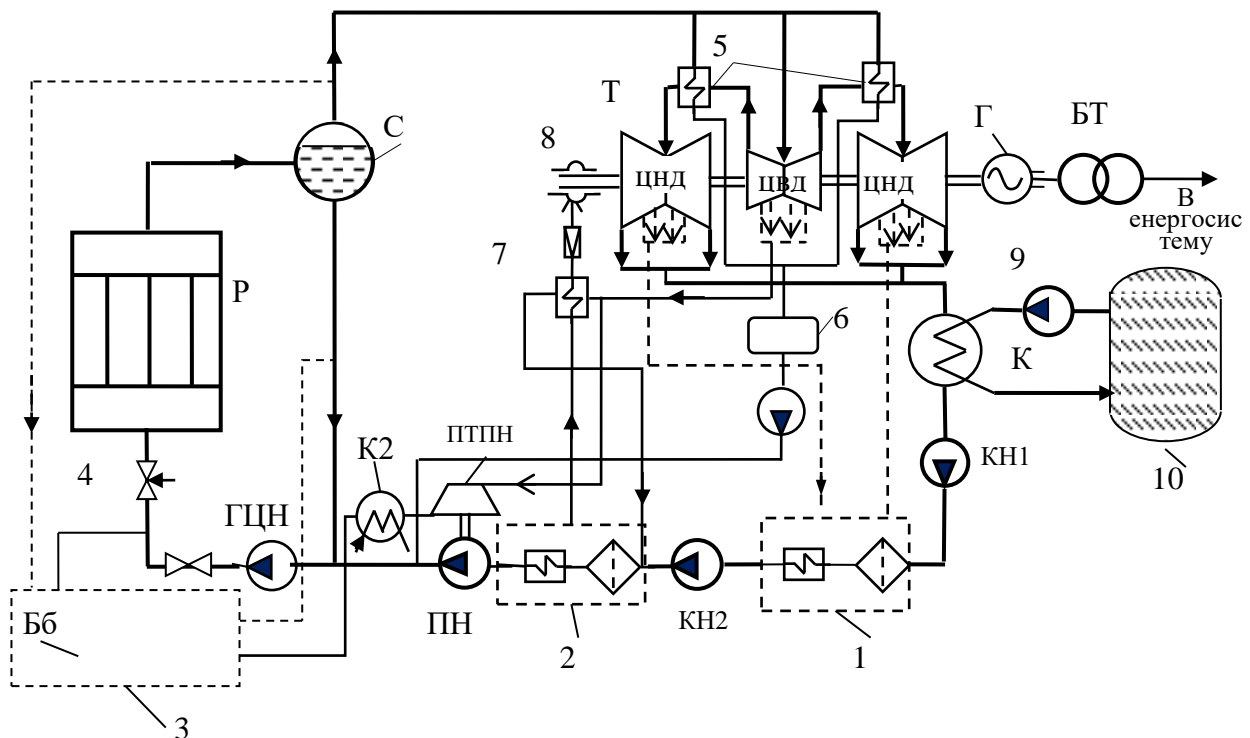
7.5 Технологічні схеми АЕС

Залежно від використовуваних теплоносіїв і сповільнювачів нейтронів технологічні схеми АЕС можуть виконуватися одноконтурними, двоконтурними і трьох контурними [12]. Джерелом теплової енергії на всіх АЕС є активна зона реактора.

7.5.1 Одноконтурна схема

Одноконтурна схема (рис.7.2) застосовується на АЕС з киплячими реакторами і графітовими сповільнювачами. До таких реакторів відносяться реактори типу РБМК – реактор великої потужності каналний на теплових нейтронах водо-графітовий. Такі реактори потужністю 1000 МВт в Радянському Союзі були встановлені на Ленінградській, Курській, Чорнобильській і деяких інших АЕС. Киплячий реактор по своєму призначенню є парогенератором. Реакторна установка РБМК-1000 є

одноконтурною по теплоносію. На виході з реактора "гарячим" теплоносієм є пара, відокремлена від пароводяної суміші в барабані-сепараторові реактора. Температура насиченої пари близько 284°C, тиск $P = 7$ МПа. У барабані-сепараторі з пароводяної суміші забирається пара і додається живильна вода, на виході з барабана-сепаратора ми отримуємо воду як "холодний" теплоносій, причому температура практично не змінюється. Після барабана «гаряча» пара



Р - реактор каналного типу; С – сепаратор пари; ГЦН – головний циркуляційний насос; Т- парова турбіна блоку: ЦВД – циліндр високого тиску, ЦНД – циліндри низького тиску (показані лише 2); К - основний конденсатор; КН1, КН2 конденсаційні насоси; ПН живильний насос, ПТПН – привідна я парова турбіна живильного насоса; К2- конденсатор приводної турбіни; Г – електрогенератор; БТ – блоковий трансформатор; 1 – комплекс очищення і початкового регенеративного підігрівання конденсату; 2 – те ж, друга група ПНТ і деаератор; 3 – система запуску – розхолджування, що включає бак-барботер Бб; 4 – запірні-регулюючі клапани (ЗРК); 5- проміжні перегрівачі пари (ПП); 6 – бак збору дренажу з ПП; 7 – теплообмінник підігрівання очищеної пари для ущільнень турбіни; 8 - ущільнення валу турбіни; 9 - циркуляційний насос; 10 – басейн-охолоджувач

Рисунок 7.2 - Спрощена схема одноконтурного енергоблоку з реактором РБМК

надходить в турбіну і, зробивши роботу обертання ротора турбіни і генератора, прямує в конденсатор, де конденсується у воду. Параметри пари на виході з турбіни: температура $t_k = 30^\circ\text{C}$, тиск $P_k = 0,004$ МПа.

