

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Побудова процесу розширення пари в проточній частині турбіни в $h-s$ діаграмі.....	14
2 Параметри пари та конденсату в основних точках теплової схеми.....	19
3 Розрахунок мережевої підігрівальної установки.....	26
4 Визначення попередніх витрат пари на турбіну.....	29
5 Теплові та матеріальні баланси елементів схеми.....	32
6 Перевірка прийнятих попередньо витрат пари на турбіну.....	50
7 Визначення електричної потужності турбогенератора.....	52
Список літератури.....	55
Додаток А.....	56

## ВСТУП

Розрахунково-графічна (контрольна) робота з розрахунку теплової схеми ТЕЦ складається з завдання, пояснювальної записки, графічної частини.

Пояснювальна записка оформляється згідно з вимогами ЄСКД, супроводжується необхідними схемами, таблицями, формулами.

У пояснювальній записці розглядаються такі підрозділи:

- короткий опис принципової теплової схеми, завдання та порядок їхнього розрахунку;
- вихідні дані для розрахунку;
- побудова процесу розширення пари у проточній частині турбіни в  $h-s$  діаграмі;
- визначення параметрів пари та конденсату в основних точках теплової схеми;
- розрахунок мережевої підігрівальної установки;
- визначення попередніх витрат пари на турбіну.

Графічна частина складається з принципової теплової схеми ТЕЦ, накресленої на аркуші формату А4 (А3) (рисунок 1).

У методичних вказівках наведено рекомендації щодо складання, опису та розрахунку принципової теплової схеми ТЕЦ з ілюстрацією їх виконання на прикладі розрахунку теплової схеми ТЕЦ з турбіною ПТ-135/165-130/15.

Теплова схема (рисунок 1) складається з парового котла *ПК*, турбогенератора *ТГ*, конденсатора *К*, конденсатного насоса *КН*, живильного насоса *ЖН*, конденсатовідвідників *КО*, перекачувальних насосів *Н*, двоступінчатих сепараторів безперервної продувки *С1* і *С2*, підігрівників хімочищеної води продувальною водою *ТО*, системи регенеративного підігрівання живильної води *РПЖВ*, теплофікаційної установки з мережевими підігрівниками *СП1* і *СП2*, піковим водогрійним котлом *ПВК* і мережевим насосом *СН*.

Система *РПЖВ* включає до себе: ежекторну установку *ЕЖ*, сальниковий підігрівник *СП*, чотири підігрівники низького тиску *ПНТ4* - *ПНТ7*, деаератор *Д*, три підігрівники високого тиску *ПВТ1* - *ПВТ3*.



Турбіна ПТ-135/165-130/15 промислово-теплофікаційна має такі характеристики:

- номінальна потужність – 135 МВт;
- максимальна потужність – 165 МВт;
- частота обертання вала – 50 1/с;
- тиск свіжої пари – 130 кгс/см<sup>2</sup> (12,75 МПа);
- температура пари – 565 °С;
- витрати свіжої пари:
  - номінальні – 205 кг/с;
  - максимальні – 211 кг/с;
- кількість відборів пари – 7;
- тиск пари промислового відбору – 15 кгс/см<sup>2</sup> (1,47 МПа).

Пара після котла *ПК* з параметрами  $P_0, t_0, h_0$  іде на турбіну *ПТ*. Між котлом і турбіною існують два відбори пари високих параметрів на власні потреби в котельному відділенні  $D_{ВП}^{KB}$  та власні потреби в машинній залі  $D_{ВП}^{MЗ}$ .

Турбіна має два корпуси: у першому розташований циліндр високого тиску *ЦВТ*, у другому – циліндри середнього *ЦСТ* та низького *ЦНТ* тиску.

На корпусі *ЦВТ* розташовані чотири регулюючі клапани, через які пара йде на турбіну від двох стопорних клапанів. *ЦВТ* має три регенеративних відбори пари з тисками  $P_1, P_2$  та  $P_3$ . Промисловий відбір пари в кількості  $D_{П}$  здійснюється від трьох відборів із вихідного патрубка *ЦВТ*.

Від перепускних труб пара йде до чотирьох регулюючих клапанів у *ЦСТ*, який має три відбори пари з тисками  $P_4, P_5$  та  $P_6$ . Після проходження одновінцевої регулюючої та шести нерегулюючих ступенів *ЦСТ* пара надходить у камеру, з якої робиться перший опалювальний відбір пари з шостого регульованого на мережевий підігрівник *СП2*. Витрати пари в цей відбір регулюється поворотною діафрагмою з дросельним паророзподілом. Далі пара розширюється у двох ступенях, після яких у *ЦНТ* здійснюється опалювальний відбір пари з тиском  $P_7$  на мережевий підігрівник *СП1*. Витрати пари через нього

визначаються відкриттям другої регулюючої діафрагми, установленної перед ЦНТ.

Пара після турбіни конденсується в конденсаторі  $K$ , через який циркуляційними насосами прокачується охолоджуюча вода в кількості  $12400 \text{ м}^3/\text{год}$ . Конденсат пари проходить систему регенеративного підігрівання живильної води РПЖВ. Першим підігрівником є ежекторна установка ЕЖ, основне завдання якої – підтримка вакууму в конденсаторі турбіни. Кількість пари  $D_{\text{еж}}$ , яка йде на основний і сальниковий ежектори. Після ежекторної установки конденсат іде на сальниковий підігрівник СП, потім у кількості  $D_{\text{к}}$  на підігрівники низького тиску ПНТ7 - ПНТ4.

Гріючою парою цих підігрівників є пара чотирьох відборів відповідно від сьомого до четвертого.

Конденсат гріючої пари ПНТ7 прямує в конденсатор турбіни  $K$ , конденсат гріючої пари ПНТ6 перекачувальним насосом  $H_1$  відводиться в лінію основного конденсату після ПНТ6. Конденсат гріючої пари ПНТ4 через конденсатовідвідник  $KO_1$  іде в ПНТ5, далі разом з конденсатом гріючої пари ПНТ5 перекачувальним насосом  $H_2$  відводиться в лінію основного конденсату після ПНТ5. Конденсат гріючої пари мережевих підігрівників СП1 і СП2 також відводиться перекачувальними насосами  $H_3$  і  $H_4$  в лінію основного конденсату відповідно після ПНТ7 і ПНТ6.

Конденсат промислової пари в кількості  $D_{\text{пк}}$  з температурою  $t_{\text{пк}}$  відводиться в лінію основного конденсату перед ПНТ5. Увесь конденсат у кількості  $D_{\text{кд}}$  надходить у колонку деаератора. Гріючою парою деаератора є пара в кількості  $D_{\text{д}}$  із регульованого третього відбору ЦВТ з тиском  $P_3$ .

Необхідний тиск пари  $P_{\text{д}}$  на деаератор забезпечується дросельним регулюючим органом. У деаератор також зливається конденсат із ущільнень  $D_{\text{ущ}}$  та конденсат гріючої пари із підігрівників високого тиску ПВТ1 - ПВТ3, а також надходить пара після першого ступеня сепаратора безперервної продувки в кількості  $D_{\text{сеп1}}$ . Усі потоки конденсату в деаератор зливаються в

деаераторний бак, звідки головним живильним насосом *ЖН* прокачуються через *ПВТ* в економайзер парового котла *ПК*.

Гріючою парою *ПВТ* є пара перших трьох відборів з тиском  $P_1, P_2$  і  $P_3$ . Конденсат пари через конденсатовідвідники  $KO_2 - KO_4$  каскадною схемою зливається в колонку деаератора.

Сепаратор безперервної продувки призначається для утилізації теплоти солоної води, яка зливається з барабана котла в кількості  $G_{пр}$ . Котел має двоступеневу безперервну продувку.

Випар із першого ступеня сепаратора (пара вторинного закипання) у кількості  $D_{сеп1}$  подається в колонку деаератора. Солоната вода, яка залишилася, направляється на другий ступінь сепаратора *С2*, де закипає, її випар у кількості  $D_{сеп2}$  надходить до *ПНТБ*.

Продувальна вода, яка залишилася в кількості  $G_{пр}^{II}$ , віддає частину своєї теплоти у поверхневу теплообміннику *ТО* хімічно очищеній воді і зливається в каналізацію з температурою  $t_{зл}$ . Додаткова хімічно очищена вода після підігрівання в *ТО* в кількості  $G_{дод}$  прямує до конденсатора турбіни *К*.

### **Вихідні дані для виконання контрольної роботи**

Контрольна робота для студентів заочної форми навчання включає відповіді на контрольні питання і розрахунок першої частини – побудова процесу розширення пари в проточній частині турбіни в *h-s* діаграмі роботи теплової електростанції.

Контрольні питання для виконання контрольної роботи:

- 1 Класифікація електричних станцій.
- 2 Вплив початкових параметрів пари на теплову економічність ТЕС.
- 3 Вплив кінцевих параметрів пари на величину вироблення електричної енергії на ТЕС.
- 4 Назвати основне обладнання теплової схеми ТЕЦ.
- 5 Охарактеризувати принципи відпускання теплоти від ТЕЦ.

- 6 Охарактеризувати вплив температури живильної води на показники роботи теплової станції.
- 7 Переваги проміжного перегріву пари.
- 8 Назвати переваги і недоліки схем з паровим і газовим проміжним перегрівом пари.
- 9 Регенеративне підігрівання живильної води; його вплив на термічний ККД циклу.
- 10 Принципова тепла схема ТЕС, що працює за конденсаційним циклом.
- 11 Принципова тепла схема теплоелектроцентралі.
- 12 Охарактеризувати фізичний сенс відносного внутрішнього ККД ступеня парової турбіни.
- 13 Назвати призначення і принципи роботи термічного деаератора.
- 14 Назвати призначення і принципи роботи сепараторів безперервної продувки котла.
- 15 Назвати призначення і принципи роботи регенеративних підігрівників живильної води.
- 16 Назвати призначення і принципи роботи пікового водогрійного котла.
- 17 Обґрунтувати застосування багатоступеневих схем підігрівання мережевої води.
- 18 Назвати порядок обчислення теплової продуктивності і площі поверхні теплопередачі мережеских підігрівників.
- 19 Охарактеризувати схеми відпускання пари з ТЕС.
- 20 Назвати призначення, улаштування і принципи роботи редуційної охолоджувальної установки.
- 21 Вказати недоліки і переваги відпускання пари від пароперетворювальних установок.
- 22 Прибудови та надбудови існуючих теплових станцій.
- 23 Схема відведення конденсату гріючої пари.
- 24 Схема регенеративного підігрівання води з підігрівниками змішувального типу.
- 25 Переваги та недоліки відпускання пари і гарячої води споживачам.
- 26 Способи відпускання пари від ТЕЦ споживачам.
- 27 Устаткування для відпускання гарячої води від ТЕЦ споживачам.
- 28 Втрати пари і конденсату на ТЕС, способи їх зменшення.

29 Класифікація АЕС. Принципова схема двоконтурної АЕС.

30 Порівняння одноконтурної і двоконтурної схем АЕС.

31 Класифікація АЕС. Принципова схема одноконтурної АЕС.

32 Пояснити, чому підвищення параметрів пари на вході до турбіни доцільно здійснювати в області перегрітої, а не насиченої пари.

33 Схема і термодинамічний цикл парогазової установки.

34 Схема і робота парогазової установки з двоконтурним котлом-утилізатором.

35 Теплова і технологічна схема ГТУ.

36 Зобразити в P-V та T-S координатах цикл ГТУ. Назвати процеси, що утворюють цикл.

37 Записати матеріальний баланс деаератора (за рисунком 1).

38 Записати тепловий баланс підігрівника мережевої води (за рисунком 1).

Вибір питань для контрольної роботи студенти проводять за двома останніми цифрами шифру згідно з додатком А.

### **Вихідні дані для виконання розрахунково-графічної роботи**

Теплова схема ТЕЦ з турбіною ПТ-135/165-130/15 має такі основні показники:

1 Електрична потужність турбіни  $N_e^* = 133$  МВт.

2 Початкові параметри пари  $P_0 = 12,75$  МПа,  $t_0^* = 555$  °С.

3 Тиск відборів пари:

- нерегульовані  $P_1 = 3,3$  МПа;  $P_2 = 2,238$  МПа;

- регульований промисловий  $P_3 = 1,47$  МПа;

- нерегульовані  $P_4 = 0,518$  МПа;  $P_5 = 0,267$  МПа;

- регульований опалювальний  $P_6 = P_{оп1} = 0,1176$  МПа;

- регульований опалювальний  $P_7 = P_{оп2} = 0,0638$  МПа.

4 Тиск у конденсаторі турбіни  $P_k^* = 0,003$  МПа.

5 Відпускання пари з технологічного відбору  $D_{п}^* = 88$  кг/с.



- 6 Частка повернення конденсату  $\beta_{\text{ПК}}^* = 85\%$  ( $D_{\text{ПК}} = \beta \cdot D_{\text{П}}$ ).
- 7 Температура конденсату, який повертається  $t_{\text{ПК}}^* = 75\text{ }^\circ\text{C}$ .
- 8 Кількість теплоти, що відпускається,  $Q_{\text{ОП}}^{\text{макс}*} = 220\text{ МВт}$ .
- 9 Годинний коефіцієнт теплофікації  $\alpha_{\text{ГОД}}^{\text{T}*} = 0,5$ .
- 10 Температурний графік теплової мережі  $\tau_{\text{П}} / \tau_{\text{ЗВ}}^* = 145/45\text{ }^\circ\text{C}$ .
- 11 Тип котла – барабанний з параметрами пари  $P = 13,72\text{ МПа}$ ;  
 $t = 570\text{ }^\circ\text{C}$ .
- 12 Коефіцієнт продувки котла  $\alpha_{\text{пр}} = 0,015$ .
- 13 Внутрішньостанційні втрати конденсату  $\alpha_{\text{ВИТ}} = 0,013$ .
- 14 Температура живильної води  $t_{\text{ЖВ}}^* = 230\text{ }^\circ\text{C}$ .
- 15 Тиск води після живильного насоса  $P_{\text{Н}} = 1,15 \cdot P$ .
- 16 Коефіцієнт власних потреб котельного відділення  
 $\alpha_{\text{ВП}}^{\text{КВ}} = 0,012$ .
- 17 Температура хімічно очищеної води  $t_{\text{ХОВ}} = 30\text{ }^\circ\text{C}$ .
- 18 Тиск у деаераторі  $P_{\text{д}} = 0,588\text{ МПа}$ .
- 19 ККД теплообмінників  $\eta_{\text{ТО}} = 0,98$ .
- 20 Електромеханічний ККД генератора  $\eta_{\text{ЕМ}} = 0,98$ .
- 21 Внутрішній відносний ККД:
- ЦВТ-  $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦВТ}*} = 0,83$ ;
  - ЦСТ-  $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСТ}*} = 0,87$ ;
  - ЦНТ-  $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНТ}*} = 0,59$ .
- 22 За даними заводу:
- а) у ПВТЗ поступає пара з ущільнень у кількості  $D_{\text{ущ}} = 1,33\text{ кг/с}$ , ентальпія  $h_{\text{ущ}} = 3240\text{ кДж/кг}$ ;
  - б) кількість пари, яка поступає від кінцевих ущільнень турбіни в конденсатор,  $D_{\text{ку}} = 0,01106\text{ кг/с}$ ;
  - в) кількість пари, яка поступає в сальниковий підігрівник від ущільнень турбіни,  $D_{\text{сп}} = 1,795\text{ кг/с}$ ;
  - г) кількість пари, яка поступає до основного та сальникового ежекторів,  $D_{\text{еж}} = 0,654\text{ кг/с}$ .

