

Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

Кафедра теплоенергетичних установок теплових та атомних
електростанцій

Теплоелектроцентралі.

**Методика розрахунку проектних техніко-економічних
показників теплових схем ТЕЦ**

Учбовий посібник

(методичні рекомендації до дипломного проекту бакалаврів)

Київ

«Політехніка»

2010

Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

Кафедра Теплоенергетичних установок теплових та атомних
електростанцій

Теплоелектроцентралі.
Методика розрахунку проектних техніко-економічних
показників теплових схем ТЕЦ

Учбовий посібник

до дипломного проектування студентів
різних форм навчання за спеціальністю 6.090521
«Теплові електричні станції»

Затверджено Методичною радою НТУУ «КПІ»

Київ
«Політехніка»
2010

Теплоелектроцентралі. Методика розрахунку проектних техніко-економічних показників теплових схем ТЕЦ: Учбовий посібник до дипломного проекту студентів різних форм навчання за спеціальністю 6.090521 «Теплові електричні станції» / Уклад.: Л.О.Кєсова, Ю.М.Побіровський, Є.Г.Скловська, А.М.Ніколайчук. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка»», 2010. - 128 с.

*Гриф надано Методичною радою НТУУ «КПІ»
(Протокол № від 2010 р.)*

«Методика розрахунку проектних техніко-економічних показників теплових схем ТЕЦ» використовується при виконанні дипломного проекту з дисципліни «Теплоенергетичні установки теплових та атомних електростанцій», та може бути використана до курсового проекту з дисципліни «Проектування ТЕС та АЕС», по спеціальності «Теплові електричні станції», всіх форм навчання.

Навчальне видання

Теплоелектроцентралі.

Методика розрахунку проектних техніко-економічних
показників теплових схем ТЕЦ

УЧБОВИЙ ПОСІБНИК

до дипломного проектування студентів
різних форм навчання за спеціальністю 6.050601
«Теплові електричні станції»

Укладачі: Кєсова Любов Олександрівна, д-р техн. наук, проф.

Побіровський Юрій Миколайович, канд. техн. наук, доц.

Скловська Євгенія Григорівна, канд. техн. наук, доц.

Ніколайчук Аркадій Миколайович, аспірант

Відповідальний

редактор

М.М. Черезов, канд.техн.наук, доц.

Рецензенти

В.І.Філатов, канд.техн.наук, нач. тепломеханічного
відділу НДІ «Енергопроект»

Є.М.Неаронов, гол. спеціаліст-теплотехнік НДІ
«Енергопроект»

І.В.Колядюк, директор ТОВ «Укренергопром-3»

ЗМІСТ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ, СКОРОЧЕННЯ, ІНДЕКСИ.....	4
ВСТУП.....	6
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА І РЕЖИМИ РОБОТИ ТЕЦ.....	8
1.1 Промислові ТЕЦ.....	8
1.2 Опалювальні ТЕЦ.....	9
2. ЗАДАЧІ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕЦ.....	166
3 ВИМОГИ НОРМ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТЕС.....	20
4 ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ.....	299
5 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕЦ НА ЧОТИРИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ РЕЖИМИ.....	30
5.1. Розрахунок витрат пари зовнішніми споживачами.....	35
5.2 Розрахунок витрат пари на власні потреби ТЕЦ.....	38
5.3. Пароводяний баланс ТЕЦ.....	46
5.4. Річний виробіток пари та електроенергії. Витрата палива на ТЕЦ.....	48
5.5. Питома витрата умовного палива на відпущене тепло і електроенергію.....	59
6 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПРОМИСЛОВОЇ ТЕЦ.....	64
Додатки.....	92
Додаток А Технічні характеристики турбін ТЕЦ.....	93
Додаток Б Теплообмінне обладнання паротурбінних установок ТЕЦ.....	11111
Додаток В Діаграми режимів турбін.....	115
Додаток Г. Кліматичні дані для деяких міст України (за даними СНіП 23-01-99).....	125
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	128

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ, СКОРОЧЕННЯ, ІНДЕКСИ

Умовні позначення:

- Q - витрата тепла, ГДж/год;
- $\alpha_{\text{ТЕЦ}}$ - коефіцієнт теплофікації ТЕЦ;
- V - об'єм, м³;
- t - температура, °С;
- G - витрата води, т/год;
- ΔG - додаткова витрата води, т/год;
- ΣG - сумарна витрата води, т/год;
- c_p - теплоємність води, МДж/(кг·°С);
- η - коефіцієнт корисної дії, %;
- h - ентальпія пари, води, кДж/кг;
- D - паропроодуктивність котла, т/год;
- ΔD - додаткова витрата пари, т/год;
- ΣD - сумарна витрата пари, т/год;
- Y - коефіцієнт недовиробітку нерегульованого відбору;
- B_y - витрата умовного палива, т/рік;
- B - витрата натурального палива, т/рік;
- B_E - дійсна витрата умовного палива на виробіток електроенергії, т/рік;
- B_T - дійсна витрата умовного палива на виробіток теплоти, т/рік;
- ΔB - витрата умовного палива на власні потреби ТЕЦ, т/рік;
- b_E - питома витрата умовного палива на відпущену електроенергію, кг/(кВт·год);
- b_T - питома витрата умовного палива на відпущене тепло, кг/ГДж;
- Q_n^p - нижча робоча теплота згорання палива, МДж/кг;
- $\eta_{\text{реж}}$ - коефіцієнт, що враховує втрати при нестационарних режимах;
- $Q_{\text{від}}^{//}$ - тепло, відпущене зовнішнім споживачам, МВт·год/рік;
- E - вироблена електроенергія ТЕЦ, кВт·год/рік;

N - електрична потужність, МВт;

Скорочення:

АШ – антрацитовий штиб; БЗУ – блочна знесолювальна установка; ГВП – гаряче водопостачання; Д – деаератор; К – конденсатор; КЕС – конденсаційна електрична станція; К.К.Д. – коефіцієнт корисної дії; ПТ – промислова теплофікаційна турбіна; ПВТ – підігрівач високого тиску; ПНТ – підігрівач низького тиску; ПВП – пароводяний підігрівач; ПВК – пікові водогрійні котли; Р – турбіна з протитиском; РОУ – редуційно-охолоджуюча установка; Т – теплофікаційна турбіна; ТЕО – техніко-економічне обґрунтування; ТЕС – теплова електрична станція; ТЕЦ – теплоелектроцентрально; ТУ – теплофікаційна установка; ЦВТ – циліндр високого тиску; ЦСТ – циліндр середнього тиску; ЦНТ – циліндр низького тиску; ЧСТ – частина середнього тиску; ЧНТ – частина низького тиску; ШРОУ – швидкодіюча редуційно-охолоджуюча установка.

Індекси:

вен – вентиляція; *вир* – виробничий; *вк* – водогрійні котли; *вп* – власні потреби; *втр* – втрати; *гв* – гаряча вода; *гвп* – гаряче водопостачання; *гр* – грююча; *д* – деаератор; *е* – енергетичні котли; *еж* – ежектор; *жв* – живильна вода; *зм* – зворотня мережна вода; *зк* – зворотній конденсат; *зн* – знесолена вода; *зов* – зовнішній; *зс* – зовнішні споживачі; *к* – конденсат; *кон* – конденсатор; *мг* – мазутне господарство; *мп* – мережні підігрівачі; *мв* – мережна вода; *оп* – опалення; *п* – паливо; *підж* – підживлювальна; *пов* – повітря; *пп* – перегріта пара; *пр* – приміщення; *прод* – продувна; *рік* – річні показники; *ред* – редукована; *св* – свіжа; *сир* – сира; *сеп* – сепаратор; *т* – турбоагрегат; *хв* – холодна вода; *хо* – хімічно очищена вода; *тах* – максимальний.

ВСТУП

Теплофікація (когенерація) – централізоване теплопостачання на базі комбінованого виробітку електроенергії та тепла на ТЕЦ дає значну економію палива у порівнянні з роздільною схемою виробництва (котельня та КЕС) [1,2]. Теплові схеми ТЕЦ (промислових, опалювальних, змішаного типу) визначаються в основному тепловими схемами теплофікаційних турбоустановок, що мають, як і на КЕС, розвинену систему регенеративного підігріву живильної води та конденсату. У схему ТЕЦ додаються: мережна підігрівальна установка з мережними підігрівачами, зливні, мережні, підкачуючі, підживлюючі насоси, пристрої підживлення теплової мережі, вакуумні та атмосферні деаератори, пікові водонагрівальні котли та інше. На ТЕЦ використовуються турбіни типу ПТ, Р, Т, тиск пари перед якими (P_0) складає 9,0; 13,0; 23,5 МПа [1-3].