Вода, пройшовши через декілька допоміжних пристроїв (установки очищення, регенеративного підігріву, деаерації), стає живильною водою і за допомогою живильного насоса подається в барабан-сепаратор. Як спосіб теплообміну використовується вимушена конвекція, тобто використовується насос для прокачування теплоносія через активну зону реактора. Тому цей контур називається контуром багатократної примусової циркуляції.

Теплова потужність реактора Q визначається питомою теплотою паротворення R , паровмістом p на виході з реактора і кількістю теплоносія m , що витрачається.

$$Q = R \cdot p \cdot m$$

Використовуючи значення температури і теплоємності робочого тіла, маємо

$$Q = g \cdot C \cdot (T_2 - T_1)$$

де C - теплоємність робочого тіла, кДж/(кг/град);

T_1 і T_2 – відповідно температура (град) теплоносія на вході і виході з реактора,

g – питома витрата теплоносія, кг/с.

Теплова потужність реактора РБМК

$$Q = 3200 \text{ МВт} = 3200 \times 10^6 \text{ Вт.}$$

Питома теплота паротворення

$$R = 1556 \text{ кДж/кг} = 1556 \times 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Паровміст на виході з реактора $p = 0,15$ (15%).

Звідси необхідна витрата води через реактор

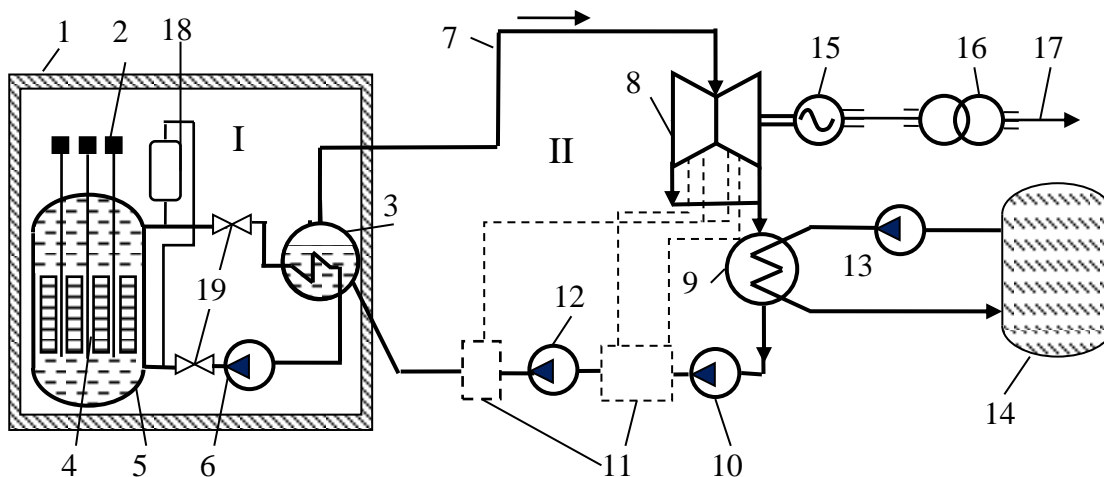
$$m = Q / (R \cdot p) = 3200 \cdot 10^6 / (1556 \cdot 10^3 \cdot 0,15) = 13710 \text{ кг/сек.}$$

Одноконтурна схема технологічно проста, більш економічна, але радіоактивність поширюється на всі елементи блока, що ускладнює біологічний захист. У цьому плані перевагу мають двоконтурні АЕС.

7.5.2 Двоконтурні атомні електростанції

Технологічну схему двоконтурної АЕС розглянемо на прикладі АЕС з реакторами, в яких в якості теплоносія і сповільнювача використовується вода. Схема блоку атомної електростанції з двоконтурним водоводяним енергетичним реактором (ВВЕР) представлена на рисунку 7.3. Реактор ВВЕР є реактором корпусного типу з водою під тиском. Вода виконує функції теплоносія і сповільнювача.

Перший контур (I) – радіоактивний. Він включає реактор і циркуляційні петлі охолодження, кожна з яких містить головний циркуляційний насос (ГЦН), парогенератор і дві головні запірні засувки (ГЗЗ). Енергія, що виділяється в активній зоні реактора, передається теплоносію першого контура. Тиск в 1-м контурі ВВЕР-1000 може доходити до 16,6 МПа (приблизно 160 атмосфер), температура теплоносія на вході в реактор 562 К (289 °С), на виході з реактора – 322 °С.