---

\* Індивідуальні вихідні дані, які визначені завданням на проектування, додаються окремо (дивитись у таблицях 1, 2).

Таблиця 1 – Індивідуальні вихідні дані

Вихідні дані	$N_e$ , МВт	$t_0$ , °С	$P_k$ , МПа	$D_{II}$ , кг/с	$\beta_{ПК}$ , %	$t_{ПК}$ , °С	
Остання цифра шифру	0	130	540	0,003	85	70	60
	1	131	545	0,0035	86	75	65
	2	132	550	0,004	87	80	70
	3	133	555	0,003	88	85	75
	4	134	560	0,0035	89	90	80
	5	135	565	0,004	90	95	85
	6	136	540	0,003	91	100	90
	7	137	545	0,0035	92	70	95
	8	138	550	0,004	93	80	100
	9	139	555	0,003	94	90	95

Таблиця 2 – Індивідуальні вихідні дані

Вихідні дані	$Q_{оп}^{макс}$ , МВт	$\alpha_{ГОД}^T$	$\tau_{II} / \tau_{зв}$	$t_{жв}$ , °С	$\eta_{oi}^{ЦВТ}$	$\eta_{oi}^{ЦСТ}$	$\eta_{oi}^{ЦНТ}$	
Передостання цифра шифру	0	200	0,45	145/45	210	0,79	0,83	0,55
	1	205	0,50	150/50	215	0,80	0,84	0,56
	2	210	0,55	145/45	220	0,81	0,85	0,57
	3	215	0,45	150/50	225	0,82	0,86	0,58
	4	220	0,50	145/45	230	0,83	0,87	0,59
	5	225	0,55	150/50	235	0,79	0,87	0,60
	6	230	0,45	145/45	235	0,80	0,86	0,61
	7	235	0,50	150/50	230	0,81	0,85	0,62
	8	240	0,55	145/45	225	0,82	0,84	0,63
	9	245	0,45	150/50	220	0,83	0,83	0,64

## Завдання та порядок розрахунку

Завданням розрахунку теплової схеми є визначення параметрів, витрат і напрямів потоків робочого тіла в агрегатах і вузлах, а також загальних витрат пари, електричної потужності турбоагрегату і показників теплової економічності станції.

Звичайно розрахунки виконуються для таких чотирьох характерних режимів роботи ТЕЦ, які визначають вибір основного та допоміжного обладнання:

*I режим* – максимальноумовний, який відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря для опалення.

*II режим* – розрахунково-контрольний при середній температурі зовнішнього повітря за найбільш холодний місяць року.

*III режим* – середньоопалювальний при середній температурі за опалювальний період.

*IV режим* – літній за відсутності опалювального навантаження.

У розрахунково-графічній (контрольній) роботі теплова схема ТЕЦ розраховується частково для I режиму, заснованому на попередньому оцінюванні витрати пари на турбіну.

На *першому етапі* будується в діаграмі *h-s* процес розширення пари у проточній частині турбіни для визначення ентальпій пари в точках відборів пари з турбіни. Використовуючи діаграму і таблиці води і водяної пари, складають зведену таблицю параметрів пари та конденсату в основних точках теплової схеми. Потім виконують розрахунок елементів схеми, безпосередньо пов'язаних з відпусканням теплоти і пари зовнішнім споживачам – розрахунок мережевої підігрівальної установки.

На *другому етапі* попередньо розраховуються витрата пари на турбіну.

## 1 ПОБУДОВА ПРОЦЕСУ РОЗШИРЕННЯ ПАРИ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ТУРБІНИ В h-s ДІАГРАМІ

Для визначення параметрів пари та конденсату в основних точках теплової схеми ТЕЦ будуємо процес розширення пари в поточній частині турбіни в h-s діаграмі в такому порядку:

1 На h-s діаграмі знаходимо точку «0» (рисунок 1.1), відповідну початковим параметрам пари після котла  $P_0 = 12,75$  МПа (127,5 бар),  $t_0 = 555$  °С, і визначаємо ентальпію  $h_0 = 3485,8$  кДж/кг.

2 Будуємо процес дроселювання пари в паровпускних органах турбіни  $0-0^I$  при постійній ентальпії  $h_{0^I} = h_0 = 3485,8$  кДж/кг.

Втрати тиску пари в паровпускних органах турбіни звичайно складають  $\Delta P = P_0 - P_{0^I} = (0,03 \dots 0,05) \cdot P_0$ .

Приймаємо  $\Delta P = 0,04 \cdot P_0 = 0,04 \cdot 12,75 = 0,51$  МПа.

Тоді тиск пари в кінці дроселювання складає, МПа

$$P_{0^I} = P_0 - \Delta P = 12,75 - 0,51 = 12,24. \quad (1.1)$$

Точку  $0^I$  в кінці дроселювання знаходимо на перетині ліній  $h_0 = \text{const}$  та ізобари  $P_{0^I} = 12,24$  МПа.

За діаграмою H-S визначаємо відповідну точці  $0^I$  температуру пари  $t_{0^I} = 553$  °С.

3 Точку 3 у кінці ізоентропного процесу розширення пари в ЦВТ знаходимо на перетині ізоентропи  $S_{0^I} = \text{const} = 6,652$  кДж/(кг·К) та ізобари  $P_3 = 1,47$  МПа, відповідної тиску пари після ЦВТ. За діаграмою h-s знаходимо відповідній цій точці ентальпію пари  $h_3 = 2888,9$  кДж/кг.

4 Точку  $3^I$  у кінці реального політропного розширення пари в ЦВТ знаходимо на перетині тієї самої ізобари  $P_3 = P_{3^I} = 1,47$  МПа та лінії ентальпії пари  $h_{3^I} = \text{const}$ , відповідній заданому значенню внутрішнього відносного ККД ЦВТ -  $\eta_{oi}^{ЦВТ} = 0,83$ .

Оскільки

$$\eta_{oi}^{ЦВТ} = \frac{h_0 - h_{3I}}{h_0 - h_3},$$

то значення ентальпії  $h_{3I}$  визначаємо за формулою, кДж/кг,

$$\begin{aligned} h_{3I} &= h_0 - \eta_{oi}^{ЦВТ} \cdot (h_0 - h_3) = \\ &= 3485,8 - 0,83 \cdot (3485,8 - 2888,9) = 2990,37. \end{aligned} \quad (1.2)$$

5 Визначаємо параметри пари в нерегульованих відборах *ЦВТ* для регенеративного підігрівання живильної води в *ПВТ1* і *ПВТ2*, для чого знаходимо точки 1 і 2 перетину політропи розширення пари  $0^I - 3^I$  з ізобарами  $P_1$  та  $P_2$ , відповідних тиску в 1-му та 2-му відборах пари.

Тоді на діаграмі  $h-s$  знаходимо параметри пари (ентальпію):

- у точці 1 (перетин ізобари  $P_1 = 3,3$  МПа і політропи  $0^I - 3^I$ )  $h_1 = 3163,1$  кДж/кг;

- точці 2 (перетин ізобари  $P_2 = 2,238$  МПа і політропи  $0^I - 3^I$ )  $h_2 = 3077,5$  кДж/кг.

6 Після *ЦВТ* здійснюємо регульований відбір пари промислового відбору  $P_{3I} = 1,47$  МПа. Втрати тиску пари на регуляторах приймаються орієнтовно. За даними заводу-виготівника цієї турбіни, втрати тиску пари на регуляторах цього відбору  $\Delta P_1 = 0,23$  МПа.

Тоді тиск пари в точці  $3^{II}$  після регулятора складає, МПа,

$$P_{3II} = P_{3I} - \Delta P_1 = 1,47 - 0,23 = 1,24. \quad (1.3)$$

Точку  $3^{II}$  знаходимо як кінець процесу дроселювання пари з точки  $3^I$  при постійній ентальпії  $h_{3I} = h_{3II} = 2990,37$  кДж/кг від ізобари  $P_{3I} = 1,47$  МПа до ізобари  $P_{3II} = 1,24$  МПа.

7 Будуємо процес ізоентропного розширення пари в *ЦСТ* турбіни від точки  $3^{II}$  до точки 6 – точки перетину ізоентропи  $S_{3II} = \text{const} = 6,919$  кДж/(кг·К) з ізобарою  $P_6 = P_{оп1} = 0,1176$  МПа,

регульованого верхнього опалювального відбору пари. За діаграмою  $h-s$  знаходимо відповідну цій точці ентальпію пари  $h_6 = 2537,7$  кДж/кг.

8 Точку  $6^I$  в кінці реального політропного розширення пари в  $ЦСТ$  знаходимо на перетині цієї ізобари  $P_6 = P_{6^I} = 0,1176$  МПа та лінії ентальпії пари  $h_{6^I} = \text{const}$ , відповідній заданому значенню внутрішнього відносного ККД  $ЦСТ$  -  $\eta_{oi}^{ЦСТ} = 0,87$ .

Оскільки

$$\eta_{oi}^{ЦСТ} = \frac{h_{3II} - h_{6^I}}{h_{3II} - h_6},$$

то значення ентальпії  $h_{6^I}$  визначаємо за формулою, кДж/кг,

$$\begin{aligned} h_{6^I} &= h_{3II} - \eta_{oi}^{ЦСТ} \cdot (h_{3II} - h_6) = \\ &= 2990,37 - 0,87 \cdot (2990,37 - 2537,7) = 2596,5. \end{aligned} \quad (1.4)$$

9 Визначаємо параметри пари в нерегульованих відборах  $ЦСТ$  для регенеративного підігрівання води в  $ПНТ4$  і  $ПНТ5$ , для чого знаходимо точки 4 і 5 перетину політропи розширення пари  $3^{II} - 6^I$  з ізобарами  $P_4$  та  $P_5$ , відповідних тиску в 4-му та 5-му відборах пари.

Тоді на діаграмі  $h-s$  знаходимо ентальпію пари:

- у точці 4 (перетин ізобари  $P_4 = 0,518$  МПа і політропи  $3^{II} - 6^I$ )  $h_4 = 2827,4$  кДж/кг;

- точці 5 (перетин ізобари  $P_5 = 0,267$  МПа і політропи  $3^{II} - 6^I$ )  $h_5 = 2718,8$  кДж/кг.

10 Після  $ЦСТ$  здійснюємо верхній опалювальний регульований відбір пари з тиском  $P_{6^I} = 0,1176$  МПа.

Втрати тиску пари на регуляторах після відбору, за заводськими даними, для цієї турбіни  $\Delta P_2 = 0,0156$  МПа.

Тоді тиск пари після регулятора відбору перед  $ЦНТ$  в точці  $6^{II}$  складає, МПа,

$$P_{6II} = P_{6I} - \Delta P_2 = 0,1176 - 0,0156 = 0,102. \quad (1.5)$$

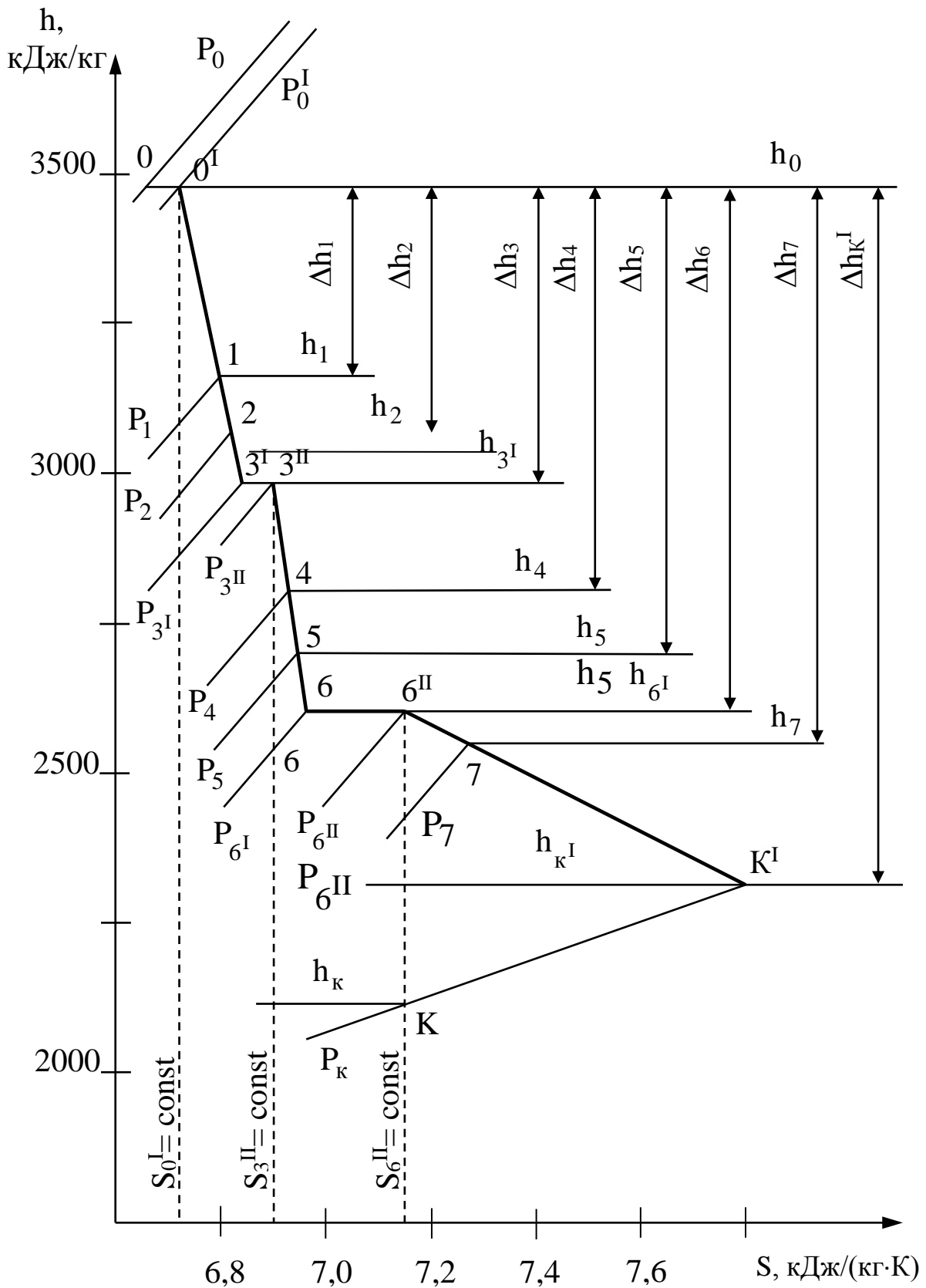


Рисунок 1.1 – Процес розширення пари в проточній частині турбіни

Точку  $6^{\text{II}}$  знаходимо як кінець процесу дроселювання пари з точки  $6^{\text{I}}$  при постійній ентальпії  $h_{6^{\text{I}}} = h_{6^{\text{II}}} = 2596,5$  кДж/кг від ізобари  $P_{6^{\text{I}}} = 0,1176$  МПа до ізобари  $P_{6^{\text{II}}} = 0,102$  МПа.