Теплова схема ТЕЦ може бути з поперечним зв'язками або блокового типу. В схемі з поперечними зв'язками головні паропроводи виконуються як секційні, з магістраллю, що переключається. Така схема ТЕЦ має переваги з точки зору надійності забезпечення споживачів електроенергією та теплом (парою, гарячою водою). Питання щодо вибору схеми компенсації зовнішніх втрат пари, води, конденсату вирішується шляхом співставлення варіантів фінансових витрат. При закритичних параметрах пари та блочній компоновці використовується 100% очистка конденсату у блочній знесолювальній установці (БЗУ). Якщо конденсат мережних підігрівачів відповідає нормам водно-хімічного режиму для прямоточних котлів енергоблоків ТЕЦ, він уводиться в лінію основного конденсату турбіни, при відхиленні якості - до БЗУ. При цьому схема

конденсатних насосів мережних підігрівачів переключаєть на спеціальні охолоджувачі для зниження температури перед БЗУ до 45°C [4].

Режими роботи теплофікаційних турбін відзначаються різноманітністю. Їх розділяють на теплофікаційні (з відпуском теплоти) і конденсаційні. Теплофікаційні режими бувають двох видів - робота за тепловим графіком навантаження (виробіток електроенергії визначається тепловою потужністю відборів; поворотна діафрагма закрыта) і робота за електричним графіком, коли є можливість змінювати електричну потужність турбін за рахунок збільшення конденсаційного виробітку електричної енергії в ЧНТ турбін (поворотна діафрагма відкрита частково або повністю). Експлуатація теплофікаційних турбін ведеться за діаграмами режимів, які визначають взаємозв'язок електричних та теплових потужностей при змінах тиску у відборах [5,6].

У даному учбовому посібнику розглянута робота ТЕЦ з турбінами різних типів у 4-х експлуатаційних режимах. Розрахунки режимів достатньо складні, потребують необхідних знань, вмінь та навиків використання літературних та довідкових джерел [3-7]. Набуття навиків розрахунків складних схем дозволяють студенту придбати необхідну кваліфікацію для проектування теплоенергетичних установок ТЕЦ, оцінки їх техніко-економічних показників, балансів пари, води, конденсату в умовах експлуатації на різних паливах та режимах на протязі року.

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА І РЕЖИМИ РОБОТИ ТЕЦ

1.1 Промислові ТЕЦ

Теплове навантаження промислових ТЕЦ, що обслуговують групу підприємств різного типу, визначається споживанням теплоти одного або двох найбільш потужних з них. Підприємства з безперервним та теплоємким технологічним процесом мають рівномірні добові графіки теплових навантажень.

Річні графіки тривалості теплових навантажень підприємств різних галузей промисловості діляться на три групи [4]:

- найбільш тепломісткі галузі промисловості (хімічна, нафтопереробна, гумовотехнічна, алюмінієва та ін.) з рівномірним річним споживанням теплоти і технологічним навантаженням до 90% (зимове середньодобове парове навантаження нафтопереробного заводу становить близько 95% максимальної, літнє (у робочий чи вихідний день) - близько 65% зимового максимуму);

- тепломісткі галузі промисловості зі значним технологічним навантаженням (для двозмінних підприємств легкої промисловості зимове парове навантаження робочого дня коливається в межах (65–100)% від максимуму, вихідного дня – (35-55)% від максимуму робочого дня);

- галузі малої тепломісткості (легка, машинобудівна та інші галузі промисловості, переважно з опалювально-побутовим навантаженням). Число годин використання максимуму навантажень цих груп галузей промисловості становить 4000–6000 годин на рік. Для технологічних процесів промислові споживачі використовують теплову енергію пари певних параметрів. Регульований промисловий відбір пари теплофікаційних турбін має тиск порядку 0,7; 1,3; 1,5 МПа. Для

теплофікаційних відборів потрібна пара з тиском, що змінюється залежно від виду споживача у відносно широких межах (0,2-0,3) – (1,0-2,0) МПа [5].

Можливі різні схеми відпуску пари від ТЕЦ: з протитиску турбін типу Р; з промислових відборів турбін типу ПТ; через РОУ; через термокомпресори, від пароперетворювачів [8]. Найпоширенішими є досить прості та дешеві «відкриті» схеми відпуску пари безпосередньо з відбору або протитиску турбін типу ПТ та Р з хімічним або термічним знесоленням додаткової води для відшкодування зовнішніх і внутрішніх втрат пари та зворотного конденсату. При сильно мінералізованій вихідній сирій воді застосовують випарні установки, що включають у теплову схему ТЕЦ. При «закритій» схемі вони включаються як пароперетворювачі, що забезпечує відпуск вторинної пари споживачам та надійний водний режим промислової ТЕЦ (конденсат пари з відбору турбіни залишається на ТЕЦ). Зовнішні втрати пари відбору і конденсату при цьому відсутні, а втрати на ТЕЦ зводяться до внутрішніх [4-8].

Теплові схеми турбін типу Р, ПТ з відпуском пари споживачам наведені у Додатку А.

1.2 Опалювальні ТЕЦ

У зв'язку із кліматичними особливостями території України, значна кількість тепла використовується для побутових потреб населення, опалення і вентиляції житлових та громадських будинків. При цьому централізований відпуск тепла від ТЕЦ та районних котелень становить біля третини всього теплового споживання [4,6-9].

Витрата тепла на опалення, вентиляцію приміщень і побутові потреби будинків, споруд $Q_{оп}$, кДж / год розраховується за формулою:

$$Q_{оп} = a_{оп}^{сп} \cdot V_{сп}^{зоб} \cdot (t_{пр} - t_{зоб}) \quad (1)$$

де a_{on}^{cn} – опалювальна характеристика будинку (споруди), кДж/(м³·год·°С) (для житлових будинків об'ємом 50-100 тис.м³ дорівнює 1,2–1,4; для промислових – 0,6–1,7) [4]; V – об'єм споруди за зовнішнім обміром, м³; $t_{np}; t_{зов}$ – температура повітря в приміщенні та зовні, відповідно, °С.

Температура повітря в приміщеннях повинна підтримуватися на рівні (16-20)°С: у житлових – 18 °С; у дитячих установах, школах, лікарнях – (20-22) °С; у театрах, торгових центрах, спортивних залах - 16 °С [1,5,10].

Температура зовнішнього повітря та її тривалість залежать від кліматичних умов місцевості і пори року, тому змінюються в широких межах (для м. Києва, Львова та Одеси - таблиця 1.1) [11].

Таблиця 1.1 – Тривалість інтервалів середньодобових температур зовнішнього повітря за опалювальний період, в годинах (для орієнтовних розрахунків)

Місто	Інтервали середньодобових температур зовнішнього повітря, °С							
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
Київ	1	5	36	166	502	1128	2472	4248
Львів	-	1	7	42	221	741	2376	4296
Одеса	-	-	4	20	117	408	1464	3792

Для інших міст України аналогічні дані наведені у додатку Г.

Вентиляцію житлових і цивільних будинків здійснюють підведенням зовнішнього повітря через вікна, кватирки, фрамуги та системи вентиляції. На підігрів цього повітря витрачається додаткова кількість тепла, що враховується коефіцієнтом a_{on}^{cn} . Витрата тепла на вентиляцію виробничих приміщень лінійно зростає зі зниженням температури зовнішнього повітря (до деякої температури) і далі підтримується постійною. При температурі

зовнішнього повітря (8-10)°C опалювально-вентиляційне навантаження відключається.

Сумарне теплове навантаження при наявності побутового споживання, яке має змінний річний характер (протягом доби, по днях тижня), є цілорічним. Графіки річної тривалості теплового навантаження для різних районів країни відрізняються [6].

На опалювальних ТЕЦ застосовуються теплофікаційні турбіни з конденсацією і теплофікаційними відборами пари (типу Т). Вибір тиску пари у відборах залежить від температурних графіків мережної води, опалювального навантаження та способу покриття її піків. Піки опалювального навантаження покриваються піковими водогрійними котлами [12].