1 – захисна оболонка реактора (герметичний бокс); 2 – система управління і захисту (СУЗ); 3 – парогенератор; 4 – паливо; 5 – корпус реактора; 6 – головний циркуляційний насос (ГЦН); 7 – паропровід; 8 – парова турбіна; 9 – конденсатор; 10 - конденсатний насос; 11 – система водопідготовки і регенеративного підігрівання конденсату; 12 – живильний насос; 13 – циркуляційний насос; 14 – водосховище-охолоджувач; 15 – генератор електричного струму; 16 - блоковий трансформатор, що підвищує напругу; 17 – лінія електропередачі (ЛЕП) зв'язку з енергосистемою; 18 – паровий компенсатор тиску (ПКД); 19 – головні запірні засувки (ГЗЗ). I, II – перший та другий контури відповідно

Рисунок 7.3 - Спрощена технологічна схема енергоблока АЕС з реактором ВВЕР-1000

На енергоблоках з реактором ВВЕР-440 є по 6 циркуляційних петель, на енергоблоці з реактором ВВЕР-1000 - 4 циркуляційних петлі.

Далі теплоносій подається насосами в теплообмінник (парогенератор), де нагріває до кипіння воду другого (II) нерадіоактивного контура. Отримана при цьому насичена пара надходить по паропроводу в турбіни, що приводять до обертання генератори електричної потужності. На виході з турбін пар надходить в конденсатор, де охолоджується великою кількістю води, що подається з системи охолодження конденсатора. Для охолодження конденсатора, аналогічно ТЕС на органічному паливі, використовуються водосховище-охолоджувач або градирні, які завдяки своїм розмірам зазвичай є найпомітнішою частиною атомної електростанції.

Парогенератор є загальним устаткуванням для першого і другого контурів. *Передача теплоти в парогенераторі відбувається без фазових перетворень теплоносія першого контура.* Це забезпечується підтримкою

високого тиску води в першому контурі за рахунок ГЦН, а також *системи компенсації тиску*, яка служить для вирівнювання коливань тиску в першому контурі під час роботи реактора, які виникають за рахунок теплового розширення теплоносія. Система складається з парового компенсатора тиску (ПКД), барботера, імпульсно-запобіжного пристрою, а також трубопроводів і арматури.

ПКД підключається до однієї з циркуляційних петель першого контура і є досить складною і громіздкою конструкцією. При змінах навантаження або порушеннях в роботі устаткування реакторної установки тиск в першому контурі реактора змінюється. Обмеження відхилення тиску від номінальної величини відбувається за рахунок стискування або розширення парової «подушки» у верхній частині компенсатора. «Подушка» створюється за рахунок кипіння теплоносія, що нагрівається спеціальними *електронагрівачами*, розташованими під вільним рівнем ПКД.

При значному зростанні тиску відкривається регулюючий клапан, при цьому вода подається з «холодної» частини реактора в сопла, розташовані у верхній частині ПКД. В разі подальшого збільшення тиску (із-за відмови системи або її недостатньої ефективності) спрацьовують імпульсно-запобіжні пристрої, з яких пар відводиться в бак-барботер і конденсується.

У другий контур окрім парогенераторів входять також парові турбіни, паропроводи, сепаратори-пароперегрівачі, живильні насоси, трубопроводи, деаератори і регенеративні підігрівачі. В таблиці 7.1 представлені основні технічні характеристики реакторів ВВЕР-440 та ВВЕР-1000:

Таблиця 7.1 – Основні технічні характеристики реакторів ВВЕР

Назва	Водо-водяний енергетичний реактор	
Тип	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Теплова потужність, МВт	1375	3200
Електрична потужність, МВт	440	1000

Робочий тиск, МПа	12,5	16
Встановлені на АЕС	Ново-Воронежська, Кольська, Калінінська, Балаковська, Вірменська Південно-Українська, Хмельницька, Запорізька, Рівненська, Богуніце, Козлодуй, Ловіса	

7.5.3 Трьохконтурні АЕС

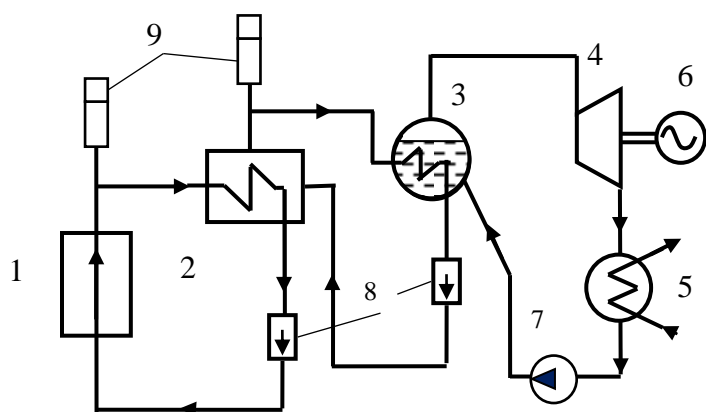
Загальна кількість контурів може змінюватися для різних реакторів. Реактори типу РБМК (реактор великої потужності каналного типу) використовує один водяний контур, реактори типу ВВЕР – два водяні контури. Окрім води, в різних реакторах як теплоносієм може застосовуватися також розплавлений натрій, сплав натрію і калію, сплав свинцю і вісмуту або газ. Реактори типу БН (реактор на швидких нейтронах) мають два натрієвих і один водяний контури.