11 Точку К у кінці ізоентропного розширення пари в ЦНТ знаходимо на перетині ізоентропи  $S_{6^{\text{II}}} = \text{const} = 7,075$  кДж/(кг·К) та ізобари  $P_{\text{К}} = 0,003$  МПа, відповідно до тиску в конденсаторі турбіни.

За  $h$ - $s$  діаграмою знаходимо відповідну цій точці ентальпію пари:  $h_{\text{К}} = 2103,96$  кДж/кг.

12 Точку  $К^{\text{I}}$  у кінці реального політропного процесу розширення пари в ЦНТ знаходимо на перетині цієї ізобари  $P_{\text{К}} = P_{\text{К}^{\text{I}}} = 0,003$  МПа та лінії ентальпії  $h_{\text{К}^{\text{I}}} = \text{const}$ , відповідній заданому значенню внутрішнього відносного ККД ЦНТ –  $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНТ}} = 0,59$ .

Оскільки

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНТ}} = \frac{h_{6^{\text{II}}} - h_{\text{К}^{\text{I}}}}{h_{6^{\text{II}}} - h_{\text{К}}},$$

то значення ентальпії  $h_{\text{К}^{\text{I}}}$  визначаємо за формулою, кДж/кг,

$$\begin{aligned} h_{\text{К}^{\text{I}}} &= h_{6^{\text{II}}} - \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНТ}} \cdot (h_{6^{\text{II}}} - h_{\text{К}}) = \\ &= 2596,5 - 0,59 \cdot (2596,5 - 2103,96) = 2305,9. \end{aligned} \quad (1.6)$$

13 Визначаємо параметри пари в нерегульованому сьомому відборі для ПНТ7 та мережевого підігрівника СП1, для чого знаходимо точку перетину ізобари, відповідну тиску відбору  $P_7 = 0,0638$  МПа, з політропою розширення пари в ЦНТ  $6^{\text{II}} - \text{К}^{\text{I}}$ . Точці 7 відповідає ентальпія  $h_7 = 2547,1$  кДж/кг.



## 2 ПАРАМЕТРИ ПАРИ ТА КОНДЕНСАТУ В ОСНОВНИХ ТОЧКАХ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

Користуючись даними таблиць властивостей води та водяної пари [2], побудованою діаграмою розширення пари в турбіні (рисунок 1.1), складаємо зведену таблицю параметрів пари, конденсату та живильної води в основних точках теплової схеми ТЕЦ (таблиця 2.1).

Нижче наведено порядок визначення цих параметрів за рядками таблиці на розрахунковому прикладі (таблиця 2.2).

1 *1-й рядок.* Тиск відібраної пари відбору за початковими даними, МПа:

$$P_1 = 3,3; P_2 = 2,238; P_3 = 1,47; P_d = 0,588; P_4 = 0,518; P_5 = 0,267; \\ P_6 = P_{оп1} = 0,1176; P_7 = P_{оп2} = 0,0638; P_K = 0,003.$$

На мережевих підігрівниках *СП1* та *СП2* тиск пари дорівнює, МПа, *СП1* -  $P_7 = 0,0638$ ; *СП2* -  $P_6 = 0,1176$ .

2 *2-й рядок.* Ентальпія пари, кДж/кг.

Приймається за результатами розрахунку та побудови процесу розширення пари в проточній частині турбіни в *h-s* діаграмі (рисунок 1.1).

У мережевій підігрівальній установці її значення відповідають відборам пари: у *СП1* -  $h_7 = 2547,1$  кДж/кг; у *СП2* -  $h_{6I} = 2596,5$  кДж/кг.

3 *3-й рядок.* Тиск у підігрівниках, МПа.

За відомими значеннями тиску пари у відборах турбіни визначають тиск пари в відповідних підігрівниках за формулою

$$P_r = P_{від,r} \cdot (1 - \Delta P_r), \quad (2.1)$$

де  $\Delta P_r = (11 - r) / 100$  – відносне значення втрати тиску в паропроводах від турбіни до підігрівника;

*r* – номер підігрівника за ходом води, за винятком деаератора, у якому тиск звичайно задається.

Таблиця 2.1 – Параметри основних елементів схеми

Величина	Елемент теплової схеми										
	ПВТ1	ПВТ2	ПВТ3	Драра- top	ПНТ4	ПНТ5	ПНТ6	ПНТ7	Кон- ден- сатор	СП2	СП1
1 Тиск пари відбору, МПа	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$P_3$	$P_4$	$P_5$	$P_6$	$P_7$	$P_K$	$P_6$	$P_7$
2 Ентальпія пари, кДж/кг	$h_1$	$h_2$	$h_{3I}$	$h_{3I}$	$h_4$	$h_5$	$h_{6I}$	$h_7$	$h_{K I}$	$h_{6I}$	$h_7$
3 Тиск у підігрівниках, МПа	$P_{пвт1}$	$P_{пвт2}$	$P_{пвт3}$	$P_d$	$P_{пнт4}$	$P_{пнт5}$	$P_{пнт6}$	$P_{пнт7}$	--	$P_{сп2}$	$P_{сп1}$
4 Ентальпія конденсату гріючої пари, кДж/кг	$h_1^I$	$h_2^I$	$h_3^I$	$h_d^I$	$h_4^I$	$h_5^I$	$h_6^I$	$h_7^I$	--	$h_{сп2}^I$	$h_{сп1}^I$
5 Ентальпія води на виході, кДж/кг	$h_{В1}^{II}$	$h_{В2}^{II}$	$h_{В3}^{II}$	$h_d^I$	$h_{В4}^{II}$	$h_{В5}^{II}$	$h_{В6}^{II}$	$h_{В7}^{II}$	$h_K$	$h_{сп2}$	$h_{сп1}$
6 Ентальпія води на вході, кДж/кг	$h_{В1}^I$	$h_{В2}^I$	$h_{В3}^I$	$h_{В4}^{II}$	$h_{В4}^I$	$h_{В5}^I$	$h_{В6}^I$	$h_{В7}^I$	--	$h_{сп1}$	$h_{3В}$
7 Ентальпія дренажу пари, кДж/кг	$h_{др1}$	$h_{др2}$	$h_{др3}$	--	$h_4^I$	$h_5^I$	$h_6^I$	$h_7^I$	--	$h_{сп2}^I$	$h_{сп1}^I$
8 Використаний теплотеперепад потоку пари, кДж/кг	$\Delta h_1$	$\Delta h_2$	$\Delta h_3$	$\Delta h_3$	$\Delta h_4$	$\Delta h_5$	$\Delta h_6$	$\Delta h_7$	$\Delta h_{K I}$	$\Delta h_{сп2}$	$\Delta h_{сп1}$

\* - знаходиться розрахунком у розділі 5;

\*\* - за даними заводу-виготівника

Таблиця 2.2 – Параметри основних елементів схеми

Найменування величин	Елементи теплової схеми										
	ПВТ1	ПВТ2	ПВТ3	Деа-рапор	ПНТ4	ПНТ5	ПНТ6	ПНТ7	Кон-ден-сатор	СП2	СП1
1 Тиск пари відбору, МПа	3,3	2,238	1,47	1,47	0,518	0,276	0,1176	0,0638	0,003	0,1176	0,0638
2 Ентальпія пари, кДж/кг	3163,1	3077,5	2990,4	2990,4	2827,4	2718,8	2596,5	2547	2305,9	2596,5	2547,1
3 Тиск у підігрівниках, МПа	3,036	2,059	1,352	0,588	0,477	0,254	0,108	0,059	--	0,11	0,0605
4 Ентальпія конденсату грючої пари, кДж/кг	1011,6	915,6	823,1	666,9	632,19	532,53	426,6	357,5	--	428,55	360,75
5 Ентальпія води на виході, кДж/кг	1003,15	907,2	814,69	666,9	611,19	511,53	405,6	336,5	101,18	399,4	339,74
6 Ентальпія води на вході, кДж/кг	907,15	814,7	693,7	611,2	514,12*	319,57*	373,14*	248**	--	339,74	188,35
7 Ентальпія дренажу пари, кДж/кг	949,05	856,59	735,6	--	632,19	532,53	426,6	357,5	--	428,55	360,75
Використаний теплореперпад потоку пари, кДж/кг	322,7	408,3	495,43	495,43	658,4	767	889,3	938,7	1179,88	889,3	938,69

\* - знаходиться розрахунком у розділі 5;

\*\* - за даними заводу-виготівника

Тоді втрати тиску:

- до 1-го за ходом підігрівника, МПа:  $\Delta P_1 = (11 - 1) / 100 = 0,1$ ;
- до 7-го, МПа:  $\Delta P_7 = (11 - 7) / 100 = 0,04$ .

Завод-виготівник рекомендує приймати середнє значення втрат тиску для всіх підігрівників 8 % тиску у відборах.

Тобто, якщо тиск у відборі  $P_r$ , то втрати тиску дорівнюють

$$\Delta P_r = \frac{P_r}{100} \cdot 8 = 0,08 \cdot P_r. \quad (2.2)$$

Тоді тиск у підігрівниках дорівнює

$$P = P_r - \Delta P_r = P_r - 0,08 \cdot P_r = 0,92 \cdot P_r.$$

Користуючись цим співвідношенням, розрахуємо тиск у підігрівниках, МПа:

$$P_{ПВТ1} = 0,92 \cdot P_1 = 0,92 \cdot 3,3 = 3,036;$$

$$P_{ПВТ2} = 0,92 \cdot P_2 = 0,92 \cdot 2,238 = 2,05896;$$

$$P_{ПВТ3} = 0,92 \cdot P_3 = 0,92 \cdot 1,47 = 1,352;$$

$$P_{ПНТ4} = 0,92 \cdot P_4 = 0,92 \cdot 0,518 = 0,47656;$$

$$P_{ПНТ5} = 0,92 \cdot P_5 = 0,92 \cdot 0,267 = 0,24564;$$

$$P_{ПНТ6} = 0,92 \cdot P_6 = 0,92 \cdot 0,1176 = 0,10819;$$

$$P_{ПНТ7} = 0,92 \cdot P_7 = 0,92 \cdot 0,0638 = 0,05869.$$

Тиск у деаераторі заданий вихідними даними  $P_d = 0,588$  МПа.

Тиск пари в мережевих підігрівниках одержимо, якщо втрати тиску в паропроводах до них прийємо: до СП1-5,2 %, до СП2-6,5 %, МПа:

$$P_{СП1} = P_7 - \Delta P_{СП1} = 0,0638 - 0,052 \cdot 0,0638 = 0,0605;$$

$$P_{СП2} = P_6 - \Delta P_{СП2} = 0,1176 - 0,065 \cdot 0,1176 = 0,11.$$

4 4-й рядок. Ентальпія конденсату гріючої пари, кДж/кг.

За допомогою таблиць термодинамічних властивостей води та водяної пари [2] знайдемо значення питомої ентальпії киплячої води  $h^I$  (ентальпію конденсату гріючої пари) у підігрівниках при значеннях тиску, одержаних у рядку 3 таблиці 2, кДж/кг:

$$\begin{aligned} h_1^I &= 1011,55; & h_5^I &= 532,53; & h_2^I &= 915,55; & h_6^I &= 426,57; \\ h_3^I &= 823,09; & h_7^I &= 357,5; & h_{д}^I &= 666,94; & h_{сп2}^I &= 428,55; \\ & & h_4^I &= 632,19; & h_{сп1}^I &= 360,75. \end{aligned}$$

5 5-й рядок. Ентальпія води на виході з підігрівників, кДж/кг.

Визначається за умови, що різниця ентальпії конденсату гріючої пари  $h^I$  та живильної води на виході з підігрівників складає [1], кДж/кг:

- для ПВТ  $\Delta h = 8,4$  (недогрів  $2\text{ }^\circ\text{C}$ );
- ПНТ  $\Delta h = 21$  (недогрів  $5\text{ }^\circ\text{C}$ );
- деаератора  $\Delta h = 0$ .

Тоді значення ентальпій будуть, кДж/кг,

$$\begin{aligned} h_{В1}^{II} &= 1011,55 - 8,4 = 1003,15; & h_{В2}^{II} &= 915,55 - 8,4 = 907,15; \\ h_{В3}^{II} &= 823,09 - 8,4 = 814,69; & h_{В4}^{II} &= 632,19 - 21 = 611,19; \\ h_{В5}^{II} &= 532,53 - 21 = 511,53; & h_{В6}^{II} &= 426,57 - 21 = 405,57; \\ h_{В7}^{II} &= 357,5 - 21 = 336,5; & h_{д}^I &= 666,94 - 0 = 666,94; \\ h_{сп1} &= 360,75 - 21 = 339,75. \end{aligned}$$

Значення ентальпії води на виході з СП2 ( $h_{сп2}$ ) одержимо розрахунком (розділ 3). Значення ентальпії води (конденсату) на виході з конденсатора турбіни  $h_k$  одержимо за таблицями [2] при  $P_k = 0,003$  МПа,  $h_k = 101,18$  кДж/кг.

6 6-й рядок. Ентальпія води на вході в підігрівник, кДж/кг:  
для системи ПВТ:

а) ентальпія води на вході в ПВТЗ  $h_{B_3^I}$  визначається враховуючи її підвищення в живильному насосі;

б) ентальпія на вході в підігрівники ПВТ2 і ПВТ1 приймаються рівними ентальпіям на виході з попередніх підігрівників, тобто без втрат, кДж/кг:

$$h_{B_2^I} = h_{B_3^I} = 814,69; \quad h_{B_1^I} = h_{B_2^I} = 907,15;$$

для системи ПНТ:

а) ентальпія конденсату на вході в ПНТ7 залежить від початкової ентальпії конденсату в конденсаторі турбіни  $h_K = 101,18$  кДж/кг, підвищення ентальпії за рахунок теплоти додаткової хімічищеної води  $G_{\text{дод}}$ , теплоти конденсату гріючої пари підігрівників ЕЖ, СП, ПНТ7 та підігрівання води в сальниковому та ежекторному підігрівниках (СП та ЕЖ) на 25 °С.

За даними заводу-виготівника, значення цієї ентальпії складає, кДж/кг:  $h_{B_7^I} = 248$ ;

б) ентальпію конденсату (води) на вході в підігрівники ПНТ4, ПНТ5 та ПНТ6 –  $h_{B_4^I}$ ,  $h_{B_5^I}$  та  $h_{B_6^I}$  – знаходимо під час розрахунків із рівнянь змішування (розділ 5);

для теплофікаційної установки ентальпія мережової води на вході в підігрівник СП1 ( $h_{об}$ ) залежить від температурного графіка, а на вході в СП2 приймається рівною ентальпії після СП1 ( $h_{СП1}$ ). Їхній розрахунок наведений у розділі 3.