Розподіл опалювального навантаження між відборами турбін і піковими водогрійними котлами характеризується коефіцієнтом теплофікації $a_{ТЕЦ}$ - відношенням максимального відпуску тепла з відборів турбін до сумарного відпуску тепла від ТЕЦ Q_{max} :

$$a_{ТЕЦ} = \frac{Q_{від}^{max}}{Q_{max}} = \frac{Q_{від}^{max}}{Q_{від}^{max} + Q_{ПВК}}, \quad (2)$$

звідки
$$Q_{ПВК} = \frac{Q_{від}^{max} (1 - a_{ТЕЦ})}{a_{ТЕЦ}}, \quad (3)$$

Пікові водогрійні котли є також тепловим резервом ТЕЦ. Значення $a_{ТЕЦ}$ визначається на підставі техніко-економічних розрахунків. Чим більше $a_{ТЕЦ}$, тим більше комбінований виробіток електричної і теплової енергії та менше сумарна витрата палива. Економічне значення $a_{ТЕЦ}$ тим більше, чим дорожче паливо, досконаліше теплофікаційні турбіни,

більший питомий виробіток електроенергії на тепловому навантаженні [1,6]. Для великих міст економічне значення коефіцієнта теплофікації при використанні теплофікаційних турбін типу Т-100/120-130, Т-110/120-130 становить (0,5–0,65), а для турбін типу Т-250/300-240 – (0,60–0,70). При збільшенні частки побутового споживання річне число годин використання максимального відпуску тепла з відборів турбін ТЕЦ зростає.

Основний підігрів мережної води здійснюється, у одному (ПТ-60-130/13) або у двох послідовно включених мережних підігрівачах, що живляться парою з теплофікаційних відборів турбін (ПТ-80-130/13, ПТ-135/165-130/15, Т-100/120-130, Т-110/120-130, Т-250/300-240). Тиск пари у верхньому відборі регулюється в межах 0,06-0,25, у нижньому – (0,05-0,2) МПа. Тиск верхнього відбору, при одночасній роботі двох відборів, регулюється поворотною діафрагмою, яка встановлюється за камерою нижнього відбору. Якщо нижній теплофікаційний відбір здійснюється з ЧСТ турбіни, то регулюючу діафрагму встановлюють перед входом пари в першу ступінь ЧНТ. Ступені між двома теплофікаційними відборами утворюють проміжний або теплофікаційний відсік турбіни.

Теплофікаційний режим (або режим роботи за «тепловим» графіком) характеризується мінімальним (вентиляційним) пропуском пари у ЧНТ через зазори діафрагми для надійного охолодження деталей частини низького тиску турбіни.

Таким чином, тиск пари у верхньому теплофікаційному відборі регулюється залежно від виду температурного графіка та значення $a_{ТЕЦ}$. Оскільки через мережні підігрівачі і пікові водогрійні котли проходить однакова кількість води, загальний підігрів її розподіляється між мережними підігрівачами і піковими котлами пропорційно відношенню:

$$\frac{a_{ТЕЦ}}{1 - a_{ТЕЦ}}, \quad (4)$$

Турбіна Т-100/120-130, яка забезпечує двоступінчатий підігрів мережної води паром двох опалювальних відборів, отримала широке застосування і вплинула на теплові схеми наступних теплофікаційних турбін Т-250/300-240, Т-175/210-130, Т-185/220-130.

Режим теплового навантаження визначається витратою гріючої пари з опалювальних відборів та їх тиском. Параметри відборів залежать від трьох факторів: 1 – теплова потужність, Q_m , МВт; 2 – витрата мережної води, $G_{м.в.}$, кг/с; 3 – температури зворотної мережної води, $t_{з.м.}$, °С.

Тиск пари у верхньому теплофікаційному відборі визначається з рівняння теплового балансу мережного підігрівача:

$$Q_{МП2} = G_{м.в.} \cdot (h''_{МП2} - h'_{МП2}), \quad (5)$$

де $h''_{МП2}$, $h'_{МП2}$ - ентальпії мережної води на виході та вході мережного підігрівача, кДж/(кг·°С).

За значенням $h''_{МП2}$ та тиска зворотної мережної води, яке, як правило, складає $p_{з.м.в.} = (0,5-1,0)$ МПа, визначаємо температуру мережної води за МП2 $t_{МП2}$. Приймаючи недогрів в мережному підігрівачі в межах $J_{МП2} = (3-5)$ °С, визначаємо температуру насичення гріючої пари в підігрівачі:

$$t'_{m2н} = t_{m2н} + J_{МП2} \quad (6)$$

і по таблицях водяної пари отримаємо відповідний тиск насичення пари, МПа. Тиск у верхньому теплофікаційному відборі буде більшим на величину втрат тиску в трубопроводі відбору, які зазвичай складають (5-8) % від тиску відбору, тобто 0,01 – 0,02 МПа:

$$p_{m2} = p'_{m2} + (0,01 \div 0,02) \quad (7)$$

Тиск в нижньому теплофікаційному відборі $p_{\text{МПІ}}$ залежить від пропуску пари через відсік 22-ї та 23-ї ступенів між теплофікаційними відборами та від конденсуючої здатності мережного підігрівача МПІ. З одного боку, тиск p_{m1} визначається з формули:

$$\frac{D_{22-23}}{D_{22-23}^0} = \sqrt{\frac{p_{m2}^2 - p_{m1}^2}{p_{m20}^2 - p_{m10}^2}}, \quad (8)$$

$$p_{m1} = \sqrt{p_{m2}^2 - (p_{m20}^2 - p_{m10}^2) \cdot \left(\frac{D_{22-23}}{D_{22-23}^0}\right)^2}, \quad (9)$$

де p_{m1} – тиск відповідно у верхньому та нижньому теплофікаційних відборах для розрахункового режиму, МПа; D_{22-23}^0 – витрата пари через відсік при розрахунковому режимі, кг/с; p_{m2} – тиск відповідно у верхньому та нижньому теплофікаційних відборах для даного режиму, МПа; D_{22-23} – витрата пари через відсік 22-23-ій ступенів при заданому режимі, кг/с.

Тиск p_{m1} можна визначити також із графіка залежності $D_{22-23} = f(p_{m2}, p_{m1})$, який наведено на рис. 1 (дані заводу-виробника).

Витрата пари через відсік 22-23-ій ступенів дорівнює:

$$D_{22-23} = D_{m1} + D_{\text{ЧНТ}} + D_{\text{МПІ}} \quad (10)$$

Попередньо оцінюючи значення пропуску пари в конденсатор $D_{\text{ЧНТ}}$ і витрату пари $D_{\text{МПІ}}$ на підігрівач МПІ і, задаючи значення, D_{m1} , знаходимо витрату пари D_{22-23} та тиск p_{m1} . Залежність $p_{m1} = f(D_{m1})$ представлена кривою 1 на рис. 1.

З іншого боку тиск p_{m1} визначається з врахуванням рівняння теплового балансу мережного підігрівача:

$$Q_{\text{МПІ}} = D_{\text{ТІ}} \cdot q_{\text{ТІ}} \cdot h_{\text{П}} = G_{\text{М.В.}} (h'_{\text{МПІ}} - h'_{\text{3.М.}}) \quad (12)$$

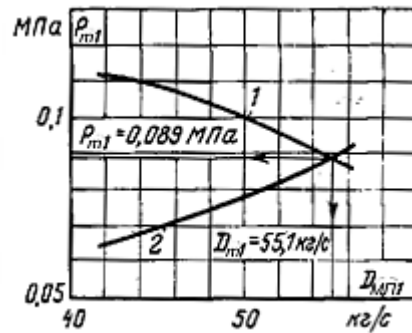


Рисунок 1. Графічне визначення тиску та витрати пари нижнього опалювального відбору.

З (12) знаходимо ентальпію мережної води за МП1:

$$h'_{МП1} = h'_{з.м.} + \frac{Q_{МП1}}{G_{м.в.}} = h'_{з.м.} + \frac{D_{т1} \cdot q_{т1} \cdot h_{п.}}{G_{м.в.}}. \quad (13)$$

По ентальпії $h'_{МП1}$ і тиску мережної води $p_{м.в}$ визначаємо температуру мережної води за МП1 $t_{МП1}$. Приймаємо недогрів в МП1 $J_{МП1} = (3-5) ^\circ\text{C}$, знаходимо температуру насичення гріючої пари в підігрівачі:

$$t'_{m1н} = t_{МП1} + J_{МП1}, \quad (14)$$

і відповідний їй тиск пари p'_{m1} .