Використання натрію дозволяє спростити конструкцію оболонки активної зони реактора (на відміну від водяного контура, тиск в натрієвому контурі не перевищує атмосферного), позбавитися від компенсатора тиску, але створює свої труднощі, пов'язані з підвищеною хімічною активністю цього металу. На рисунку 7.4 представлена спрощена принципова схема трьохконтурної АЕС.

Привабливість цих реакторів в можливості швидкого напрацювання ядерного палива, оскільки для них коефіцієнт відтворення $K_B > 1$. Маса нагромадженого палива може бути виражена рядом:

$$M = M_0 K_B + M_0 K_B^2 + M_0 K_B^3 + \dots,$$

де M_0 – початкова маса палива, кг.



- 1 – реактор; 2 – проміжний теплообмінник; 3 – парогенератор;
- 4 – парова турбіна; 5 - конденсатор;
- 6 – генератор; 7 – живильний насос;
- 8 – рідиннометалевий насос; 9 – компенсатор об'єму;

Рисунок 7.4 – Спрощена принципова схема трьохконтурної АЕС

При $K_B < 1$ матимемо

$$M = M_0 / (1 - K_B) ;$$

при $K_B = 0,5$ маса накопиченого буде

$$M = M_0 / (1 - 0,5) = 2M_0.$$

Крім цього реактори на швидких нейтронах мають більший ККД. Так реактор БН-600, який встановлено на Білоярській АЕС в Росії має теплову потужність 1470 МВт, електричну – 600 МВт, ККД 40,8 %; реактори ВВЕР відповідно 3200 МВт і 1000 МВт – ККД 31,25 %.

Стримують використання цих реакторів значні труднощі в обслуговуванні натрієвого теплоносія, необхідність попереднього розігріву натрієвого контуру, що обумовлює значне ускладнення технологічної схеми. Ведуться пошуки в напрямку використання замість натрія гелію, який практично не поглинає і не розсіює нейтрони.

7.6 Атомні станції з реактором ВВЕР -1000

Як було сказано раніше, реактор ВВЕР є реактором корпусного типу з водою під тиском, яка виконує функцію теплоносія і сповільнювача. Основні технологічні параметри реактора ВВЕР-1000 представлені в таблиці 7.2

Таблиця 7.2 - Технологічні параметри реактора ВВЕР-1000

Найменування		Величина
Еквівалентний діаметр, мм		3120
Висота, мм		3550
Об'єм, м ³		27
Відношення площі сповільнювача до площі палива в поперечному перетині активної зони		2
Крок між паливними збірками, мм		241
Робочий тиск, МПа		16
Температура теплоносія °С	на вході в реактор	289
	на виході з реактора	320
Витрата теплоносія через реактор, кг/с		19000
Гідрравлічний опір активної зони, МПа		0,18
Гідрравлічний опір реактора, МПа		0,4
Температура теплоносія на виході з максимально навантаженої збірки, °С		310
Завантаження ректора паливом, кг		75000
Збагачення палива %		4,4 – 3,3
Швидкість теплоносія, м/с:	у патрубку реактора (вхід/вихід)	9,8/11
	у активній зоні (середня)	5,5
Середній час роботи між перевантаженнями палива, с		25,2x10 ⁶
Середня питома енергонапруженість об'єму активної зони, кВт/л		111
Число механізмів регулювання		109

Корпус реактора ВВЕР-1000

Корпус - частина ядерного реактора, призначена для розміщення в ній активної зони, відбивачів нейтронів і внутрішньокорпусних пристроїв, а також для організації відведення тепла. Корпус є вертикальною циліндровою судиною