7 7-й рядок. Ентальпія дренажу пари, кДж/кг:

ентальпія дренажу пари в ПВТ приймається [1] на 41,9 кДж/кг (відповідно 10 °С) вище, ніж ентальпія живильної води на вході даного ПВТ:  $h_{др} = h_{B^I} + 41,9$  кДж/кг.

Тоді:

$$h_{др1} = h_{B_1^I} + 41,9 = 907,15 + 41,9 = 949,05;$$

$$h_{др2} = h_{B_2^I} + 41,9 = 814,69 + 41,9 = 856,59;$$

$$h_{др3} = h_{B3}^I + 41,9 = 693,7 + 41,9 = 735,6.^1;$$

для підігрівників низького тиску *ПНТ* ентальпія дренажу приймається рівною ентальпії конденсату грючої пари, тобто  $h_{др} = h^I$ . Їх значення для *ПНТ4–ПНТ7* беремо з рядка 4 таблиці 2.1 і заносимо в сьомий рядок для цих підігрівників.

Аналогічно одержуємо значення ентальпії дренажу й для мережевих підігрівників *СП2* та *СП1* і заносимо в рядок 7 таблиці 2.2.

8 8-й рядок. Використаний теплоперепад потоку пари.

Користуючись графіком процесу розширення пари в проточній частині турбіни в *h-s* діаграмі, визначаємо використаний теплоперепад в окремих елементах теплової схеми й заносимо в таблицю 2.2, кДж/кг:

$$\Delta h_1 = h_{0I} - h_1 = 3485,8 - 3163,1 = 322,7;$$

$$\Delta h_2 = h_{0I} - h_2 = 3485,8 - 3077,5 = 408,3;$$

$$\Delta h_3 = h_{0I} - h_3 = 3485,8 - 2990,37 = 495,43;$$

$$\Delta h_4 = h_{0I} - h_4 = 3485,8 - 2827,4 = 658,4;$$

$$\Delta h_5 = h_{0I} - h_5 = 3485,8 - 2718,8 = 767;$$

$$\Delta h_6 = h_{0I} - h_{6I} = 3485,8 - 2596,5 = 889,3;$$

$$\Delta h_7 = h_{0I} - h_7 = 3485,8 - 2547,1 = 938,7;$$

$$\Delta h_{кI} = h_{0I} - h_{кI} = 3485,8 - 2305,92 = 1179,88.$$

Теплоперепад потоку пари в *СП1* і *СП2* визначається в розділі 3.

---

<sup>1</sup> Значення ентальпії конденсату на вході в *ПВТ3* –  $h_{B3}^I$  визначається в розділі 5, враховуючи її підвищення в живильному насосі.

### 3 РОЗРАХУНОК МЕРЕЖЕВОЇ ПІДГРІВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Схема мережевої підгрівальної установки наведена на рисунку 3.1.

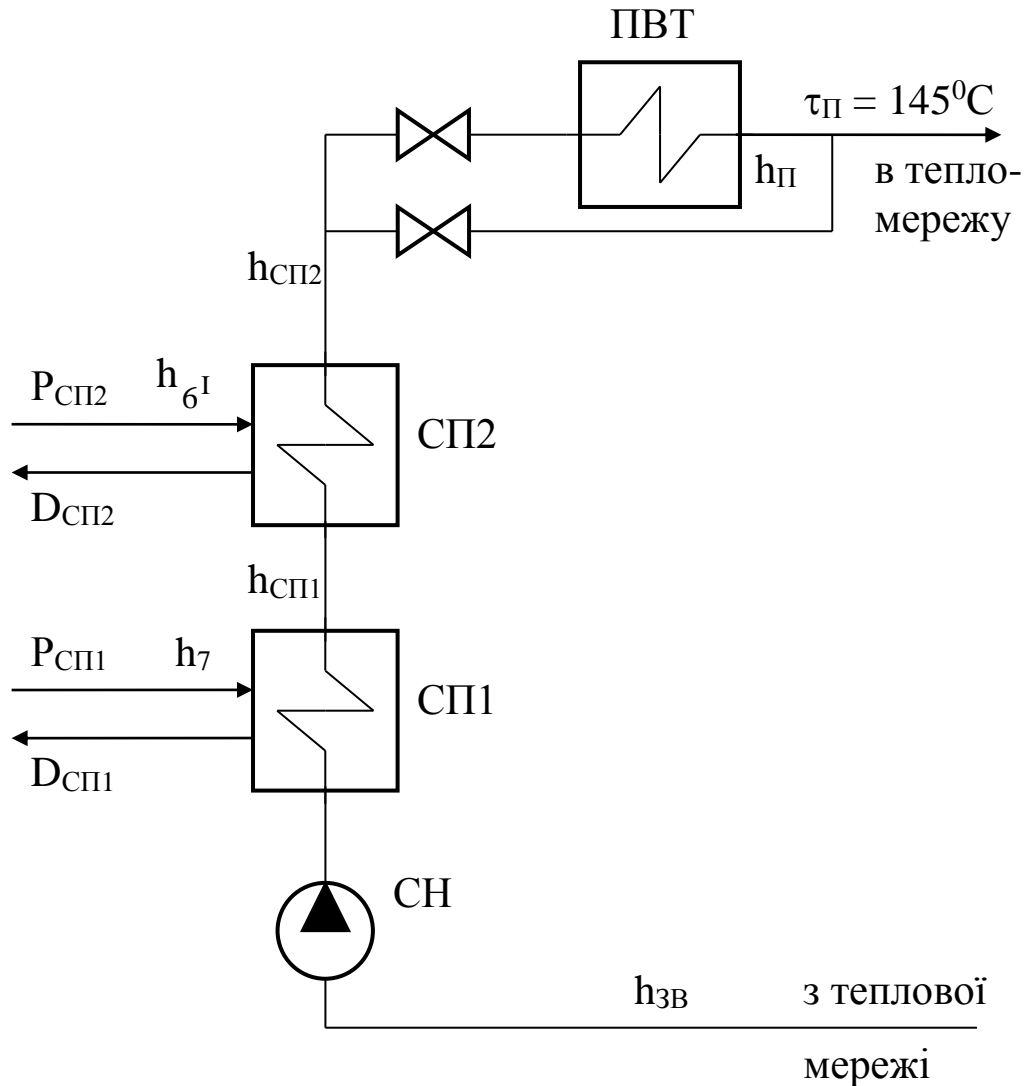


Рисунок 3.1 – Схема мережевої підгрівальної установки

1 Витрати мережевої води через підгрівальну установку визначаються температурним графіком і максимальним опалювальним навантаженням.

У вихідних даних температурний графік,  $^{\circ}\text{C}$ ,

$$\tau_{П} / \tau_{3В} = 145 / 45.$$



Тоді ентальпія води при цих температурах за таблицями роботи [2] дорівнює, кДж/кг,  $h_{ЗВ} = 188,35$ ;  $h_{П} = 610,6$ .

Значення максимального опалювального навантаження, кВт,

$$Q_{оп}^{макс} = 220 \text{ МВт} = 220 \cdot 10^3.$$

Витрати мережевої води, кг/с:

$$G_{св} = \frac{Q_{оп}^{макс}}{h_{П} - h_{ЗВ}} = \frac{220 \cdot 10^3}{610,6 - 188,35} = 521. \quad (3.1)$$

2 Теплове навантаження опалювальних відборів ТЕЦ  $Q_{від}$  приймається за умови покриття не максимального значення опалювального навантаження  $Q_{оп}^{макс}$ , а значення, залежного від годинного коефіцієнта теплофікації [1, с. 24]:

$$\alpha_{год}^T = \frac{Q_{від}}{Q_{оп}^{макс}}, \quad (3.2)$$

де  $\alpha_{год}^T$  – коефіцієнт теплофікації за умовами завдання.

Звідси навантаження опалювальних відборів турбіни, кВт,

$$Q_{від} = \alpha_{год}^T Q_{оп}^{макс} = 0,5 \cdot 220 \cdot 10^3 = 110 \cdot 10^3.$$

Підвищення ентальпії мережевої води в теплофікаційній установці за рахунок теплоти відборів турбіни складатиме, кДж/кг,

$$\Delta h_{сп} = (h_{П} - h_{ЗВ}) \cdot \alpha_{год}^T = (610,6 - 188,35) \cdot 0,5 = 211,025. \quad (3.3)$$

При значенні ентальпії мережевої води на вході  $h_{зв} = 188,35$  кДж/кг ентальпія води на виході з теплофікаційної установки після *СП2* буде, кДж/кг,

$$h_{сп2} = h_{зв} + \Delta h_{сп} = 188,35 + 211,025 = 399,4. \quad (3.4)$$

Значення  $h_{зв} = 188,35$  кДж/кг і  $h_{сп2} = 399,4$  кДж/кг заносимо в 6-й і 5-й рядки таблиці 2.2.

З Решта частини максимуму теплового навантаження покривається піковою водогрійною котельнею (*ПВК*).

Її теплове навантаження складає, кВт,

$$Q_{ПВК} = Q_{оп}^{макс} - Q_{від} = (220 - 110) \cdot 10^3 = 110 \cdot 10^3. \quad (3.5)$$

4 Визначаємо витрати пари на мережевий підігрівник (*СП1*) нижнього ступеня, кг/с:

$$D_{сп1} = \frac{G_{св} \cdot \Delta h_{сп1}}{(h_7 - h_{сп1}^I) \cdot \eta_{то}} = \frac{521 \cdot 151,4}{(2547,1 - 360,75) \cdot 0,98} = 36,81, \quad (3.6)$$

де  $\eta_{то} = 0,98$  – ККД мережевого підігрівника;

$\Delta h_{сп1}$  – підвищення ентальпії води в мережевому підігрівнику нижнього ступеня, кДж/кг,

$$\Delta h_{сп1} = h_{сп1} - h_{зв} = 339,75 - 188,35 = 151,4;$$

де  $h_{сп1}$  – ентальпія води на виході з *СП1*, одержана в п. 5 розділу 2, кДж/кг:  $h_{сп1} = 339,75$ ;

$h_{сп1}^I$  – ентальпія конденсату, одержана в п. 4 розділу 2, кДж/кг:  $h_{сп1}^I = 360,75$ .

5 Визначаємо витрати пари на мережевий підігрівник верхнього ступеня (*СП2*), кг/с:

$$D_{\text{СП2}} = \frac{G_{\text{СВ}} \cdot \Delta h_{\text{СП2}}}{(h_6^{\text{I}} - h_{\text{СП2}}^{\text{I}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \frac{521 \cdot 59,71}{(2596,5 - 428,55) \cdot 0,98} = 14,64, \quad (3.7)$$

де  $\Delta h_{\text{СП2}}$  – підвищення ентальпії води в мережевому підігрівнику верхнього ступеня, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{СП2}} = h_{\text{СП2}} - h_{\text{СП1}} = 399,46 - 339,75 = 59,71;$$

$h_{\text{СП2}}^{\text{I}}$  – ентальпія конденсату гріючої пари, одержана в п. 4 розділу 2, кДж/кг:  $h_{\text{СП2}}^{\text{I}} = 428,55$ .

6 Теплові навантаження мережевих підігрівників, кВт:

$$Q_{\text{СП2}} = G_{\text{СВ}} \cdot \Delta h_{\text{СП2}} = 521 \cdot 59,71 = 31,109 \cdot 10^3; \quad (3.8)$$

$$Q_{\text{СП1}} = G_{\text{СВ}} \cdot \Delta h_{\text{СП1}} = 521 \cdot 151,4 = 78,879 \cdot 10^3. \quad (3.9)$$

7 Використані теплоперепади в опалювальних відборах, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{оп1}} = \Delta h_7 = h_{0\text{I}} - h_7 = 3485,8 - 2547,1 = 938,7; \quad (3.10)$$

$$\Delta h_{\text{оп2}} = \Delta h_6 = h_{0\text{I}} - h_{6\text{I}} = 3485,8 - 2596,5 = 890,9. \quad (3.11)$$

#### **4 ВИЗНАЧЕННЯ ПОПЕРЕДНІХ ВИТРАТ ПАРИ НА ТУРБІНУ**

1 Другим етапом розрахунку теплової схеми є попередній розрахунок витрат пари на турбіну. Для стандартних турбін витрати пари визначаються за заводськими даними – діаграмами режимів, якщо відомі електрична потужність і витрати пари для зовнішніх теплових споживачів із регульованих відборів турбіни.

За інженерними розрахунками та проектуванням нових турбін із похибкою не більше 1-2% попереднє визначення витрати пари на турбіну виконується за аналітичною формулою.

2 Для турбіни з трьома регульованими відборами пари (одним – промисловим і двома – опалювальними), враховуючи коефіцієнт регенерації, витрату пари визначають за формулою, кг/с,

$$D_T = K_{\text{рег}} \left( \frac{N_e}{H_i \cdot \eta_{\text{ем}}} + Y_{\text{п}} \cdot D_{\text{п}} + Y_{\text{оп1}} \cdot D_{\text{сп1}} + Y_{\text{оп2}} \cdot D_{\text{сп2}} \right), \quad (4.1)$$

де  $N_e$  – електрична потужність турбіни, МВт;

$H_i$  – використаний теплоперепад у турбіні при розширенні пари від початкових параметрів до тиску в конденсаторі, кДж/кг;

$\eta_{\text{ем}}$  – електромеханічний ККД генератора;

$D_{\text{п}}$  – величина промислового відбору на технологію, кг/с;

$D_{\text{сп1}}$ ,  $D_{\text{сп2}}$  – величина опалювальних відборів пари на мережеві підігрівники *СП1* і *СП2* кг/с;

$Y_{\text{п}}$ ,  $Y_{\text{оп1}}$ ,  $Y_{\text{оп2}}$  – коефіцієнти недовикористання потужностей промислового та опалювального відборів;

$K_{\text{рег}}$  – коефіцієнт регенерації.

Вихідними даними визначено  $N_e = 133$  МВт;  $\eta_{\text{ем}} = 0,98$ ;  $D_{\text{п}} = 88$  кг/с.

Раніше одержано  $H_i = \Delta h_{\text{кI}} = 1179,88$  кДж/кг (п. 8 розділу 2);  $D_{\text{сп1}} = 36,81$  кг/с (п. 4 розділу 3);  $D_{\text{сп2}} = 14,64$  кг/с (п. 5 розділу 3).

Виконаємо розрахунки недовикористання потужностей відборів пари турбіни. Ентальпія пари початкових параметрів (рисунок 1.4)  $h_{0\text{I}} = 3485,8$  кДж/кг. Ентальпія пари після третього промислового відбору  $h_{3\text{I}} = 2990,37$  кДж/кг.