Тиск в нижньому теплофікаційному відборі p_{m1} можна прийняти на рівні $p_{m1} = p'_{m1} / 0,95$, тому що втрати тиску в паропроводі нижнього відбору складають приблизно 5%. Таким чином, задаючись значенням D_{m1} , з врахуванням (12), отримуємо залежність $p_{m1} = f(D_{m1})$ (крива 2 на рис. 1).

Перетин кривих 1 та 2 визначає шукані значення p_{m1} і D_{m1} в заданому режимі.

2. ЗАДАЧІ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕЦ

Розрахунки теплової схеми ТЕЦ виконуються, як правило, на стадії технічного проекту. На підставі цих розрахунків вибирається основне устаткування ТЕЦ або перевіряється його склад, запропонований на попередніх стадіях проектування.

За розрахунком теплової схеми в технічному проекті електростанції розробляються рекомендації з оптимальних режимів роботи ТЕЦ, розподілу навантаження між основними агрегатами, складаються баланси пари, живильної води, тепла і виконуються розрахунки щодо вибору: пікових водогрійних котлів, баків-акумулятор, живильних насосів, деаераторів і баків живильної води, редуційно-охолоджуючих установок, ємностей баків запасу знесоленої води і забрудненого конденсату, дренажних баків, насосів до цих баків, деаераторів підживлення тепломережі, іншого допоміжного обладнання.

Розрахунок теплової схеми є необхідним для: вибору допоміжного обладнання ТЕЦ, розрахунку діаметрів трубопроводів, складання балансів пари і живильної води, визначення техніко-економічних показників. Розрахунок теплової схеми є невід'ємною частиною проектування розгорнутої теплової схеми трубопроводів електростанцій.

Від замовника повинні бути отримані наступні вихідні дані:

- максимально-зимове теплове навантаження опалення і вентиляції;
- середньогодинне теплове навантаження гарячого водопостачання (відповідно до витрат води з системи питного водопроводу та графіку поточного водорозбору при відкритій схемі);

- максимально-зимовий, максимально-літній, середньо-зимовий та середньо-літній, а також річні витрати пари на технологічні потреби з вказівкою параметрів пари на ТЕЦ (тиск і температура);
- дані про повернення конденсату пари, що відпускається на виробництво: температура зворотного конденсату; якісна характеристика конденсату відносно забруднення;
- максимальночасові, середньогодинні та річні витрати гарячої води на технологічні потреби, температура гарячої води;
- температурний графік теплової мережі;
- категорії споживачів пари (можливість і час перерви паропостачання);
- режими роботи ТЕЦ за умовами енергосистем (можливість зниження потужності в зимовий і літній періоди роботи по змушеному тепловому або електричному графіках, режим роботи в літній період);
- річна кількість годин використання встановленої потужності ТЕЦ;
- графіки тисків мережної води на колекторах ТЕЦ;
- теплові втрати і витоки в теплових мережах.

Від заводів-виробників турбін повинні бути отримані технічні умови, схеми та діаграми режимів (Додатки А, Б, В).

Дані, які необхідні для розрахунку теплової схеми, можуть бути отримані з діючих керівних нормативних матеріалів, технічної літератури. До таких даних відносяться:

- кліматичні дані (розрахункові температури зовнішнього повітря для опалення і вентиляції, середня температура найбільш холодного місяця, середня температура опалювального періоду, тривалість стояння температур зовнішнього повітря, тривалості опалювального та неопалювального періодів та ін.);

– споживання тепла в гарячій воді і пари на власні потреби ТЕЦ (витрати, параметри, режими) і ін.

Режими покриття теплових навантажень слід погоджувати з графіком ремонту основного устаткування. Покриття теплового навантаження опалення здійснюється за рахунок відборів турбін і пікових водогрійних котлів.

Одинична потужність теплофікаційних агрегатів на ТЕЦ, що входять в енергосистему, вибирається по можливості більшою з урахуванням характеру і перспективної величини теплових навантажень району.

Турбіни з виробничим відбором пари вибираються з врахуванням тривалого використання цього відбору на протязі року, турбіни з протитиском вибираються для покриття базової частини виробничого парового навантаження і не встановлюються в якості перших агрегатів ТЕЦ.

При встановленні турбін з подвійним значенням номінальної електричної потужності (наприклад, Т-250/300-240) номінальна встановлена потужність ТЕЦ визначається по сумі максимальних значень потужностей окремих турбін. Робоча потужність таких агрегатів і вироблена ними електроенергія визначаються в проекті ТЕЦ відповідно до графіка теплового навантаження.

Розрахунок теплової схеми виконується, як правило, для чотирьох режимів, два з яких (I, II) є розрахунковими для вибору основного і допоміжного устаткування, режими (III, IV) є розрахунковими для визначення середньорічних питомих витрат палива на енергію, що відпускається.

У випадку, якщо виконуються додаткові розрахунки теплової схеми не для визначення середньорічних техніко-економічних показників, а для виявлення режимів роботи ТЕЦ або для вибору джерел покриття власної

витрати тепла, необхідно також враховувати витрати пари і тепла на власні потреби ТЕЦ.

Розподіл теплового навантаження між турбоагрегатами повинно здійснювати так, щоб забезпечувалося найбільший виробіток електроенергії на тепловому споживанні. Додаткове теплове навантаження передається на той агрегат, який має більший приріст виробітку електроенергії на одиницю витрати пари, що відбирається, або тепла.

Розрахункові витрати мережної води для прийнятої системи тепlopостачання визначаються згідно СНіП 2.04.85 «Теплові мережі» з урахуванням графіків теплових навантажень і температур мережної води. При виборі мережних насосів необхідно враховувати зміну витрати мережної води при поточній зміні навантаження гарячого водопостачання.

Витрата води на підживлення тепломережі приймається рівною сумі середньогодинної витрати води на гаряче водопостачання при відкритій схемі і компенсації втрат води в трубопроводах теплових мереж та приєднаних до них місцевих систем.

Вибір баків-акумуляторів і підживлювальних насосів доцільно робити на основі графіка поточного водорозбору.

При розрахунку середньо-зимового режиму для перевірки завантаження основного устаткування і визначення середньорічних техніко-економічних показників ТЕЦ, теплове навантаження приймається середнім за опалювальний період з розподілом між відборами турбін і піковими водогрійними котлами (або РОУ). При цьому електричне навантаження, як правило, визначається тепловим навантаженням. Це відповідає режиму роботи турбоагрегатів типу ПТ і Т за графіком з мінімальним пропуском пари в конденсатор. При розрахунку теплової схеми в літньому режимі варто керуватися «Інструкцією по визначенню в проектах необхідної потужності і виробітку електроенергії ТЕЦ у неопалювальний період» [3].

3. ВИМОГИ НОРМ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТЕС

При проектуванні ТЕЦ необхідно виконувати вимоги, які викладено у «Нормах технологічного проектування ТЕС і теплових мереж» [13].

3.1 Котельне відділення

На ТЕЦ з проміжним перегрівом пари, а також на ТЕЦ без проміжного перегріву з переважно опалювальним навантаженням і на ТЕЦ без проміжного перегріву з переважним паровим навантаженням застосовуються, як правило, блокові схеми (поперечні зв'язки потребують обґрунтування).

Енергетичні котли паропродуктивністю 400 т/год і вище, а також пікові котли теплопродуктивністю 100 Гкал/год (416 ГДж/год, 116,3 МВт) і вище повинні виконуватися газощільними (газо-мазутні – під наддувом або під розрідженням, пиловугільні - тільки під розрідженням).

Паропродуктивність котлів блокових ТЕЦ вибирається по максимальному пропуску гострої пари через турбіну з урахуванням витрат її на власні потреби та з запасом 3%.

Паропродуктивність і число котлів, що встановлюються на ТЕЦ з поперековими зв'язками, вибирається по максимальній витраті пари машинним залом з урахуванням власних потреб і запасу в розмірі 3%.

Теплопродуктивність та число пікових водогрійних і парових котлів низького тиску вибирається, виходячи з умови покриття ними, як правило, (40-45)% максимального теплового навантаження опалення, вентиляції і гарячого водопостачання.

На блокових ТЕЦ при виході з роботи одного енергоблоку або одного котла дубль-блоку, енергоблоки та встановлені пікові котли, що залишилися в роботі, повинні забезпечувати максимально тривалий відпуск пари на виробництво і 70% відпуску тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання або середню потребу за самий холодний місяць року.