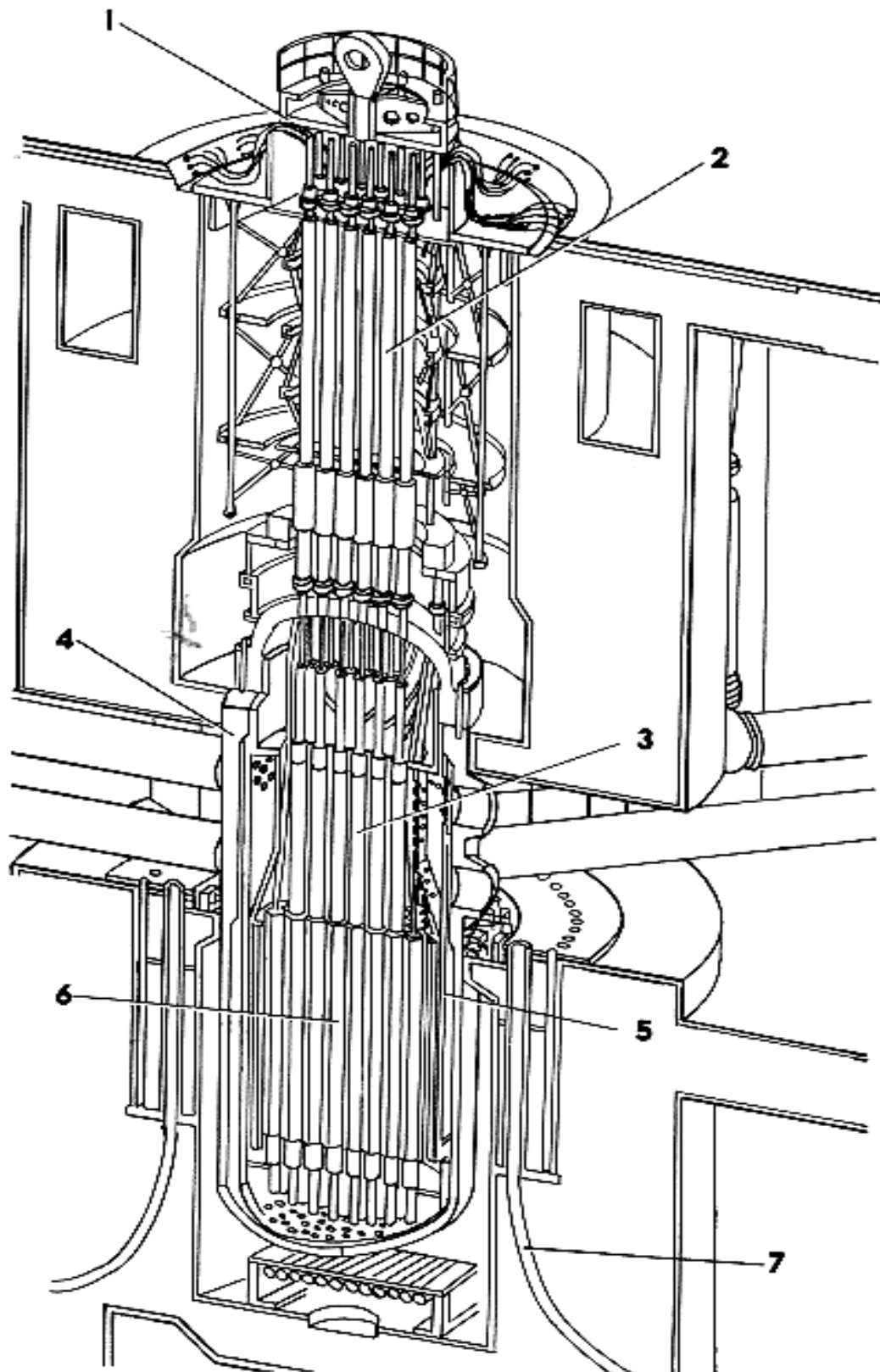
високого тиску з кришкою, що має роз'їм з ущільненням і патрубки для входу і виходу теплоносія. Усередині корпусу закріплюється шахта, що є опорою для активної зони і частини внутрішньокорпусних пристроїв і службовка для організації внутрішніх потоків теплоносія.

На рисунку 7.5 представлений спрощений перетин реактора ВВЕР-1000.

Корпус реактора типу ВВЕР є складною конструкцією циліндрової форми, що виготовляється з цільнокованих обичайок без подовжніх зварних швів, що підвищує надійність експлуатації. Нижня частина корпусу, де розташована активна зона, як правило, виконується у вигляді цілої циліндрової оболонки з еліптичним днищем без яких-небудь врізань і отворів. Вхідні і вихідні патрубки для під'єднання головних циркуляційних трубопроводів теплоносія, а також інші комунікації розташовуються вище за верхню частину активної зони не менше ніж на 1000 мм. При конструюванні і виготовленні корпусів ВВЕР ставиться завдання забезпечення багатолітньої (до 30 років) надійної експлуатації реактора при різних режимах. Корпус реактора працює в дуже тяжких умовах: високий тиск і температура теплоносія, потужні потоки радіоактивного випромінювання, значні швидкості теплоносія, який навіть при високій мірі чистоти є корозійно-агресивним середовищем.

В процесі експлуатації метал корпусу піддається періодичним навантаженням, пов'язаним з коливаннями тиску і температури при сталих і перехідних режимах і з пониженням тиску до атмосферного і температури до 60 °С при планових і аварійних зупинках.

Потоки ядерного випромінювання, циклічні навантаження і тривала дія високої температури викликають поступову зміну властивостей матеріалу. Профілактичні огляди, ремонт елементів корпусу обмежені внаслідок їх



1- Верхній блок; 2 – привід СУЗ; 3 - блок захисних труб (БЗТ); 4 - корпус реактора; 5 – шахта реактора; 6- активна зона; 7 – канали іонізаційних камер.

Рисунок 7.5 - Реактор ВВЕР-1000

значної наведеної радіоактивності. Для роботи в таких умовах переважними матеріалами є перлитові низьколеговані сталі типу 15Х2МФА і 22К. Окрім високих механічних і пластичних властивостей, ці сталі технологічні при зварюванні і виготовленні поволок масою до 200 т і завтовшки до 600 мм.