Тобто використаний теплоперепад буде, кДж/кг,

$$\Delta h_3 = h_{0\text{I}} - h_{3\text{I}} = 3485,8 - 2990,37 = 495,43. \quad (4.2)$$

Тоді значення коефіцієнта недовикористання потужності третього відбору пари буде

$$y_{\text{п}} = \frac{N_i - \Delta h_3}{N_i} = \frac{1179,88 - 495,43}{1179,88} = 0,5801. \quad (4.3)$$

Значення коефіцієнтів недовикористання опалювальних відборів

$$y_{\text{оп1}} = \frac{N_i - \Delta h_{\text{оп1}}}{N_i} = \frac{1179,88 - 938,7}{1179,88} = 0,20441; \quad (4.4)$$

$$y_{\text{оп2}} = \frac{N_i - \Delta h_{\text{оп2}}}{N_i} = \frac{1179,88 - 890,9}{1179,88} = 0,2449. \quad (4.5)$$

Значення використаних теплоперепадів опалювальними відборами  $\Delta h_{\text{оп1}}$  та  $\Delta h_{\text{оп2}}$  одержані раніше в розділі 3.

Коефіцієнт регенерації  $K_{\text{рег}}$  враховує збільшення витрат пари на турбіну у зв'язку з регенеративними відборами. Його визначають аналітично або приймають за експлуатаційними даними. Приймаємо  $K_{\text{рег}}=1,182$ .

Тоді величина попередніх витрат пари на турбіну буде дорівнювати, кг/с,

$$D_{\text{т}} = 1,182 \cdot \left( \frac{133 \cdot 10^3}{1179,88 \cdot 0,98} + 0,5801 \cdot 88 + 0,20441 \cdot 36,81 + 0,2449 \cdot 14,64 \right) = 209,08.$$

На цьому розрахунок параметрів пари та конденсату для виконання розрахунково-графічної роботи закінчено. Крім результатів розрахунку в роботі повинна бути наведена h-s діаграма процесу розширення пари в турбіні і теплова схема ТЕС.

## 5 ТЕПЛОВІ ТА МАТЕРІАЛЬНІ БАЛАНСИ ЕЛЕМЕНТІВ СХЕМИ

Для точного розрахунку параметрів теплової схеми електростанції або іншої теплової установки подібного типу необхідно скласти теплові та матеріальні баланси потоків теплоносіїв. Розв'язання рівнянь, заснованих на цих балансах, дозволяє визначити необхідні параметри теплоносіїв. Такі розрахунки корисними для придбання навичок вибору обладнання теплових схем, а також можуть бути використані для виконання дипломних робіт студентами-теплоенергетиками.

Складання балансів розпочинають з парового котла і продовжують проти ходу живильної води для всіх ПВТ, що пов'язано з напрямом потоків дренажу конденсату гріючої пари регенеративних відборів турбіни від усіх ПНТ у деаератор (каскадний злив). Розрахунки ведуть з точністю до 0,5 кг/с і до 0,5 кДж/кг. Спочатку виконуємо розрахунок сепаратора безперервної продувки.

1 Розрахунок сепаратора безперервної продувки котла.

Розрахункова схема сепаратора подана на рисунку 5.1.

Паровидатність котла (брутто), кг/с,

$$D_K^{BP} = D_T + D_{ВП}^{KB} = (1 + \alpha_{ВП}^{KB}) \cdot D_T = (1 + 0,012) \cdot 209,08 = 211,59, \quad (5.1)$$

де  $\alpha_{ВП}^{KB} = 0,012$  – коефіцієнт витрат пари на власні потреби котельного відділення (заданий вихідними даними).

Витрати пари на власні потреби котельного відділення, кг/с,

$$D_{ВП}^{KB} = \alpha_{ВП}^{KB} \cdot D_T = 0,012 \cdot 209,08 = 2,50896. \quad (5.2)$$

Витрати продувальної води, кг/с,

$$G_{ПР} = \alpha_{ПР} \cdot D_K^{BP} = 0,015 \cdot 211,59 = 3,1739, \quad (5.3)$$

де  $\alpha_{ПР} = 0,015$  – коефіцієнт продувки котла (заданий вихідними даними).

Витрати живильної води, кг/с,

$$G_{\text{ЖВ}} = D_{\text{К}}^{\text{БР}} + G_{\text{ПР}} = (1 + \alpha_{\text{ПР}}) \cdot D_{\text{К}}^{\text{БР}} = (1 + 0,015) \cdot 211,59 = 214,76. \quad (5.4)$$

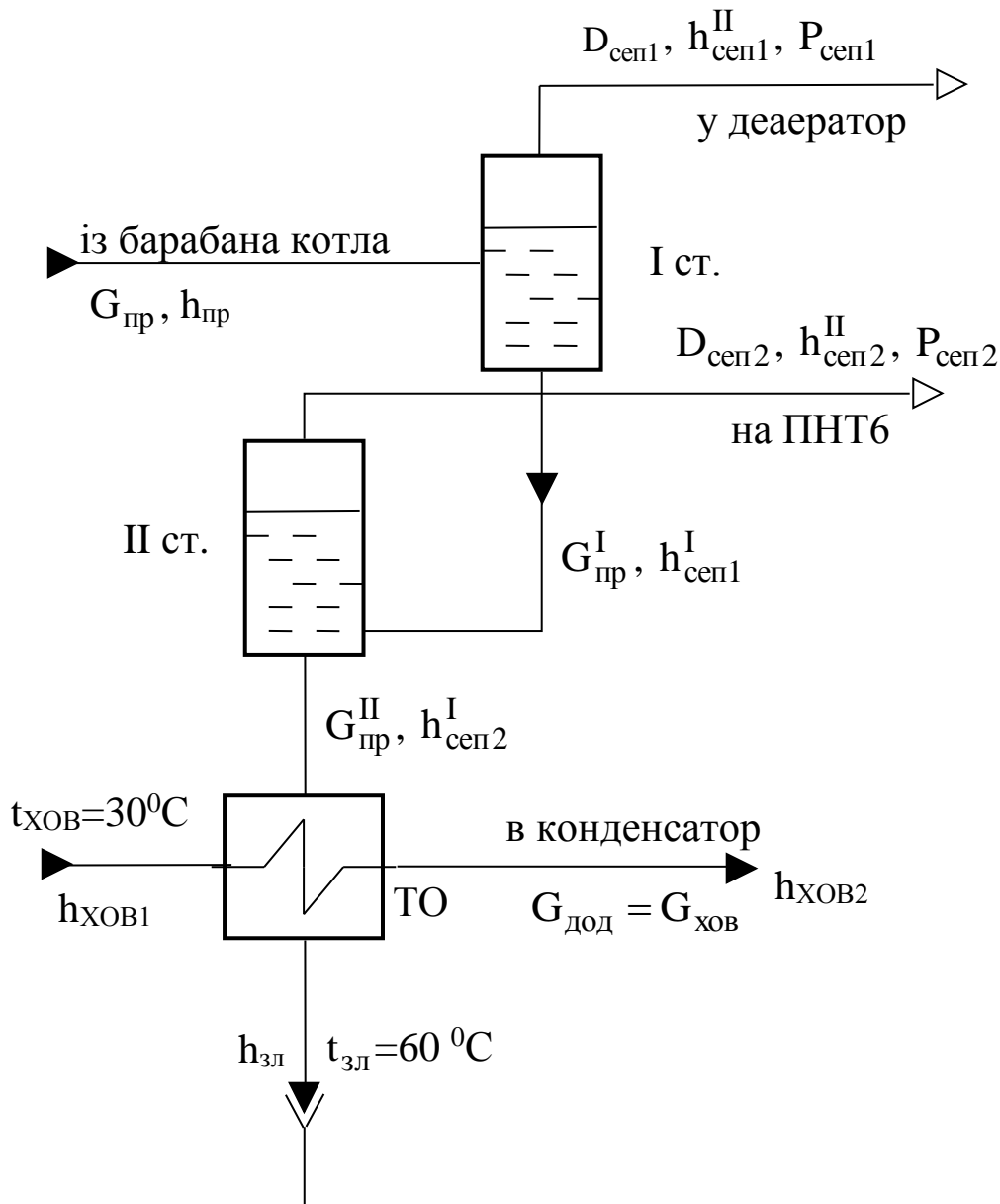


Рисунок 5.1 – Схема сепаратора безпервної продуквки котла

Розрахунок випару з першого ступеня сепаратора, кг/с,

$$D_{\text{сеп1}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{пр}} - h_{\text{сеп1}}^{\text{I}})}{r_1} = \frac{3,1739 \cdot (1561,7 - 666,98)}{2088,58} = 1,3597, \quad (5.5)$$

де  $h_{\text{пр}}=1561,7$  кДж/кг – ентальпія киплячої води з тиском пари в барабані котла  $P=13,72$  МПа, за таблицями роботи [2];

$h_{\text{сеп1}}^{\text{I}} = 666,98$  кДж/кг – ентальпія продувальної води після першого ступеня сепаратора з тиском  $P_{\text{сеп1}}=P_{\text{д}} = 0,588$  МПа [2];

$r_1=2088,58$  кДж/кг – ентальпія пароутворення з тиском  $P_{\text{сеп1}}$  [2].

Ентальпія випару (сухої насиченої пари) з тиском  $P_{\text{сеп1}}$ , за роботою [2], кДж/кг:  $h_{\text{сеп1}}^{\text{II}}=2754,44$ .

Розрахунок випару з другого ступеня сепаратора, кг/с,

$$\begin{aligned} D_{\text{сеп2}} &= \frac{G_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{сеп1}} - h_{\text{сеп2}}^{\text{I}})}{r_2} = \\ &= \frac{3,1739 \cdot (666,98 - 436,84)}{2246,03} = 0,3252, \end{aligned} \quad (5.6)$$

де  $h_{\text{сеп2}}^{\text{I}} = 436,84$  кДж/кг – ентальпія продувальної води після другого ступеня сепаратора з тиском  $P_{\text{сеп2}}=P_{\text{б}} = 0,1176$  МПа [2];

$r_2 = 2246,03$  кДж/кг – теплота пароутворення з тиском  $P_{\text{сеп2}}$  [2].

Ентальпія випару (сухої насиченої пари) з тиском  $P_{\text{сеп2}}$  [2], кДж/кг,  $h_{\text{сеп2}}^{\text{II}} = 2682,89$ .

Кількість продувальної води, яка зливається в технічну каналізацію, кг/с,

$$\begin{aligned} G_{\text{пр}}^{\text{II}} &= G_{\text{пр}} - (D_{\text{сеп1}} + D_{\text{сеп2}}) = \\ &= 3,1739 - (1,3597 + 0,3252) = 1,489. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Витрати хімічно очищеної води, яка подається в конденсатор турбіни, кг/с,



$$G_{\text{ХОВ}} = G_{\text{дод}} = G_{\text{пр}}^{\text{II}} + G_{\text{вит}} + D_{\text{ВП}}^{\text{КВ}} =$$

$$= 1,489 + 2,718 + 2,50896 = 6,71596, \quad (5.8)$$

де  $G_{\text{вит}} = \alpha_{\text{вит}} \cdot D_{\text{T}} = 0,013 \cdot 209,08 = 2,718$  кг/с – внутрішньостанційні витрати конденсату, приймаються умовно 1,3 %  $D_{\text{T}}$ ;

$\alpha_{\text{вит}} = 0,013$  – коефіцієнт внутрішньостанційних витрат конденсату (за вихідними даними).

Ентальпія хімічно очищеної води після охолодника безперервної продувки, кДж/кг,

$$h_{\text{ХОВ}2} = h_{\text{ХОВ}1} + \frac{G_{\text{пр}}^{\text{II}} \cdot (h_{\text{сеп}2}^{\text{I}} - h_{\text{зл}}^{\text{I}})}{G_{\text{ХОВ}}} =$$

$$= 125,7 + \frac{1,489 \cdot (436,84 - 251,09)}{6,71596} = 166,87, \quad (5.9)$$

де  $h_{\text{ХОВ}1} = 125,66$  кДж/кг – ентальпія води після хімводоочищення з  $t_{\text{ХОВ}} = 30$  °С. Приймається за таблицями роботи [2] або розраховується за формулою, кДж/кг,

$$h_{\text{ХОВ}1} = t_{\text{ХОВ}} \cdot C_p = 30 \cdot 4,19 = 125,7;$$

$h_{\text{зл}} = 251,09$  кДж/кг – ентальпія води після охолодника з  $t_{\text{ХОВ}} = 60$  °С, яка визначається аналогічно.

2 Розрахунок регенеративної схеми.

Фрагмент теплової схеми з ПВТ наведено на рисунку 5.2.

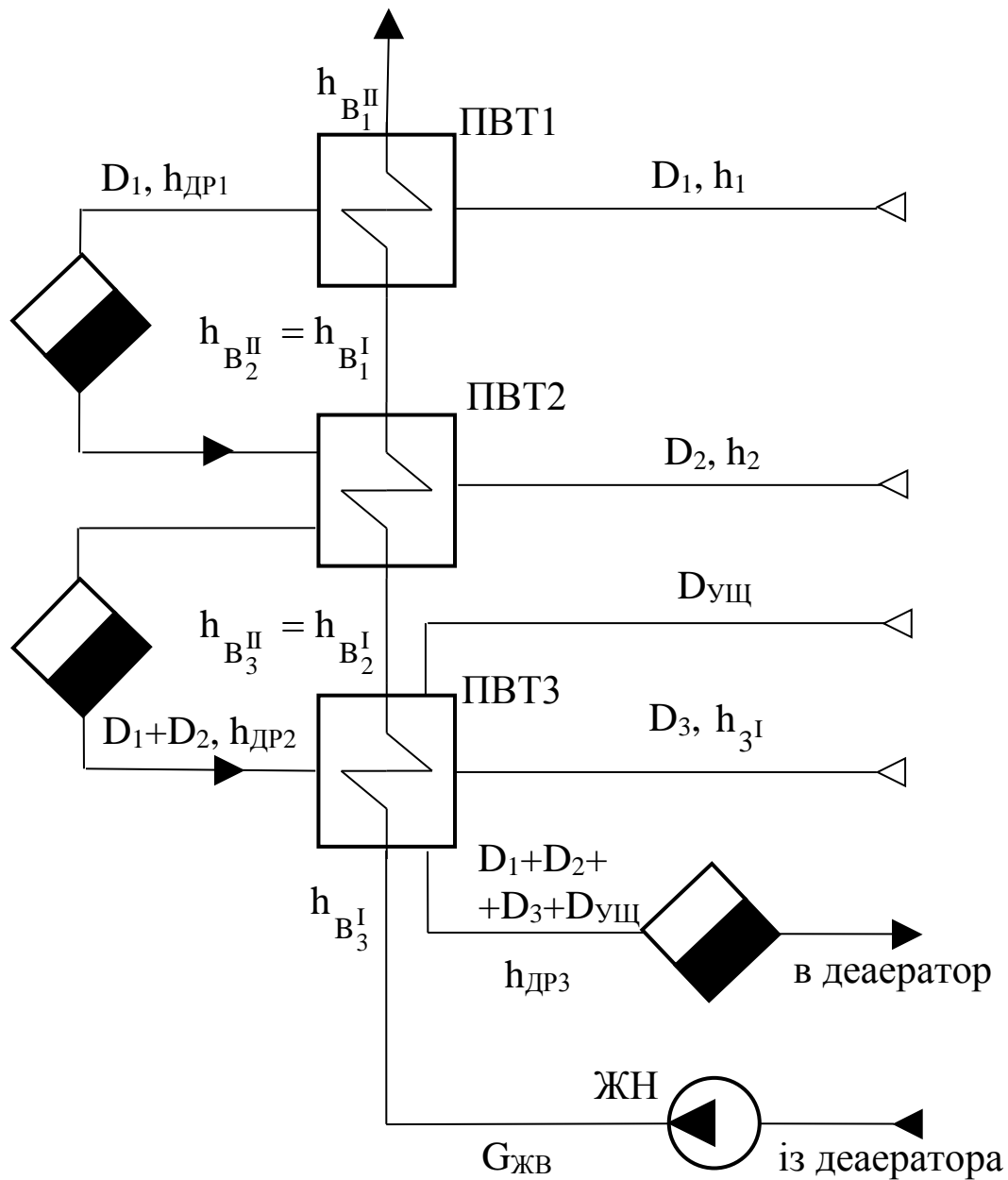


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема для ПВТ

Визначаємо витрати пари на підігрівники високого тиску.  
Витрати пари на *ПВТ1*, кг/с,

$$D_1 = \frac{G_{\text{ЖВ}} \cdot (h_{\text{ВІІ}} - h_{\text{ВІ}})}{(h_1 - h_{\text{ДР1}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \frac{214,76 \cdot (1003,15 - 907,15)}{(3163,1 - 949,05) \cdot 0,98} = 9,5019, \quad (5.10)$$

де  $h_1, h_{др1}, h_{B_1^II}, h_{B_1^I}$  – ентальпії пари, конденсату і води (приймаються за таблицею 2.2);

$\eta_{ТО} = 0,98$  – ККД теплообмінника.