На ТЕЦ з поперечними зв'язками установка резервних водогрійних і парових котлів низького тиску не передбачається. У випадку відключення одного енергетичного котла, ті котли, що залишилися в роботі, і всі встановлені водогрійні котли повинні забезпечувати максимально-тривалий відпуску пари на виробництво і 70% відпуску тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання (при розрахунковій температурі зовнішнього повітря). При чому для ТЕЦ, що входять до складу енергосистем, допускається зниження електричної потужності на величину найбільш потужного турбоагрегату.

На ТЕЦ докритичного тиску пари з морським водопостачанням застосовуються, як правило, барабанні котли.

Для ТЕЦ, що працюють на твердому паливі, незалежно від його виду, рекомендується замкнена індивідуальна система пилоприготування.

При кулькових барабанних млинах пилоприготувальна установка виконується за схемою із проміжним бункером пилу. На котел паропроductивністю 400 т/год і більше встановлюється два млини, для котлів меншої паропроductивності, а також для водогрійних котлів потужності 180 Гкал/год (755 ГДж/год, 209 МВт) і нижче приймається установка одного млина на котел. При цьому у всіх випадках здійснюється зв'язок по бункерах пилу з сусідніми котлами. Продуктивність млинів вибирається з розрахунку забезпечення 110% номінальної паропроductивності (теплопродуктивності) котла.

При середньоходових млинах, млинах-вентиляторах і молоткових млинах пилоприготувальна установка виконується по схемі з прямим вдуванням (застосування пилових бункерів вимагає обґрунтування). Для котлів з прямим вдуванням паропродуктивністю 400 т/год і більше, кількість млинів у системах пилоприготування вибирається не менше трьох, для котлів меншої паропродуктивності і водогрійних котлів (209 МВт і нижче) - не менше двох млинів. Продуктивність млинів вибирається з розрахунку того, щоб при зупинці одного з них ті, що залишилися (без форсування), забезпечували: при 2-х встановлених млинах - не менш 60 %, при 3-х - не менш 80 %, при 4-х - не менш 90 %, при 5-и млинах - 100 % номінальної паропродуктивності котла. При установці цих млинів у системі пилоприготування з пиловим бункером коефіцієнт запасу їхньої продуктивності вибирається: при 2-х встановлених млинах на котел 1,35, при 3-х - 1,2, при 4-х і більше - 1,1.

Зважування палива провадиться в тракті паливоподачі. Автоматичні ваги перед млинами не встановлюється.

Продуктивність живильників сирого вугілля приймається з коефіцієнтом запасу 1,1 до продуктивності млинів.

Корисна ємність бункеру сирого вугілля котельні приймається з розрахунку не менше: для кам'яного вугілля і АШ - 8-годинного запасу, для бурого вугілля і сланців - 5-годинного запасу, для торфу - 3-годинного запасу.

Вихідний переріз бункерів сирого вугілля і тічок на живильник приймається не менше 1000 мм у будь-якому напрямку. Внутрішні грані кутів бункерів закруглюються або перекриваються площиною. Бункери сирого вугілля і торфу котельні забезпечуються пневмообрушувачами.

Продуктивність живильників пилу вибирається з розрахунку забезпечення номінальної продуктивності котла при роботі всіх живильників з навантаженням 70-75% їхньої номінальної продуктивності.

Кут нахилу стінок бункерів пилу та розміри вихідних отворів приймаються:

а) 60° - для вугілля з нормальними сипучими властивостями (розміри отворів - не менш 1,1 м у всіх напрямках);

б) 65° - для вугілля з погіршеними сипучими властивостям (кут природного укосу більше 60° ; розміри отворів - не менш 1,6 м у всіх напрямках);

в) для шламу, промпродукту та вугілля, що мають кут природного скосу більше 70° (кут нахилу стінок - не менш 70° , розмір отвору - не менш 1,8 м у всіх напрямках).

Корисна ємність проміжних бункерів пилу в котельні повинна забезпечити не менш двох – 2,5 годин запасу номінальної потреби котла, понад «неспрацьованої» ємності бункера, необхідної для надійної роботи пилосживильників.

Характеристика димососів і дуттєвих вентиляторів вибирається з урахуванням запасів проти розрахункових величин: 15% з продуктивності і 20% з напору. При номінальному навантаженні котла димососи повинні працювати при ККД не нижче 90%, а вентилятори не нижче 95 % максимального значення.

При встановленні на котел двох димососів і двох дуттєвих вентиляторів продуктивність кожного з них вибирається по 50%. Для котлів на АШ і пісному вугіллі у випадку роботи одного димососа або одного дуттєвого вентилятора повинно бути забезпечено навантаження котла не менш 70%.

Для регулювання роботи відцентрових димососів і дуттєвих вентиляторів котлів блокових установок застосовують направляючі апарати з поворотними лопатками в сполученні з двошвидкісними електродвигунами; для осьових димососів – направляючі апарати з одношвидкісними електродвигунами.

Спалювання сірчистих палив вимагає заходів і пристроїв для захисту поверхонь нагрівання котлів і газоходів від корозії. При встановленні на ТЕЦ водогрійних котлів, що використовують паливо з вмістом сірки більше або рівним 0,1%, температура мережної води на вході в котел повинна бути не нижче 110°C.

У котельних відділеннях ТЕЦ передбачається тупиковий залізничний заїзд нормальної колії та наскрізний проїзд автотранспорту, довжина заїзду повинна забезпечувати зняття вантажів із залізничної платформи за допомогою вантажопідйомних механізмів. При кількості енергоблоків шість і більше передбачається один бічний заїзд автотранспорту з боку димарів.

У котельному відділенні на декількох позначках (нульовій, площадці керування) передбачаються ремонтні зони для транспортування і розміщення матеріалів і устаткування з навантаженнями на перекриття (0,5-1,5) т/м².

Незалежно від типу вантажопідйомних механізмів для ремонтних робіт у котельному відділенні повинні бути вантажопасажирські ліфти, що одночасно використовуються і для експлуатації.

Для збирання пилу в приміщеннях котельні пиловугільних ТЕС проектується пневматична усмоктувальна система з розведенням трубопроводів, а для прибирання підлог - система гідрозмиву.

3.2 Турбінне відділення

Одинична потужність і тип теплофікаційних агрегатів на ТЕЦ, що входять в енергосистему, вибираються по можливості більш крупними, з урахуванням характеру і перспективного розміру теплових навантажень району.

Турбіни з виробничим відбором пари вибираються з урахуванням тривалого використання цього відбору протягом року.

Турбіни з протитиском рекомендуються для покриття базової частини виробничого парового навантаження і в якості перших агрегатів ТЕЦ не встановлюються. У схемі трубопроводів ТЕЦ передбачається можливість максимального завантаження турбін з протитиском за рахунок скорочення виробничих і опалювальних відборів турбін, що мають конденсатори.

Для турбін із подвійним значенням номінальної потужності (наприклад, Т-250/300-240) встановлена електрична потужність ТЕЦ визначається по максимальному значенню потужності турбін. Робоча потужність таких агрегатів і виробіток ними електроенергії визначається відповідно до графіку теплового навантаження.

Теплова схема і устаткування блоків з закритичним тиском пари повинні забезпечувати можливість роботи блоку на змінному тиску.

Для ТЕЦ рекомендується використовувати у якості пускової тимчасову котельню, що споруджується для обслуговування будівельно-монтажних робіт.

Забруднені дренажі повинні піддаватися очищенню для повторного використання в циклі. Схеми трубопроводів повинні передбачати можливість проведення парових продувань, передпускових і експлуатаційних хімічних промивань, а також консервацію устаткування.

Продуктивність і число регенеративних підігрівачів основного конденсату турбін визначаються числом наявних для цих цілей відборів пари. При цьому, кожному відбору пари повинний відповідати один корпус підігрівача (за винятком деаераторів).

Кількість і продуктивність живильних насосів повинні відповідати нижче приведеним нормам:

- для ТЕС з блоковими схемами продуктивність живильних насосів визначається максимальними витратами живильної води з запасом не менше 5%;

- на блокових ТЕЦ з закритичним тиском пари встановлюються один насос з турбопривідом продуктивністю 100% і один пуско-резервний насос з електроприводом і гідромурфтою продуктивністю 50%.

Для електростанцій зі спільними живильними трубопроводами:

- на електростанціях, включених в енергосистему, сумарна продуктивність всіх живильних насосів повинна бути такою, щоб у випадку зупинки будь-якого з них, ті, що залишилися, забезпечували номінальну продуктивність всіх встановлених котлів;

- на ізольованих електростанціях, які не включені в енергосистему, сумарна продуктивність живильних насосів повинна забезпечувати роботу всіх встановлених котлів при номінальній паропроductивності (передбачається не менше двох резервних живильних насосів з паровим або електричним приводом, що мають незалежне живлення).