Внутрішня поверхня корпусу зазвичай покривається антикорозійним наплавленням, що значно зменшує вихід продуктів корозії у воду реактора. Виготовлення корпусів ВВЕР, що працюють при високих тисках (до 16 МПа) і температурі теплоносія (до 340 °С), цілком з неіржавіючих сталей неможливе внаслідок їх нетехнологічності і низької міцності.

Характеристики корпусів реакторів ВВЕР-440 і ВВЕР-1000 представлені в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 – Основні характеристики корпусів реакторів ВВЕР

Параметр		Параметр ВВЕР-440	Параметр ВВЕР-1000
Робочий тиск, МПа		12.5	16
Внутрішній діаметр, мм		3560	4155
Висота, мм		11800	10880
Максимальний діаметр, мм		4270 по бандажу	4535 по бандажу
Товщина, мм	циліндровій частині	140	190
	зони патрубків	200	265
Кількість отворів під вхідні і вихідні патрубки		2/6	2/4
Маса корпусу, кг		200,8x10 ³	304,3x10 ³
Кількість шпильок		60	54
Діаметр різьблення шпильок, мм			
М130x6		М130x6	М170x6
М170x6			

Для зменшення габаритів корпусу по патрубках в плані застосовуються корпуси з дворядним розташуванням патрубків, що дозволяє також в порівнянні з однорядним розташуванням спростити схему циркуляції теплоносія в реакторі за рахунок розділення потоку теплоносія суцільною кільцевою перегородкою. Це частково виключає появу "гарячих" плям в зоні концентрацій напруги в патрубках корпусу.

Активна зона реактора

Активна зона - частина ядерного реактора, що містить ядерне паливо, забезпечує задану потужність і умови для ініціації і підтримки керованої ланцюгової реакції ділення ядер.

Активна зона реактора набирається з ТВЗ шестигранної форми відповідно до картограми завантаження реактора. ТВЗ встановлюються в опорні вічка днища шахти своїми хвостовиками.

Встановлені в реактор ТВЗ зверху притискаються блоком захисних труб (БЗТ). Конструкція підпружинених елементів голівки ТВЗ забезпечує затиск ТВЗ в реакторі, вихід з будь-якої пружини не вплине істотно на зусилля затиску.

Блок захисних труб (БЗТ) призначений для фіксації голівок ТВЗ ядерного реактора, утримання від спливання внутрішньокорпусних пристроїв і ТВЗ активної зони, захисту робочих органів СУЗ від дії потоку теплоносія. У середині захисних труб переміщуються поглинаючі стержні. Для підтримки реакції на критичному рівні стержні СУЗ повинні у міру вигорання палива висуватися. Таке регулювання робить вплив на стан реактора до тих пір, поки останній із стержнів не покине активну зону. Цим визначається кампанія реактора, після закінчення якої здійснюється його перезавантаження. Кількість і діаметр захисних труб в основному визначаються конструкцією приводу СУЗ і ТВЗ, а також ефективністю робочих органів СУЗ.

У регулюючих ТВЗ активної зони і захисних трубах БЗТ переміщуються поглинаючі стержні, що зазвичай виконуються у вигляді пучка поглинаючих елементів.

Окрім СУЗ реактора, заснованої на механічному принципі, дія на реактивність здійснюється також хімічним способом; зазвичай системою борного регулювання здійснюється компенсація повільних змін реактивності. Передбачається безперервний автоматичний контроль концентрації борної кислоти в теплоносії реактора і інших системах першого контура.

В аварійних режимах розриву головних трубопроводів подача борної кислоти в реактор здійснюється за допомогою системи аварійного охолодження зони, яка забезпечує аварійну зупинку реактора:

- заповнення активної зони з ємностей, що містять водний розчин борної кислоти під тиском;
- аварійне вприскування кислоти високонапірними насосами і подачу борного розчину низьконапірними насосами.

Спрацьовування сигналізації, аварійного захисту і блокувань відбувається при відхиленні контрольованих параметрів від допустимого значення. Як правило, в реакторі передбачається контроль наступних параметрів:

- температури теплоносія на виході з ТВС;
- тиску теплоносія на виході з активної зони;
- перепаду тиску на активній зоні;
- концентрації борної кислоти в теплоносії;
- рівня теплоносія в реакторі;
- температури корпусу реактора;
- щільність головного роз'єму реактора;
- приводів СУЗ, датчиків термоконтроля і енерговиділення на кришці реактора;
- щільності нейтронного потоку.

Реактор ВВЕР має важливу властивість саморегулювання: при підвищенні температури теплоносія або потужності реактора відбувається зниження інтенсивності ланцюгової реакції в активній зоні і, в кінцевому підсумку, зниження потужності реактора.