Витрати пари на *ПВТ2*, кг/с,

$$D_2 = \frac{G_{ЖВ}(h_{B_2^II} - h_{B_2^I}) - D_1(h_{др1} - h_{др2})\eta_{ТО}}{(h_2 - h_{др2}) \cdot \eta_{ТО}} = \quad (5.11)$$

$$= \frac{214,76 \cdot (907,15 - 814,69) - 9,5019 \cdot (949,05 - 856,59) \cdot 0,98}{(3077,5 - 856,59) \cdot 0,98} = 8,5531,$$

де  $h_2, h_{др1}, h_{др2}, h_{B_2^II}, h_{B_2^I}$  – ентальпії пари, конденсату і води (приймаються за таблицею 2.2);

$\eta_{ТО} = 0,98$  – ККД теплообмінника.

Для розрахунку витрат пари на *ПВТ3* спочатку визначаємо ентальпію живильної води на вході в *ПВТ3*, враховуючи її підвищення в живильному насосі у зв'язку з підвищенням тиску води від тиску в деаераторі  $P_d = 0,588$  МПа до тиску після насоса  $P_H = 1,15 \cdot P = 1,15 \cdot 13,72 = 15,78$  МПа.

Середній тиск дорівнює, МПа,

$$P_H^{ср} = \frac{P_H + P_d}{2} = \frac{15,778 + 0,588}{2} = 8,183. \quad (5.12)$$

За таблицями води і водяної пари [2] визначаємо середнє значення питомого об'єму води в насосі, м<sup>3</sup>/кг:  $\vartheta_{ср} = 0,00139$ .

Тоді підвищення ентальпії живильної води в насосі буде, кДж/кг,

$$\Delta h_{жн} = \frac{\Delta P_{жн} \cdot \vartheta_{ср}}{\eta_H} = \frac{15,19 \cdot 10^3 \cdot 0,00139}{0,79} = 26,78, \quad (5.13)$$

де  $\Delta P_{\text{жн}} = P_{\text{н}} - P_{\text{д}} = 15,778 - 0,588 = 15,19$  МПа – підвищення тиску в живильному насосі;  
 $\eta_{\text{н}} = 0,79$  – ККД живильного насоса.

Тоді ентальпія живильної води на вході в ПВТЗ буде, кДж/кг,

$$h_{\text{В}_3^{\text{I}}} = h_{\text{д}} + \Delta h_{\text{жн}} = 666,94 + 26,78 = 693,72. \quad (5.14)$$

Витрата пари на ПВТЗ, кг/с,

$$D_3 = \frac{G_{\text{жв}} (h_{\text{В}_3^{\text{II}}} - h_{\text{В}_3^{\text{I}}}) - \eta_{\text{то}} ((D_1 + D_2)(h_{\text{др2}} - h_{\text{др3}}) + D_{\text{ущ}}(h_{\text{ущ}} - h_{\text{др3}}))}{(h_{\text{зI}} - h_{\text{др3}}) \cdot \eta_{\text{то}}} =$$

$$= \frac{214,76 \cdot (814,69 - 693,72)}{(2990,37 - 735,6) \cdot 0,98} =$$

$$= \frac{(9,5019 + 8,5531) \cdot (856,59 - 735,6) + 1,33 \cdot (3240 - 735,6)}{(2990,37 - 735,6)} = 9,311,$$
(5.15)

де  $h_{\text{з}}, h_{\text{др2}}, h_{\text{др3}}, h_{\text{В}_3^{\text{II}}}, h_{\text{В}_3^{\text{I}}}$  – ентальпії пари, конденсату і води (приймаються за таблицею 2.2);

$h_{\text{ущ}}, D_{\text{ущ}}$  – ентальпія та кількість пари від кінцевих ущільнень турбіни (із вихідних даних);

$D_1, D_2$  – одержані раніше витрати пари на ПНТ1 та ПНТ2;

$\eta_{\text{то}} = 0,98$  – ККД теплообмінника.

Розрахунок деаератора.

Складаємо розрахункову схему деаератора (рисунок 5.3).

Матеріальний баланс деаератора, кг/с,

$$D_1 + D_2 + D_3 + D_{\text{ущ}} + D_{\text{сеп1}} + D_{\text{д}} + D_{\text{кд}} = G_{\text{жв}} + G_{\text{вит}}; \quad (5.16)$$

$$9,5019 + 8,5531 + 9,311 + 1,33 + 1,3597 + D_{\text{д}} + D_{\text{кд}} = 214,76 + 2,718;$$

$$30,0557 + D_{\text{д}} + D_{\text{кд}} = 217,478;$$

$$D_{\text{д}} + D_{\text{кд}} = 187,422.$$

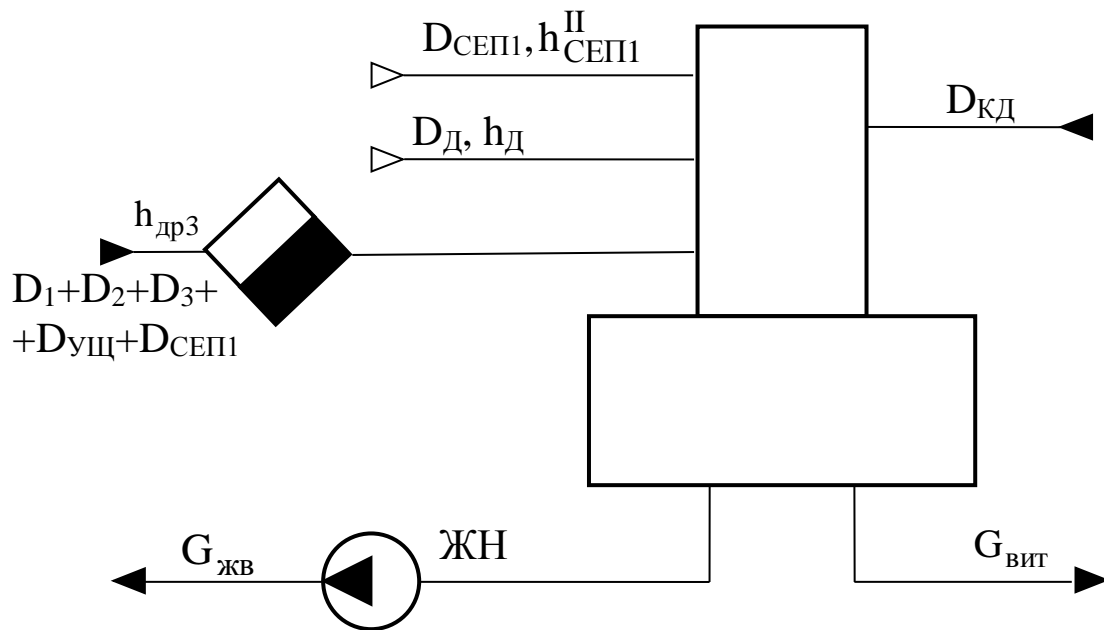


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема деаератора

Тепловий баланс деаератора:

$$\begin{aligned}
 & (D_{\text{д}} \cdot h_{3\text{I}} + (D_1 + D_2 + D_3 + D_{\text{уц}}) \cdot h_{\text{др3}} + \\
 & + D_{\text{сеп1}} \cdot h_{\text{сеп1}}^{\text{II}}) \cdot \eta_{\text{ТО}} + D_{\text{кд}} \cdot h_{\text{в4}}^{\text{II}} = (G_{\text{жв}} + G_{\text{вит}}) \cdot h_{\text{д}}^{\text{I}}; \quad (5.17) \\
 & (D_{\text{д}} \cdot 2990,37 + (9,5019 + 8,5531 + 9,311 + 1,33) \cdot 735,6 + \\
 & + 1,3597 \cdot 2754,44) \cdot 0,98 + D_{\text{кд}} \cdot 611,19 = \\
 & = (214,76 + 2,718) \cdot 666,94; \\
 & (D_{\text{д}} \cdot 2990,37 + 24853,99) \cdot 0,98 + D_{\text{кд}} \cdot 611,19 = 145044,77; \\
 & D_{\text{д}} \cdot 2930,563 + D_{\text{кд}} \cdot 611,19 = 120687,867.
 \end{aligned}$$

Приведемо рівняння до вигляду

$$D_{\text{д}} \cdot 4,79485 + D_{\text{кд}} = 197,464. \quad (5.18)$$

Маємо систему рівнянь з двома невідомими  $D_{\text{д}}$  і  $D_{\text{кд}}$ :

$$\begin{cases} D_{\text{д}} + D_{\text{кд}} = 187,422; \\ D_{\text{д}} \cdot 4,79485 + D_{\text{кд}} = 197,464. \end{cases} \quad (5.19)$$

Розв'язавши цю систему, одержимо витрати пари на деаератор  $D_{\text{д}} = 2,636$  кг/с та кількість конденсату, що надходить у деаератор після ПНТ4  $D_{\text{кд}} = 185,04$  кг/с.

Після розв'язання матеріального і теплового балансів деаератора складаємо та розв'язуємо рівняння теплового балансу регенеративних підігрівників низького тиску (ПНТ).

Складаємо розрахункову схему ПНТ (рисунок 5.4).

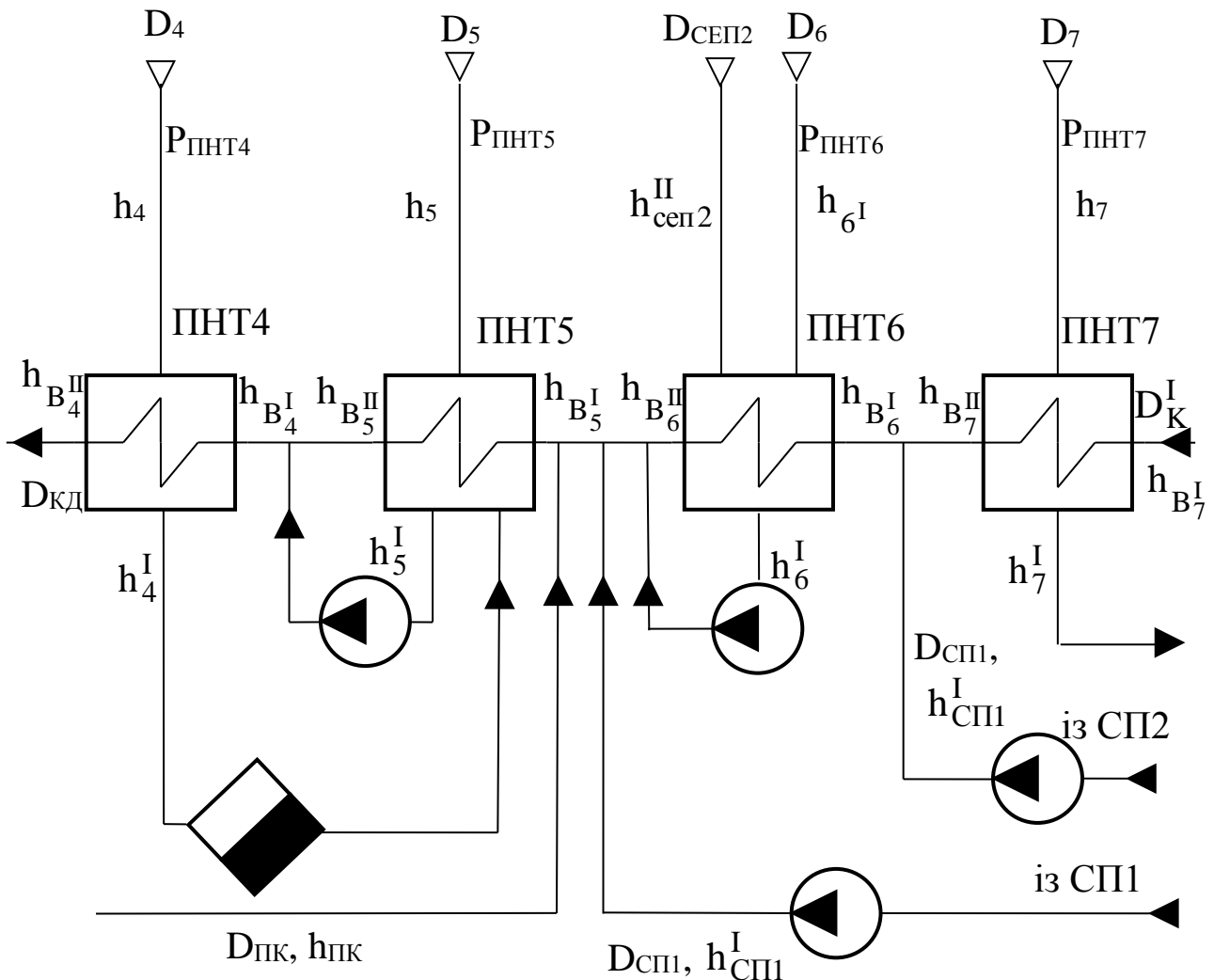


Рисунок 5.4 – Розрахункова схема для ПНТ

Витрати пари на ПНТ4, кг/с,

$$D_4 = \frac{D_{\text{кд}} \cdot (h_{\text{В}_4^{\text{II}}} - h_{\text{В}_4^{\text{I}}})}{(h_4 - h_4^{\text{I}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \frac{185,04 \cdot (611,19 - 515)}{(2827,4 - 632,19) \cdot 0,98} = 8,2735. \quad (5.20)$$

Ентальпію води (конденсату) на вході в ПНТ4 приймаємо в першому наближенні за рекомендацією заводу рівною  $h_{\text{В}_4^{\text{I}}} = 515$  кДж/кг з наступним уточненням у формулі (5.23).