У турбінному відділенні встановлюються два мостові електричні крани, вантажопідйомність яких приймається з розрахунку підйому найважчої деталі при ремонті турбоагрегату, крім статора генератора, для якого передбачається безкрановий монтаж. Допоміжне устаткування,

розташоване в турбінному відділенні, компонується з урахуванням обслуговування його краном.

У турбінному відділенні з боку постійного та тимчасового торців, а також через кожні чотири турбіни передбачаються монтажні-ремонтні майданчики з наскрізним проїздом автотранспорту, а з боку тимчасового торця - залізничний в'їзд.

Сумарна продуктивність деаераторів живильної води вибирається по максимальній її витраті. На кожний блок встановлюється, по можливості, один деаератор. На неблочних електростанціях забезпечується ремонт будь-якого деаератора при роботі інших. Опір водяного тракту від деаератора до всмоктування живильних або бустерних насосів не повинен перевищувати 1000 мм.в.ст. Сумарний запас живильної води в баках основних деаераторів повинен забезпечувати роботу блокових електростанцій не менше 3,5 хвилин, неблочних - 7 хвилин.

На ТЕЦ зі значними добавками води в цикл у якості першого ступеню деаерації, як правило, застосовуються вакуумні деаератори.

Деаерації підлягають: а) знесолена вода для компенсації втрат у циклі; б) вода з дренажних баків, в які повинні направлятися всі потоки, що мають відкритий злив; в) злив конденсату від приводу систем регулювання турбін, охолодження електродвигунів, приводу арматури БРОУ, РОУ та інші.

До основних деаераторів передбачається підвід резервної пари для утримання в них тиску при скиданнях навантаження і деаерації води при пусках. На лініях підводу резервної пари встановлюється автоматично діюча арматура.

Тепло випару деаераторів живильної води використовується в тепловій схемі електростанції.

У проекті повинні бути прийняті заходи для запобігання присосів кисню в конденсатних насосах і конденсатному тракці шляхом застосування раціональних схем вакуумної частини конденсатного тракту, а також відповідного типу арматури і фланцевих з'єднань.

На електростанціях створюється додатковий запас знесолоної води в баках без тиску, встановлених поза спорудами. На блокових електростанціях ємність баків приймається на 30 хв. роботи електростанції з максимальним навантаженням, але не менше 4000 м³, на інших - на 40 хв., але не менше 2000 м³. Зазначені ємності включають ємність для збору забрудненого конденсату. Баки повинні мати антикорозійний і тепловий захист і систему контролю за станом металу.

Продуктивність і кількість насосів, що відкачують воду з зазначених баків, забезпечує одночасно нормальне підживлення циклу і 30% витрати живильної води в найбільшій турбоустановці. Насоси встановлюються в кількості не менше двох, без резерву. Ємність баків і продуктивність насосів на ТЕЦ повинні забезпечувати одночасний пуск 2-х котлів найбільшої паропроductивності.

На кожний блок передбачається установка одного дренажного баку ємністю 15 м³ з двома насосами для регулювання рівня. На неблокових електростанціях припускається установка одного такого бака на дві-три турбіни. Відкачка води з дренажних баків повинна проводитися у баки запасу знесолоної води або у деаератор.

На кожні чотири-шість котлів електростанції передбачається, як правило, один загальний бак зливу ємністю (40-60) м³ з насосом, що забезпечує відкачку води на протязі (1-1,5) год. в баки запасу конденсату.

На ТЕЦ підігрів сирогої води, що надходить на хімоводоочищення для підживлення мереж з відкритим водорозбором, здійснюється, як правило, у виділених теплофікаційних пучках конденсаторів турбін.

Редукційно-охолоджувальні установки, призначені для резервування регульованих відборів пари на виробництво, встановлюються по одній для даних параметрів пари продуктивністю, дорівнює максимальному відбору найбільш потужної турбіни.

При виході з роботи однієї з турбін, інші турбіни, пікові котли і РОУ для пікових мережних підігрівачів повинні забезпечити відпуск тепла на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання в кількості 70% при розрахунковій температурі зовнішнього повітря.

Для забезпечення необхідного напору на всмоктуванні мережного насоса II ступеня робочий тиск у горизонтальних мережних підігрівачах теплофікаційних турбін приймається не менше 0,8 МПа.

Для неблокових електростанцій головні паропроводи виконуються, як правило, за одноступеневим схемою з перемичкою, що секціонується засувками. Діаметр перемички вибирається так, щоб при пропусканні по ній пари до будь-якої турбіни від сусіднього котла тиск перед турбіною не падав нижче прийнятої мінімальної межі.

Поверхні теплосилового устаткування з температурою теплоносія вище 50 °С (всередині споруд) і вище 60 °С (поза спорудами) повинні мати теплову ізоляцію. При температурі зовнішнього повітря +25 °С температура на поверхні ізоляції повинна бути в межах +(45-48) °С у помешканні і +60 °С на відкритому повітрі.

4 ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

Вихідними даними для проектування ТЕЦ є, насамперед, теплові та електричні навантаження, характеристики палива і кліматичні дані району будівництва. Для ТЕЦ, що працюють в енергосистемі за незалежним

електричним графіком, крім навантаження, задається також сумарна електрична потужність і припустиме зниження її при аварійному відключенні одного з встановлюваних турбоагрегатів. Підготовка вихідних даних у частині електричних навантажень виконується в електричній частині проекту, турбоагрегати вибирають у тепловій частині проекту. Крім теплового навантаження і палива, для проектування теплової частини ТЕЦ потрібно мати дані по вихідній воді, питанням кооперування допоміжних служб (ремонтних майстерень, лабораторій та ін.) з аналогічними службами промпідприємств, які обслуговуються ТЕЦ, по обмеженнях висотних споруджень (димарів) і стану атмосфери в районах, що прилягають до пункту будівництва ТЕЦ (загазованість з урахуванням фонові концентрації викидів). Проектування і будівництво промислово-опалювальних ТЕЦ і розширення існуючих повинно проводитися у відповідності зі схемами тепlopостачання промислових вузлів або з урахуванням спеціального ТЕО, затвердженого у встановленому порядку.

5 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕЦ НА ЧОТИРИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ РЕЖИМИ

Розрахунок теплової схеми ТЕЦ виконується з метою складання парового балансу, що дозволяє визначити необхідну потужність котлів і перевірити ефективність прийнятих до установки турбін.

Як видно з теплової схеми ТЕЦ (Рисунок 2), свіжа пара від котлів безпосередньо використовується турбінами і РОУ. Витрата пари турбінами визначається їх потужністю, відбором пари для зовнішніх споживачів і власних потреб ТЕЦ. Витрата свіжої пари турбінами D_0 оцінюється по

заводських діаграмах режимів (Додаток В), що представляють собою залежність виду:

$$D_0 = f(N_T, \sum D_{\text{від}}), \quad (15)$$

де, N_T - електрична потужність турбіни; $\sum D_{\text{від}}$ - сумарна витрата пари відборів для зовнішніх споживачів і власних потреб.

Витрата пари на РОУ визначається з урахуванням упорскування охолоджуючої води.

Теплова схема ТЕЦ розраховується для чотирьох характерних режимів роботи ТЕЦ [3,4]:

I режим – максимально-зимовий, відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря для опалення і визначає максимальний виробіток пари на ТЕЦ, сумарну потужність встановлених котлів (основних і пікових). Опалювально-вентиляційні навантаження і навантаження по технологічній парі в цьому режимі приймаються максимально-добовими, навантаження гарячого водопостачання - середньогодинне за тиждень.

II режим - розрахунково-контрольний, відповідає середній за найбільш холодний місяць температурі зовнішнього повітря і розраховується за умови аварійної зупинки одного найбільш потужного котла ТЕЦ. При цьому, згідно вимог [3-6], повинні забезпечуватися:

- 1) максимально тривала подача пари на виробництво;
- 2) середня за найбільш холодний місяць подача тепла на опалення;
- 3) середньодобова витрата тепла на гаряче водопостачання (середньо-тижнева).

Цей режим визначає число і одиничну потужність встановлюваних на ТЕЦ парових і водогрійних котлів.