Верхній блок реактора

Верхній блок реактора - пристрій, призначений для ущільнення корпусу, розміщення приводів системи управління і захисту (СУЗ) і організації переміщення апаратури внутрішньореакторного контролю. До складу верхнього блоку входять кришка реактора з патрубками, металоконструкції і

приводи СУЗ. Товщина кришки залежить від внутрішнього тиску в реакторі. На кришках вмонтовуються чохла для розміщення приводів системи управління і захисту реактора, патрубки для виведення датчиків температурного контролю і енерговиділення. У фланцях кришок робляться отвори під шпильки головного роз'єму. Ущільнення головного роз'єму повинне забезпечувати надійне герметичне з'єднання кришки з корпусом реактора і технологічність монтажу і демонтажу верхнього блоку при перевантаженнях реактора. Елементи електроустаткування верхнього блоку (приводи СУЗ, штепсельні роз'єми датчиків внутрішньореакторного контролю), як правило, охолоджуються повітрям за допомогою системи примусової вентиляції. Система вентиляції верхнього блоку - витяжного типу, організовується довкола кожного приводу.

7.7 Компоновка атомної станції

Реакторне відділення є циліндровою бетонною оболонкою зі сферичним куполом. Всі циркуляційні петлі однакові по довжинах, однакові по гідравлічному опору. Циркуляційні петлі розташовані попарно з обох сторін реактора, в боксах. Між боксами з одного боку розташовані басейн витримки і перевантаження, шахта ревізії устаткування реактора, транспортний отвір, з протилежного боку - обладнання системи компенсації тиску. Ємності системи аварійного охолодження зони (САОЗ) замкнуті попарно на "гарячу" і "холодну" нитки трубопроводу першого контура.

Реактор встановлений на опорі, його корпус розташований в бетонній шахті; яка є і біологічним захистом, і несучою конструкцією. Для сухого захисту використовується серпентитовий бетон. Між корпусом реактора і шахтою є кільцевий зазор, призначений для періодичного контролю металу корпусу згідно з вимогами правил. Верхня частина шахти забезпечена гідрозатвором і з'єднується з басейном витримки. При перевантаженні верхній об'єм шахти разом з басейном заливається водою. Нижній об'єм з'єднується

отвором, забезпеченим герметичними дверима, з приміщенням для машини огляду корпусу.

Реакторне відділення розміщується в герметичній будівлі куполоподібної форми, яка виконується з монолітного заздалегідь напруженого бетону, здатного витримати внутрішній тиск 0,5 МПа і температуру 150⁰С.

Електрична частина ГЦН знаходиться поза боксами, недоступними під час роботи установки, це дає можливість контролювати роботу насосів і поліпшувати умови безпеки.

7.8 Переваги та недоліки атомних електростанцій

Переваги атомних станцій:

- Відсутність хімічно шкідливих газоподібних і твердих викидів;
- Викиди радіоактивних речовин у декілька разів менше викидів вугільної електростанції аналогічної потужності;
- Невеликий об'єм використовуваного палива, можливість після його переробки використовувати багато разів;
- Висока потужність: 1000—1600 МВт на енергоблок;
- Низька собівартість енергії, особливо теплової.

Недоліки атомних станцій:

- Радіоактивне паливо небезпечне, вимагає складних і дорогих заходів по переробці і зберіганню;
- Небажаний режим роботи із змінною потужністю для реакторів, що працюють на теплових нейтронах;
- При низькій вірогідності інцидентів, наслідки їх украй важкі;
- Великі капітальні вкладення, як питомі, на 1 МВт встановленої потужності для блоків потужністю менше 700-800 МВт, так і загальні, необхідні для споруди станції, її інфраструктури, а також в разі можливої ліквідації.

- Ядерна енергія може бути безпосередньо утилізована лише у великих промислових установках.

Перспективи

Не дивлячись на вказані недоліки, атомна енергія представляється найперспективнішою. Альтернативні способи здобуття енергії, за рахунок енергії приливів, вітру, Сонця, геотермальних джерел і ін. на даний момент відрізняються невисоким рівнем енергії, що отримується, і її низькою концентрацією. Електрична потужність, що отримується від цих джерел, не є стабільною. До того ж дані види здобуття енергії несуть в собі власні ризики для екології: «брудне» виробництво фотоелектричних елементів, небезпека вітряних станцій для птахів і населення при їх близькому розташуванні [2],[3], зміна динаміки хвиль та інше.

В даний час розробляються міжнародні проекти ядерних реакторів нового покоління, наприклад ГТ-МГР, які дозволять підвищити безпеку і збільшити ККД АЕС. Урядом США прийнята Атомна воднева ініціатива. Ведуться роботи (спільно з Південною Кореєю) із створення атомних реакторів нового покоління, здатних виробляти у великих кількостях водень. INEEL (Idaho National Engineering Environmental Laboratory) прогнозує, що один енергоблок атомної електростанції наступного покоління вироблятиме щодня водень, еквівалентний $7,5 \cdot 10^5$ літрів бензину.

Цікавою, хоча і відносно віддаленою перспективою виглядає використання енергії ядерного синтезу. Термоядерні реактори, по розрахунках, споживатимуть менше палива на одиницю енергії, і як само це паливо (дейтерій, літій, гелій-3), так і продукти їх синтезу нерадіоактивні і, отже, екологічно безпечні. Для протікання реакції синтезу ядра мають отримати надвисокі енергії, що можливо при досягненні надвисоких температур, при яких речовина переходить в стан плазми, утримання якої занадто складне для сучасного стану економіки. В даний час за участю Росії на півдні Франції ведеться будівництво міжнародного експериментального термоядерного реактора ITER.