Витрати пари на ПНТ5 визначаються за формулою, кг/с,

$$D_5 = \frac{(D_{\text{кд}} - D_4 - D_5) \cdot (h_{\text{В}_5^{\text{II}}} - h_{\text{В}_5^{\text{I}}}) - D_4 \cdot (h_4^{\text{I}} - h_5^{\text{I}})}{(h_5 - h_5^{\text{I}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \quad (5.21)$$

$$= \frac{(185,04 - 8,2735 - D_5) \cdot (511,53 - 415) - 8,2735(632,19 - 532,53)}{(2718,8 - 532,53) \cdot 0,98}$$

$$= 7,5792 - 0,0450539 \cdot D_5;$$

$$D_5 = 7,25245.$$

Ентальпія води на вході в ПНТ5 приймається в першому наближенні  $h_{\text{В}_5^{\text{I}}} = 415$  кДж/кг з наступним уточненням у формулах (5.33, а), (5.33, б).

Витрати конденсату через ПНТ5 складають, кг/с,

$$D_{\text{кд}}^{\text{I}} = D_{\text{кд}} - D_4 - D_5 = 185,04 - 8,2735 - 7,25245 = 169,51405. \quad (5.22)$$

Для уточнення значення ентальпії конденсату на вході в ПНТ4  $h_{\text{В}_4^{\text{I}}}$  складаємо рівняння теплового балансу – змішування води на вході в ПНТ4:

$$D_{\text{кд}} \cdot h_{\text{В}_4^{\text{I}}} = D_{\text{кд}}^{\text{I}} \cdot h_{\text{В}_5^{\text{II}}} + (D_4 + D_5) \cdot h_5^{\text{I}}, \quad (5.23)$$

звідки

$$h_{B_4^I} = \frac{D_{\text{кд}}^I \cdot h_{B_5^{\text{II}}} + (D_4 + D_5) \cdot h_5^I}{D_{\text{кд}}} = \quad (5.24)$$

$$= \frac{169,46 \cdot 511,53 + (8,2735 + 7,3016) \cdot 532,53}{185,04} = 513,2 \text{ кДж/кг},$$

що відрізняється від прийнятого у формулі (5.20)  $h_{B_4^I} = 515$  кДж/кг на 1,8 кДж/кг (припустиме 0,5 кДж/кг).  
Приймаємо  $h_{B_4^I} = 513,2$  кДж/кг та перераховуємо з формули (5.20).

Витрати пари на ПНТ4, кг/с,

$$D_4 = \frac{D_{\text{кд}} \cdot (h_{B_4^{\text{II}}} - h_{B_4^I})}{(h_4 - h_4^I) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \frac{185,04 \cdot (611,19 - 513,2)}{(2827,4 - 632,19) \cdot 0,98} = 8,428. \quad (5.25)$$

Витрати пари на ПНТ5 визначаються за формулою, кг/с,

$$D_5 = \frac{(D_{\text{кд}} - D_4 - D_5) \cdot (h_{B_5^{\text{II}}} - h_{B_5^I}) - D_4(h_4^I - h_5^I)}{(h_5 - h_5^I) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \quad (5.26)$$

$$= \frac{(185,04 - 8,428 - D_5) \cdot (511,53 - 415) - 8,428(632,19 - 532,53)}{(2718,8 - 532,53) \cdot 0,98} =$$

$$= 7,63197 - 0,04525 \cdot D_5;$$

$$D_5 = 7,373.$$

Ентальпія води на вході в ПНТ5 приймається в першому наближенні  $h_{B_5^I} = 415$  кДж/кг з наступним уточненням у формулах (5.33, а), (5.33, б).

Витрати конденсату через ПНТ5 складають, кг/с,



$$D_{\text{кд}}^{\text{I}} = D_{\text{кд}} - D_4 - D_5 = 185,04 - 8,428 - 7,3016 = 169,373. \quad (5.27)$$

Уточнення значення ентальпії конденсату на вході в ПНТ4  
 $h_{\text{В}_4}^{\text{I}}$ , кДж/кг:

$$\begin{aligned} h_{\text{В}_4}^{\text{I}} &= \frac{D_{\text{кд}}^{\text{I}} \cdot h_{\text{В}_5}^{\text{I}} + (D_4 + D_5) \cdot h_5^{\text{I}}}{D_{\text{кд}}} = \\ &= \frac{169,373 \cdot 511,53 + (8,428 + 7,2389) \cdot 532,53}{185,04} = 513,3 \end{aligned}$$

що практично збігається з прийнятим раніше (формула (5.20))  
 $h_{\text{В}_4}^{\text{I}} = 513,2$  кДж/кг.

За матеріальним балансом визначаємо потік пари, який іде в конденсатор турбіни, кг/с,

$$\begin{aligned} D_{\text{к}} &= D_{\text{т}} - (D_1 + D_2 + D_3 + D_{\text{ущ}} + D_{\text{д}} + D_{\text{п}} + D_4 + \\ &+ D_5 + D_{\text{сп1}} + D_6 + D_{\text{сп2}} + D_7 + D_{\text{ку}} + D_{\text{сп}} + D_{\text{еж}}); \quad (5.28) \\ D_{\text{к}} &= 209,08 - (9,5019 + 8,5531 + 9,311 + 1,33 + 2,636 + 88 + 8,428 + \\ &+ 7,016 + 36,81 + D_6 + 14,64 + D_7 + 0,01106 + 1,795 + 0,654); \\ D_{\text{к}} &= 20,3935 - (D_6 + D_7). \end{aligned}$$

Кількість конденсату, який проходить через ПНТ7, кг/с,

$$\begin{aligned} D_{\text{к}}^{\text{I}} &= D_{\text{к}} + D_7 + D_{\text{ку}} + G_{\text{дод}} + D_{\text{сп}} + D_{\text{еж}}; \quad (5.29) \\ D_{\text{к}}^{\text{I}} &= 20,3935 - D_6 + 0,01106 + 6,71598 + 1,795 + 0,654; \\ D_{\text{к}}^{\text{I}} &= 29,56956 - D_6. \end{aligned}$$

Витрати пари через ПНТ7, кг/с,

$$D_7 = \frac{D_K^I \cdot (h_{B_7^{II}} - h_{B_7^I})}{(h_7 - h_7^I) \cdot 0,98} = \frac{(29,56956 - D_6) \cdot (336,5 - 248)}{(2547,1 - 357,5) \cdot 0,98}; \quad (5.30)$$

$$D_7 = 1,2195 - D_6 \cdot 0,04124.$$

Користуючись заводськими рекомендаціями, спочатку задаємося ентальпією конденсату на вході в ПНТ6  $h_{B_6^I} = 373$  кДж/кг з наступним її уточненням у формулі (5.43).

Тоді рівняння теплового балансу ПНТ6 буде

$$\begin{aligned} (D_6 \cdot (h_{6^I} - h_6^I) + D_{\text{сеп2}} \cdot (h_{\text{сеп2}^{II}} - h_6^I)) \cdot \eta_{\text{ТО}} = \\ = (D_K^I + D_{\text{сп2}}) \cdot (h_{B_6^{II}} - h_{B_6^I}). \end{aligned} \quad (5.31)$$

Розв'язавши це рівняння відносно  $D_6$ , одержимо кількість пари, яка іде на ПНТ6:

$$D_6 = \frac{(D_K^I + D_{\text{сп2}})(h_{B_6^{II}} - h_{B_6^I}) - D_{\text{сеп2}}(h_{\text{сеп2}^{II}} - h_6^I)\eta_{\text{ТО}}}{(h_{6^I} - h_6^I) \cdot \eta_{\text{ТО}}}. \quad (5.32)$$

Після підстановки значення  $D_K^I$  буде, кг/с,

$$D_6 = \frac{(25,12 - D_6 + D_{\text{сп2}})(h_{B_6^{II}} - h_{B_6^I}) - D_{\text{сеп2}}(h_{\text{сеп2}^{II}} - h_6^I)\eta_{\text{ТО}}}{(h_{6^I} - h_6^I) \cdot \eta_{\text{ТО}}}; \quad (5.33)$$

$$D_6 = \frac{(29,56956 - D_6 + 14,64)(405,57 - 373)}{(2596,5 - 426,57) \cdot 0,98} -$$

$$\frac{0,3252(2682,86 - 426,57) \cdot 0,98}{(2596,5 - 426,57) \cdot 0,98}$$

$$D_6 = 0,67852 - D_6 \cdot 0,01532;$$

$$D_6 = 0,66828.$$

Маючи  $D_6$ , можна визначити, кг/с:

$$D_7 = 1,2195 - D_6 \cdot 0,04124 = 1,2195 - 0,66828 \cdot 0,04124 = 1,1919.$$

$$D_K^I = 29,56956 - D_6 = 29,56956 - 0,66828 = 28,9.$$

$$D_K = 20,3935 - (D_6 + D_7) = 20,3935 - (0,66828 + 1,1919) = 18,533.$$

Раніше прийняте попереднє значення ентальпії води на вході в ПНТ5  $h_{B_5^I} = 415$  кДж/кг уточнюємо з рівняння теплового балансу – змішування конденсату, який іде в ПНТ5:

$$h_{B_5^I} \cdot D_{кд}^I = D_{п} \cdot h_{пк} \cdot \beta_{пк} + D_{сп1} \cdot h_{сп1}^I + D_6 \cdot h_6^I + (D_K^I + D_{сп2}) \cdot h_{B_6^I}. \quad (5.33, а)$$

Розв'язавши рівняння відносно  $h_{B_5^I}$ , одержимо, кДж/кг,

$$h_{B_5^I} = \frac{D_{п} \cdot h_{пк} \cdot \beta_{пк} + D_{сп1} \cdot h_{сп1}^I + D_6 \cdot h_6^I + (D_K^I + D_{сп2}) h_{B_6^I}}{D_{кд}^I}; \quad (5.33, б)$$

$$h_{B_5^I} = \frac{88 \cdot 75 \cdot 4,19 \cdot 0,85 + 36,81 \cdot 360,7 + 0,66828 \cdot 426,5683}{169,46} + \frac{(28,9 + 14,64) \cdot 405,57}{169,46};$$

$$h_{B_5^I} = 323,58,$$

що відрізняється від прийнятого раніше на 22,06 %.

Приймаємо  $h_{B_5^I} = 323,58$  кДж/кг і перераховуємо з формули (5.21).

Витрати пари на ПНТ5 визначаються за формулою, кг/с,

$$D_5 = \frac{(D_{\text{кд}} - D_4 - D_5) \cdot (h_{\text{в}_5^{\text{II}}} - h_{\text{в}_5^{\text{I}}}) - D_4 (h_4^{\text{I}} - h_5^{\text{I}})}{(h_5 - h_5^{\text{I}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} =$$

$$= \frac{(185,04 - 8,428 - D_5) \cdot (511,53 - 323,58) - 8,428 \cdot (632,19 - 532,53)}{(2718,8 - 532,53) \cdot 0,98} =$$

$$= 15,101 - 0,087723 \cdot D_5;$$

$$D_5 = 13,883.$$

Витрати конденсату через *ПНТ5* складають, кг/с,

$$D_{\text{кд}}^{\text{I}} = D_{\text{кд}} - D_4 - D_5 = 185,04 - 8,428 - 13,883 = 162,729.$$

Уточнення значення ентальпії конденсату на вході в *ПНТ4*  
 $h_{\text{в}_4^{\text{I}}}$ , кДж/кг:

$$h_{\text{в}_4^{\text{I}}} = \frac{D_{\text{кд}}^{\text{I}} \cdot h_{\text{в}_5^{\text{II}}} + (D_4 + D_5) \cdot h_5^{\text{I}}}{D_{\text{кд}}} =$$

$$= \frac{162,729 \cdot 511,5 + (8,428 + 13,883) \cdot 532,5}{185,04} = 514,03$$

що відрізняється від прийнятого раніше  $h_{\text{в}_4^{\text{I}}} = 513,2$  кДж/кг на 0,83 кДж/кг. Приймаємо  $h_{\text{в}_4^{\text{I}}} = 514,03$  та перераховуємо з формули (5.25).

Витрати пари на *ПНТ4*, кг/с,

$$D_4 = \frac{D_{\text{кд}} \cdot (h_{\text{в}_4^{\text{II}}} - h_{\text{в}_4^{\text{I}}})}{(h_4 - h_4^{\text{I}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \frac{185,04 \cdot (611,19 - 514,03)}{(2827,4 - 632,19) \cdot 0,98} = 8,357. \quad (5.34)$$

Витрати пари на *ПНТ5* визначаються за формулою, кг/с,

$$\begin{aligned}
D_5 &= \frac{(D_{\text{кд}} - D_4 - D_5) \cdot (h_{\text{в}_5^{\text{II}}} - h_{\text{в}_5^{\text{I}}}) - D_4 (h_4^{\text{I}} - h_5^{\text{I}})}{(h_5 - h_5^{\text{I}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \quad (5.35) \\
&= \frac{(185,04 - 8,357 - D_5) \cdot (511,53 - 319,07) - 8,357(632,19 - 532,53)}{(2718,8 - 532,53) \cdot 0,98} = \\
&= 15,482316 - 0,089828 \cdot D_5; \\
D_5 &= 14,2062.
\end{aligned}$$

Ентальпія води на вході в *ПНТ5* приймається в другому наближенні  $h_{\text{в}_5^{\text{I}}} = 319,07$  кДж/кг з наступним уточненням у формулах (5.33, а), (5.33, б).

Витрати конденсату через *ПНТ5* складають, кг/с,

$$D_{\text{кд}}^{\text{I}} = D_{\text{кд}} - D_4 - D_5 = 185,04 - 8,357 - 14,2062 = 162,4768. \quad (5.36)$$

Уточнення значення ентальпії конденсату на вході в *ПНТ4*  $h_{\text{в}_4^{\text{I}}}$ , кДж/кг,

$$\begin{aligned}
h_{\text{в}_4^{\text{I}}} &= \frac{D_{\text{кд}}^{\text{I}} \cdot h_{\text{в}_5^{\text{II}}} + (D_4 + D_5) \cdot h_5^{\text{I}}}{D_{\text{кд}}} = \\
&= \frac{162,4768 \cdot 511,53 + (8,357 + 14,2062) \cdot 532,53}{185,04} = 514,12,
\end{aligned}$$

що практично збігається з прийнятим раніше (формула (5.20))  $h_{\text{в}_4^{\text{I}}} = 514,03$  кДж/кг.