III режим – середньо-опалювальний, розраховується при середній за опалювальний період температурі зовнішнього повітря і відповідних опалювальних навантаженнях. Залежно від дійсного коефіцієнту теплофікації ТЕЦ опалювальне навантаження в цьому режимі може покриватися з частковим використанням водогрійних котлів. Навантаження по парі, що відпускається з ТЕЦ промисловим споживачам, в цьому режимі приймається зимове, максимально-добове. При виборі турбоагрегатів з урахуванням коефіцієнта теплофікації по промислових відборах a_n , що може бути менше одиниці у всіх режимах опалювального періоду (зима), пікова частина навантаження по парі, що відпускається ТЕЦ споживачам, покривається піковими джерелами (пікові парові котли низького тиску або РОУ). Бажано, щоб робота цих джерел була врахована в пароводяному балансі ТЕЦ, тому в *III* режимі і необхідно вести розрахунок по максимально-добовому відпуску пари на виробництво.

IV режим – літній, характеризує роботу ТЕЦ при відсутності опалювальних відборів. Навантаження по технологічній парі в IV режимі приймається максимально-добовим, а по гарячому водопостачанню (ГВП) - середнім за тиждень.

Для закритих систем навантаження ГВП необхідно приймати у I режимі - максимальним, у II, III, IV - середнім за тиждень. Розрахункові температури зовнішнього повітря для характерних режимів опалювального періоду визначаються по кліматологічним таблицям [11].

Для зручності розрахунок теплової схеми розділяють на три частини:

Перша частина – розрахунок витрат пари зовнішніми споживачами, до яких відносяться виробничі споживачі пари і гарячої води, теплофікаційні установки та установки гарячого водопостачання.

Друга частина – підрахунок витрат пари на власні потреби (деаератори живильної води, регенеративні підігрівачі низького тиску, регенеративні підігрівачі високого тиску) і необхідного виробітку пари котлами.

Третя частина – заключна, становить розрахунки для складного пароводяного балансу ТЕЦ, що характеризує теплову роботу електростанції протягом всього року.

Для теплових схем промислових ТЕЦ рекомендується метод розрахунку за допомогою діаграм режимів парових турбін по попередньо заданій величині сумарної продуктивності котлів, що дозволяє з найменшою витратою часу одержати всі необхідні розрахункові величини [Додаток В].

Паропродуктивність, отриману з розрахунку першого наближення, порівнюють із попередньо прийнятою величиною і, якщо розбіжність перевищує припустиму величину, розрахунок повторюють, приймаючи за основу значення, отримане в результаті розрахунку першого наближення.

Точність такого розрахунку залежить від числа послідовних наближень. Практично при розрахунках теплових схем промислових ТЕЦ досить одержати збіжність розрахованих величин з попередньо прийнятими в межах (2-3) %, що досягається після одного або двох послідовних наближень.

Розрахунок виконується паралельно для всіх чотирьох режимів із застосуванням табличної форми запису, як показано в прикладі.

Розглянемо кожну частину розрахунків у порядку послідовності виконання.

5.1. Розрахунок витрат пари зовнішніми споживачами.

При обраних турбінах і тепловій схемі ТЭЦ витрати пари зовнішніми виробничими споживачами приймаються безпосередньо по таблиці теплових навантажень ТЕЦ. Витрата пари теплофікаційною установкою (підігрівачі мережної води, деаератор підживлення, пароводяні підігрівачі) визначається розрахунком. Навантаження підігрівачів розраховується за рівнянням теплового балансу теплофікаційної системи.

Витрата тепла теплофікаційною установкою $Q_{ТУ}$:

$$Q_{ТУ} = Q_{оп} + Q_{вен} + Q_{гвп} + Q_{втр} = Q_{підж} + Q_{мп}, \quad (16)$$

де $Q_{оп}; Q_{вен}$ - теплове навантаження систем опалення та вентиляції, відповідно, МВт, $Q_{гвп}$ - теплове навантаження гарячого водопостачання, МВт, $Q_{втр}$ - втрати тепла з витоками води та охолодженням теплопроводів, МВт, $Q_{підж}; Q_{мп}$ - тепло, що вводиться в систему з підживлюючою водою та через поверхні нагрівання мережних підігрівачів, відповідно, МВт.

Витрата води на гаряче водопостачання $G_{гвп}$, т/год, визначається за формулою:

$$G_{\text{ГВП}} = \frac{3.6 \cdot Q_{\text{ГВП}}}{c_p \cdot (t_{\text{ГВ}} - t_{\text{ХВ}})} \quad (17)$$

де $t_{\text{ГВ}}; t_{\text{ХВ}}$ - температура гарячої води, що віддається споживачеві, і холодної (вихідної), яка надходить в систему, відповідно, °С; c_p - теплоємність води, МДж/(кг·°С) [15].

Сумарна витрата підживлюючої води $G_{\text{підж}}$, т/год, з урахуванням витоків при відкритій системі теплопостачання, $G_{\text{вт}}$, т/год, становить:

$$G_{\text{підж}} = G_{\text{ГВП}} + G_{\text{вт}} \quad (18)$$

Втрати тепломережі приймаються у розмірі 0,5% обсягу води в трубопроводах тепломереж з урахуванням безпосередньо підключених до них місцевих опалювально-вентиляційних систем споживачів [4,5].

Втрата тепла з витоком води з теплової мережі $Q_{\text{вт}}$, МВт, становить:

$$Q_{\text{вт}} = \frac{1}{3,6} \cdot G_{\text{вт}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{ТМ}}^{\text{ср}} - t_{\text{ХВ}}), \quad (19)$$

де, крім раніше зазначених величин, $t_{\text{ТМ}}^{\text{ср}}$ – середня температура води в тепловій мережі, °С.

Тепло, що внесене в систему з підживлюючою водою, $Q_{\text{підж}}$, МВт складає:

$$Q_{\text{підж}} = \frac{1}{3,6} \cdot G_{\text{підж}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{підж}} - t_{\text{ХВ}}), \quad (20)$$

де, крім раніше зазначених величин, $t_{\text{підж}}$ - температура підживлюючої води, °С.

Витрата пари на деаератор підживлення $D_{\text{підж}}$, т/год, дорівнює:

$$D_{\text{підж}} = G_{\text{підж}} \cdot \frac{c_p \cdot (t_{\text{підж}} - t_{\text{ХВ}})}{(h_n - c_p \cdot t_{\text{ХВ}}) \cdot h_o}, \quad (21)$$

де, окрім раніше зазначених величин, $t_{\text{підж}}; t_{\text{хо}}$ - температура підживлюючої і хімічно очищеної води, відповідно, °С; $h_{\text{п}}$ – ентальпія пари, що надходить у деаератор, кДж/кг; h_o - коефіцієнт, що враховує втрату деаератором тепла в навколишнє середовище (0,99-0,995);.

Формула (16) не враховує витрату пари на вентиляцію деаераційної колонки (випар) через незначний вплив його на величину, що розраховується.

Витрата хімічно очищеної води на підживлення тепломережі $G_{\text{хо}}^{\text{підж}}$, т/год, становить:

$$G_{\text{хо}}^{\text{підж}} = G_{\text{підж}} - D_{\text{підж}}, \quad (22)$$

Витрата пари на пароводяний підігрівач вихідної сирі води для підживлення тепломережі $D_{\text{ПВП}}^{\text{підж}}$, т/год, розраховується з рівняння теплового балансу:

$$D_{\text{ПВП}}^{\text{підж}} = G_{\text{сир}}^{\text{підж}} \cdot \frac{c_p \cdot (t_{\text{сир}}^{\prime\prime} - t_{\text{сир}}^{\prime})}{(h_n - h_k) \cdot h_o}, \quad (23)$$

де $t_{\text{сир}}^{\prime\prime}; t_{\text{сир}}^{\prime}$ - температура сирі води до підігрівача і за ним, відповідно, °С; $G_{\text{сир}}^{\text{підж}}$ - витрата сирі вихідної води на ХВО підживлення тепломережі, т/год; $h_{\text{п}}; h_{\text{к}}$ - ентальпія грючої пари та конденсату підігрівача, відповідно, кДж/кг.

Підраховані витрати пари розподіляються між турбінами ТЕЦ і РОУ по прийнятій тепловій схемі (Рисунок 2). При цьому, потрібно прагнути до можливо більшого завантаження регульованих відборів, при якому турбіни, розвиваючи потрібну потужність, працюють з мінімальним пропуском пари в конденсатор. Завантаження резервних РОУ, як правило, допускається лише в піковому або аварійному режимах.