Основні напрямки подальшого підвищення технічного рівня АЕС:

- підвищення параметрів і слабкий перегрів пари, перехід на вертикальні парогенератори;
- підвищення теплової потужності реакторної установки;
- поліпшення маневрених характеристик АЕС;
- подальше скорочення об'ємних показників реакторного відділення, спецкорпуса; вдосконалення конструкцій, зниження матеріаломісткості, зниження трудовитрат;
 - використання замість диоксиду урана більш щільного по структурі палива – силіциду урана, що дасть змогу зменшити витрати природного урана приблизно на 35% і паливну складову в собівартості електроенергії на 15%;
 - вживання подвійної герметично-захисної оболонки повного тиску з проміжним об'ємом для організації контролю і відсмоктування радіоактивних продуктів;
 - Збільшення кількості часткових перезавантажень палива за паливну кампанію з 2-3х до шести, що дає змогу поліпшити глибину вигорання палива;
 - розробка питань централізованого зберігання радіоактивних відходів і зберігання відпрацьованого палива.

Питання до розділу «Атомні електростанції»

- 1 Які основні частки утворюють структуру атомного ядра?
- 2 Які зміни відбуваються з елементом при α - розпаді і при β -розпаді?
- 3 Радіоактивний розпад і його основні характеристики.
- 4 Порівняльні властивості α -, β - і γ - випромінювань.
- 5 Реакції ділення ядер ^{235}U і ^{238}U , які при цьому утворюються елементи, їх стійкість.
- 6 Що характеризують коефіцієнт відтворення і коефіцієнт розмноження в ядерній реакції?
- 7 Класифікація АЕС по виду встановлених реакторів і по використовуваному теплоносію.
- 8 Характерні технологічні схеми АЕС (одно-, двох- і трьох контурні).
- 9 Реактори на теплових нейтронах і реактори на швидких нейтронах - основні характеристики технологічного процесу.
- 10 Конструктивні елементи реактора ВВЕР.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Системи енергетичні. Терміни та визначення. ДСТУ 3440-96. Київ.: Держстандарт України, 1997.
- 2 В.Я. Рыжкин. Тепловые электрические станции. Изд.2-е. М.:Энергия, 1976.-447с.
- 3 В.Я.Гиршфельд, Г.Н.Морозов. Тепловые электрические станции. М.:Энергия, 1973.-239с.
- 4 Э.П.Волков, В.А.Ведяев, В.И.Обрезков. Энергетические установки электростанций. Для студентов вузов. М.:Энергоатомиздат, 1983.-279с.
- 5 С.Я.Белинский, Ю.М.Липов. Энергетические установки электростанций. М.:Энергия,1974.-302с.
- 6 Тепловые и атомные электрические станции. Справочник. Под общ.ред В.А.Григорьева и В.М.Зорина. Кн.3.М.:Энергоатомиздат, 1989.-604с.
- 7 Б.Г.Ганчев, Л.Л.Калишевский и др. Ядерные энергетические установки. Под. общ. Ред.Н.А.Доллежала.-М.:Энергоатомиздат, 1983.-504с.
- 8 .Электрическая часть станций и подстанций: Учебник для вузов/А.А.Васильев, И.П.Крючков, Е.Ф.Наяшкова и др./ Под. ред. А.А.Васльева. М.:Энергоатомиздат, 1990.-575с.
- 9 Л.М.Пиотровский. Электрические машины. Л.о.:Энергия, 1978.-504с.
- 10 Правила устройства электроустановок (ПУЭ).-М.: Энергосервис, 2002.-606с.
- 11 А.В.Щегляев. Паровые турбины. М.:Энергия, 1976.-358с.
- 12 М.В.Топольницький.Атомні електричні станції.-Львів:Бескід Біт, 2005.-523с.
- 13 Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции. Учебник для вузов.М.: Высшая школа,1984.-304с.
- 14 Б.А.Дементьев. Ядерные энергетические реакторы. М.:Энергоатомиздат, 1984.
- 15 В.Н.Ораевский. Ядерная энергетика. Киев.:Наукова думка, 1978.-214с.
- 16 Трансформаторы силовые масляные общего назначения. Допустимые нагрузки. ГОСТ 14209-85.
- 17 Сайт www.npp.zp.ua
- 18 Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. М.:Энергоатомиздат, 1982.
- 19 О.Т.Ильченко. Тепло- и массообменные аппараты ТЭС и АЭС?:Учеб . пособие.-К.: ВШ,1992.-207с.
- 20 РД 3440-101. Руководящие указания по проектированию термических деаэрационных установок питательной воды котлов

- 21 Л.В.Деев, Н.А.Балахничев. Котельные установки и их обслуживание.
М.:ВШ,1990.-239с.
- 22 Бездеаэрационная тепловая схема турбины К-800-240-5 ПОТ
ЛМЗ./Г.И.Ефимочкин, В.Л.Вербицкий, Л.Е.Апатовский и
др./Теплоэнергетика. 1987, №2