За матеріальним балансом визначаємо потік пари, який іде в конденсатор турбіни, кг/с,

$$\begin{aligned}
D_{\text{к}} &= D_{\text{т}} - (D_1 + D_2 + D_3 + D_{\text{ущ}} + D_{\text{д}} + D_{\text{п}} + D_4 + \\
&+ D_5 + D_{\text{сп1}} + D_6 + D_{\text{сп2}} + D_7 + D_{\text{ку}} + D_{\text{сп}} + D_{\text{еж}}); \quad (5.37)
\end{aligned}$$

$$D_K = 209,08 - (9,5019 + 8,5531 + 9,311 + 1,33 + 2,636 + 88 + 8,357 + 14,2062 + 36,81 + D_6 + 14,64 + D_7 + 0,01106 + 1,795 + 0,654);$$

$$D_K = 13,27484 - (D_6 + D_7).$$

Кількість конденсату, який проходить через ПНТ7, кг/с,

$$D_K^I = D_K + D_7 + D_{ку} + G_{дод} + D_{сп} + D_{еж}; \quad (5.38)$$

$$D_K^I = 13,27484 - D_6 + 0,01106 + 6,71596 + 1,795 + 0,654;$$

$$D_K^I = 22,70306 - D_6.$$

Витрати пари через ПНТ7, кг/с,

$$D_7 = \frac{D_K^I \cdot (h_{B_7^II} - h_{B_7^I})}{(h_7 - h_7^I) \cdot 0,98} = \frac{(22,70306 - D_6) \cdot (336,5 - 248)}{(2547,1 - 357,5) \cdot 0,98}; \quad (5.39)$$

$$D_7 = 0,93635 - D_6 \cdot 0,04124336.$$

Користуючись заводськими рекомендаціями, спочатку задаємося ентальпією конденсату на вході в ПНТ6  $h_{B_6^I} = 373$  кДж/кг з наступним її уточненням у формулі (5.43).

Тоді рівняння теплового балансу ПНТ6 буде

$$\begin{aligned} & (D_6 \cdot (h_{6^I} - h_6^I) + D_{сп2} \cdot (h_{сп2}^{II} - h_6^I)) \cdot \eta_{ТО} = \\ & = (D_K^I + D_{сп2}) \cdot (h_{B_6^{II}} - h_{B_6^I}). \end{aligned} \quad (5.40)$$

Розв'язавши це рівняння відносно  $D_6$ , одержимо кількість пари, яка іде на ПНТ6:

$$D_6 = \frac{(D_K^I + D_{сп2})(h_{B_6^{II}} - h_{B_6^I}) - D_{сп2}(h_{сп2}^{II} - h_6^I)\eta_{ТО}}{(h_{6^I} - h_6^I) \cdot \eta_{ТО}}. \quad (5.41)$$

Після підстановки значення  $D_K^I$  буде, кг/с,

$$D_6 = \frac{(25,12 - D_6 + D_{сп2})(h_{B6}^{II} - h_{B6}^I) - D_{сп2}(h_{сп2}^{II} - h_6^I)\eta_{ТО}}{(h_6^I - h_6^I) \cdot \eta_{ТО}}; \quad (5.42)$$

$$D_6 = \frac{(22,70306 - D_6 + 14,64)(405,57 - 373)}{(2596,5 - 426,57) \cdot 0,98} -$$

$$- \frac{0,3252(2682,86 - 426,57) \cdot 0,98}{(2596,5 - 426,57) \cdot 0,98};$$

$$D_6 = 0,5386095 - D_6 \cdot 0,0153198;$$

$$D_6 = 0,53048.$$

Маючи  $D_6$ , можна визначити, кг/с:

$$D_7 = 0,93635 - D_6 \cdot 0,04124 =$$

$$= 0,93635 - 0,53048 \cdot 0,0412336 = 0,914473.$$

$$D_K^I = 22,70306 - D_6 = 22,70306 - 0,53048 = 22,17258.$$

$$D_K = 13,27484 - (D_6 + D_7) = 13,27484 - (0,53048 + 0,914473) = 11,8299.$$

Раніше прийняте попереднє значення ентальпії води на вході в ПНТ5  $h_{B5}^I = 319,07$  кДж/кг уточнюємо, кДж/кг:

$$h_{B5}^I = \frac{D_{II} \cdot h_{ПК} \cdot \beta_{ПК} + D_{сп1} \cdot h_{сп1}^I + D_6 \cdot h_6^I + (D_K^I + D_{сп2})h_{B6}^{II}}{D_{кд}^I};$$

$$h_{B5}^I = \frac{88 \cdot 75 \cdot 4,19 \cdot 0,85 + 36,81 \cdot 360,7 + 0,53048 \cdot 426,5683 + (22,17258 + 14,64) \cdot 405,57}{162,4768};$$

$$h_{B5}^I = 319,57,$$

що відрізняється від прийнятого раніше на 0,5 кДж/кг.

Приймаємо  $h_{B_5^I} = 319,57$  кДж/кг.

Раніше прийняте попереднє значення ентальпії на вході в ПНТ6 (формула (5.31)) уточнюємо з рівняння теплового балансу – змішування для конденсату на вході в ПНТ6:

$$h_{B_6^I} \cdot (D_K^I + D_{СП2}) = (D_{СП2} \cdot h_{СП2}^I + D_K^I \cdot h_{B_7^I}). \quad (5.43)$$

Розв'язавши рівняння відносно  $h_{B_6^I}$ , одержимо, кДж/кг,

$$\begin{aligned} h_{B_6^I} &= \frac{(D_{СП2} \cdot h_{СП2}^I + D_K^I \cdot h_{B_7^I})}{D_K^I + D_{СП2}} = \\ &= \frac{(14,64 \cdot 428,55 + 22,17258 \cdot 336,5)}{22,17258 + 14,64} = 373,107, \end{aligned} \quad (5.44)$$

що відрізняється від прийнятого раніше на 0,107 кДж/кг.

Приймаємо  $h_{B_6^I} = 373,107$  кДж/кг.

## **6 ПЕРЕВІРКА ПРИЙНЯТИХ ПОПЕРЕДНЬО ВИТРАТ ПАРИ НА ТУРБІНУ**

1 Перевірку матеріального балансу пари в турбіні виконуємо шляхом складання всіх відборів пари з турбіни з витратами пари, яка йде в конденсатор:

$$D_T^I = D_K + \sum_{j=1}^n D_j + D_{оп} + D_{п}, \quad (6.1)$$

де  $D_K$  – витрати пари в конденсатор турбіни;

$\sum_{j=1}^n D_j$  – сума регенеративних відборів;



$D_{оп}$  – витрати пари з опалювальних відборів на зовнішнє теплопостачання;

$D_{п}$  – витрати пари промислового відбору.

Для теплової схеми (рисунок 1) рівняння матеріального балансу набуває вигляду

$$D_T^I = D_1 + D_2 + D_3 + D_{ущ} + D_{д} + D_{п} + D_4 + D_5 + D_6 + D_{сп1} + D_7 + D_{сп2} + D_{к} + D_{ку} + D_{сп} + D_{еж}; \quad (6.2)$$

Підставимо в нього значення витрати пари, кг/с:

$$D_T^I = 9,5019 + 8,5531 + 9,311 + 1,33 + 2,636 + 88 + 8,375 + 14,2062 + 0,53048 + 36,816 + 0,914473 + 14,64 + 11,8299 + 0,01106 + 1,795 + 0,654 = 209,098.$$

Раніше було одержано (п. 2 розділу 4) витрати пари  $D_T = 209,08$  кг/с, що практично збігається зі значенням  $D_T^I = 209,098$  кг/с.

Допускається розходження при ручному розрахунку після третьої значущої цифри.

2 Для перевірки матеріального балансу деаератора складаємо рівняння відповідно розрахунковій схемі (рисунок 5.4), кг/с:

$$G_{жв} + G_{вит} = D_{кд} + D_{д} + D_{сп1} + D_{ущ} + D_1 + D_2 + D_3; \quad (6.3)$$

$$214,762 + 0,013 \cdot 209,08 = 185,04 + 2,636 + 1,3597 + 1,33 + 9,5019 + 8,5531 + 9,311$$

$$217,478 \cong 217,73,$$

що практично збігається.

## 7 ВИЗНАЧЕННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

1 Внутрішня потужність турбіни в розрахунковому режимі

$$N_i = D_k \cdot H_i + \sum_{j=1}^n D_j \cdot h_j + \sum_{j=1}^n D_{опj} \cdot h_{опj} + D_{п} \cdot h_{п}, \quad (7.1)$$

де  $D_k$  – кількість пари, яка йде в конденсатор;

$H_i$  – використаний теплоперепад у турбіні при розширенні пари від початкових параметрів до тиску в конденсаторі;

$D_j$  – величина регенеративних відборів;

$h_j$  – використаний теплоперепад  $j$ -го регенеративного відбору;

$D_{опj}$  – величина опалювальних відборів;

$h_{опj}$  – використаний теплоперепад опалювальних відборів;

$D_{п}$  – величина промислового відбору;

$h_{п}$  – використаний теплоперепад промислового відбору.

Для розрахункової теплової схеми (рисунок 1) рівняння для визначення внутрішньої потужності турбіни набуває вигляду, кВт,

$$N_i = D_k \cdot \Delta H_{кI} + D_1 \cdot \Delta h_1 + D_2 \cdot \Delta h_2 + (D_3 + D_{п} + D_d) \cdot \Delta h_3 + \quad (7.2)$$

$$+ D_4 \cdot \Delta h_4 + D_5 \cdot \Delta h_5 + (D_{сп2} + D_6) \cdot \Delta h_6 + (D_{сп1} + D_7) \cdot \Delta h_7;$$

$$N_i = 11,8299 \cdot 1179,88 + 9,5019 \cdot 322,7 + 8,5531 \cdot 408,3 + (9,311 + 88 + 2,636) \cdot 495,43 + 8,375 \cdot 658,4 + 14,2062 \cdot 767 + (14,64 + 0,53048) \cdot 889,3 + (36,81 + 0,914473) \cdot 938,7 = 135346,4246 = 135,346 \cdot 10^3.$$

2 Електрична потужність турбогенератора, МВт,

$$N_{eP} = N_i \cdot \eta_e = 135,346 \cdot 0,98 = 132,639. \quad (7.3)$$

3 Визначаємо небаланс потужності, %:

$$\Delta N_e = \frac{N_e - N_{ep}}{N_e} \cdot 100 = \frac{133 - 132,639}{133} \cdot 100 \cong 0,27. \quad (7.4)$$

Значення  $\Delta N_e$  вважається припустимим, якщо воно не перевищує 2 %.

Розходження пояснюється тим, що прийняті попередньо витрати пари на турбіну менше витрат, відповідних заданій потужності  $N_e$ .

4 Якщо розходження  $\Delta N_e$  перевищує 2 %, то потрібно повторити розрахунок теплової схеми, розпочинаючи з третього етапу, після введення поправки до попередньо прийнятих у п. 2 розділу 4 витрат пари, що дорівнює  $\Delta D$ , кг/с:

$$\Delta D = \frac{\Delta N_e}{100} \cdot N_e \cdot \frac{1}{H_i \cdot \eta_e}. \quad (7.5)$$

Нові витрати пари на турбіну мають бути  $D_T^I = D_T \pm \Delta D$  відповідно більшими або меншими раніше прийнятим  $D_T$  залежно від того, менша чи більша одержана за розрахунком потужність турбогенератора  $N_{ep}$ . При цьому всі розрахункові формули для визначення окремих потоків пари не змінюються, а при відхиленні потужності менше, ніж на 7 %, не перебудовується процес розширення пари в проточній частині турбіни.

Звичайно достатньо другого наближення. Якщо досягнуто потрібне значення  $\Delta N_e$ , приступають до завершального етапу розрахунку – визначення показників теплової економічності турбоустановки [1].

У даному курсовому проекті він не виконується.

5 Для уточнення витрати пари на турбіну визначається відхилення витрати пари від потрібної, кг/с:

$$\Delta D = K_{\text{рег}} \cdot \frac{\Delta N_e}{H_i \cdot \eta_e} = 1,182 \cdot \frac{0,27 \cdot 1000}{1179,88 \cdot 0,98} = 0,276. \quad (7.6)$$

6 Уточнюємо витрати пари на турбіну, кг/с:

$$D_T^I = D_T + \Delta D = 209,08 + 0,276 = 209,356. \quad (7.7)$$

7 Уточнюємо коефіцієнт регенерації:

$$K_{\text{рег}}^I = \frac{D_T^I}{\frac{Ne_p}{H_i \cdot \eta_{em}} + Y_{\text{п}} \cdot D_{\text{п}} + Y_{\text{оп1}} \cdot D_{\text{сп1}} + Y_{\text{оп2}} \cdot D_{\text{сп2}}} = \quad (7.8)$$

$$= \frac{209,356}{\frac{132,639 \cdot 10^3}{1179,88 \cdot 0,98} + 0,5801 \cdot 88 + 0,20441 \cdot 36,81 + 0,2449 \cdot 14,64} \cong 1,18367.$$

Одержане значення  $K_{\text{рег}}$  відрізняється від попереднього прийнятого приблизно на 0,14 %. Припустиме відхилення  $\approx 2\%$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Тепловые электрические станции [Текст]: учеб. для вузов / В. Д. Буров, Е. В. Дорохов, Д. П. Елизаров [и др.]; под ред. В. М. Лавыгина, А. С. Седлова, С. В. Цанева. – 3-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 466 с.

2 Ривкин, С. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара [Текст]. справочник / С. А. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

3 Баженов, М. И. Сборник задач по курсу «Промышленные тепловые электростанции» [Текст]: учеб. пособие для вузов / М. И. Баженов, А. С. Богородский. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 128 с.

## ДОДАТОК А

Таблиця для вибору питань контрольної роботи

		Остання цифра шифру									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Передостання цифра шифру	0	1 25 16	2 26 17	3 27 18	4 28 19	5 29 20	6 30 21	7 31 22	8 32 23	9 33 24	10 34 25
	1	11 35 26	12 36 27	13 37 28	14 38 29	15 1 30	16 2 31	17 3 32	18 4 33	19 5 34	20 6 35
	2	21 7 36	22 8 37	23 9 38	24 10 1	25 11 2	26 12 3	27 13 4	28 14 5	29 15 6	30 16 7
	3	31 17 8	32 18 9	33 19 10	34 20 11	35 21 12	36 22 13	37 23 14	38 24 15	1 25 16	2 26 17
	4	3 27 18	4 28 19	5 29 20	6 30 21	7 31 22	8 32 23	9 33 24	10 34 25	11 35 26	12 36 27
	5	13 37 28	14 38 29	15 1 30	16 2 31	17 3 32	18 4 33	19 5 34	20 6 35	21 7 36	22 8 37
	6	23 9 38	24 10 2	25 11 3	26 12 4	27 13 5	28 14 6	29 15 7	30 16 8	31 17 9	32 18 10
	7	33 19 16	34 20 17	35 21 18	36 22 19	37 23 20	38 24 11	1 25 12	2 26 13	3 27 14	4 28 15
	8	5 29 26	6 30 27	7 31 28	8 32 29	9 33 30	10 34 21	11 35 22	12 36 23	13 37 24	14 38 25
	9	15 6 36	16 7 37	17 8 38	18 9 1	19 10 2	20 11 31	21 12 32	22 13 33	23 14 34	24 15 35