5.2 Розрахунок витрат пари на власні потреби ТЕЦ.

Витрати пари на власні потреби ТЕЦ залежать від паропродуктивності котлів і безпосередньо з заданих теплових навантажень не можуть бути визначені. Для їх розрахунку спочатку орієнтовно визначають необхідну паропродуктивність котлів D'_k , що неважко зробити, користуючись діаграмами режимів парових турбін (Додаток В), якщо відомі витрати пари зовнішніми споживачами. Паропродуктивність котельні в основному визначається витратами пари зовнішніх споживачів, які одержують пар з відборів турбін та від РОУ. Витрати пари на власні потреби ТЕЦ становлять порівняно невелику величину і у попередньому розрахунку D'_k можуть бути враховані приблизно. Для визначення D'_k , підраховані раніше витрати пари для зовнішніх споживачів, узагальнюються по кожному тиску окремо з прийнятими орієнтовно витратами пари на власні потреби ТЕЦ та розподіляються між відборами турбін і РОУ.

Відбори з турбіни (на ПВТ, ПНТ і на власні потреби) лише частково збільшують витрату свіжої пари, тому похибки при орієнтовному визначенні невеликих за абсолютною величиною витрат пари на власні потреби ТЕЦ істотно на визначення величини D'_k не впливають.

Витрата свіжої пари на РОУ $D_{св}^{РОУ}$, т/год., дорівнює:

$$D_{св}^{РОУ} = D_{ред} \cdot \frac{(h_{ред} - h_{жв})}{(h_{свРОУ} - h_{жв}) \cdot h_{РОУ}}, \quad (24)$$

де $h_{свРОУ}; h_{ред}$ - ентальпії свіжої і редукованої пари, відповідно, кДж/кг; $h_{жв}$ - ентальпія живильної води котлів, яка використовується для охолодження пари упорскуванням кДж/кг [16]; $h_{РОУ}$ - коефіцієнт, що

враховує втрату тепла РОУ в навколишнє середовище (приймається рівним 0,98); $D_{ред}$ - витрата редукованої пари (на виході РОУ), т/год;

Сума витрат пари на турбіни і РОУ, збільшена на 2% (невраховані втрати в циклі ТЕЦ), дає в першому наближенні необхідну паропродуктивність котлів D'_k . Витрати пари на власні потреби ТЕЦ у першому наближенні визначають по величині $0,02 \cdot D'_k$ [5,6,14].

Споживачами пари на власні потреби ТЕЦ є деаератори живильної води котлів, деаератори конденсату і додаткової води (деаерація першої ступені), пароводяні підігрівачі сирої і підживлюючої води. Для підрахунку витрат пари споживачами необхідно визначити витрату сирої води для покриття втрат води і пари в циклі електростанції, а саме:

- втрати води з безперервною продувкою котлів (за винятком тих випадків, коли продувна вода використовується для підживлення тепломережі);
- втрати пари і конденсату у споживачів (задаються разом з тепловими навантаженнями);
- втрати конденсату гріючої пари у деаeratorі підживлення (приймаються з розрахунку витрат пари зовнішнім споживачам);
- внутрішньостанційні втрати пари і води (для ТЕЦ високого тиску - $2\% D'_k$).

Для визначення величини перерахованих втрат спочатку складають тепловий баланс сепараторів безперервної продувки котлів, з якого визначається безповоротна втрата продувної котлової води. Рівняння теплового балансу сепаратора безперервної продувки має вигляд:

$$G_{прод} \cdot h_{прод} \cdot h_{сеп} = D_{сеп} \cdot h''_{сеп} + G_{сеп} \cdot h'_{сеп}, \quad (25)$$

де $G_{\text{прод}}$ - кількість продувної води, т/год, $D_{\text{сеп}}$ - кількість пари, що виходить з сепаратора, м³/год; $G_{\text{сеп}}$ - кількість продувної води (концентрату), що виходить з сепаратора, т/год; $h_{\text{прод}}$ - ентальпія продувної котлової води, кДж/кг; $h'_{\text{сеп}}$ - ентальпія відсепарованої води - концентрату продувки, кДж/кг; $h''_{\text{сеп}}$ - ентальпія відсепарованої пари, кДж/кг; $h_{\text{сеп}}$ - коефіцієнт, що враховує охолодження сепаратора (приймається рівним 0,98).

У такий спосіб кількість пари, що надходить з сепаратора безперервної продувки, $D_{\text{сеп}}$, т/год, з урахуванням того, що

$$G_{\text{сеп}} = G_{\text{прод}} - D_{\text{сеп}}, \quad (26)$$

розраховується по формулі:

$$D_{\text{сеп}} = G_{\text{прод}} \cdot \frac{(h_{\text{прод}} \cdot h_{\text{сеп}} - h'_{\text{сеп}})}{(h''_{\text{сеп}} - h'_{\text{сеп}})}. \quad (27)$$

Відсепарована продувна вода після сепаратора направляється в теплообмінник безперервної продувки (Рисунок 2). Безповоротна втрата продувної води $G_{\text{сеп}}$, т/год, оцінюється формулою (19).

Тепло продувної води, яке використовується в теплообміннику безперервної продувки, кДж/год, дорівнює:

$$Q_{\text{прод}} = G_{\text{сеп}} (h'_{\text{прод}} - h''_{\text{прод}}), \quad (28)$$

де $G_{\text{сеп}}$ - відсепарована продувна вода, т/год; $h'_{\text{прод}}$; $h''_{\text{прод}}$ - ентальпії продувної води на вході та виході з теплообмінника, кДж/год.

Кількість продувної води встановлюється на підставі розрахунку водного режиму котла і при розрахунках теплової схеми ТЕЦ задається. Сума всіх втрат визначає необхідну добавку хімічно очищеної (знесоленої) води в цикл станції.

Витрата сирієї води, з урахуванням потреби в циклі хімоводоочищення, визначається технологічною схемою хімоводоочищення і режимом регенерації фільтрів. Практично, з достатнім ступенем точності, для розрахунку теплових схем можна прийняти її рівною 25% корисної продуктивності хімоводоочищення [14].

$$G_{\text{сир}} = 1,25 \cdot G_{\text{хо}} \quad (29)$$

Витрата пари на підігрівач сирієї води для підготування хімічно очищеної води $D_{\text{ПВП}}^{\text{сир}}$, т/год, визначається за формулою:

$$D_{\text{ПВП}}^{\text{сир}} = G_{\text{сир}} \cdot \frac{c_p \cdot (t_{\text{сир}}'' - t_{\text{сир}}') - Q_{\text{прод}}}{(h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) \cdot h}, \quad (30)$$

де $t_{\text{сир}}''; t_{\text{сир}}'$ - температура сирієї води до підігрівача і за ним, відповідно, °С; $G_{\text{сир}}^{\text{підж}}$ - витрата сирієї води, з урахуванням потреби в циклі хімоводоочищення, т/год; h - ККД пароводяного підігрівача; $h_{\text{п}}; h_{\text{к}}$ - ентальпія грючої пари та конденсату підігрівача, відповідно, кДж/кг; $Q_{\text{прод}}$ - тепло продувної води, яке використовується в теплообміннику безперервної продувки, кДж/год; c_p - теплоємність води, кДж/(кг·К).

Звичайно сирю воду підігрівують до +(30-40)°С. Якщо вона до надходження у ПВП підігривається в теплообмінниках безперервної продувки (Рисунок 2), то підрахунок $D_{\text{ПВП}}^{\text{сир}}$ повинен проводитися з урахуванням цього підігріву.

Витрата пари регенеративними підігрівачами визначається з урахуванням наступного:

1. У ПНТ і деаераторах здійснюється підігрів конденсату, що надходить у систему регенерації з конденсаторів турбін, а також підігрів зворотного конденсату регульованих відборів і хімічно очищеної води, що компенсує втрати конденсату.

2. У ПВТ проводиться підігрів всієї живильної води, що подається в котли з деаераторів. Кінцева температура підігріву живильної води за ПВТ задається залежно від робочих параметрів ТЕЦ, а точніше, тиску пари в котлі.

Витрати пари на регенеративний підігрів води в ПНТ, деаераторі та ПВТ у певних кількостях, зазначених на діаграмах режимів турбін, враховані при складанні діаграм заводами-виробниками. Тому у розрахунку витрат пари на власні потреби ТЕЦ ці витрати пари не враховуються. Однак, у дійсності, умови роботи ТЕЦ можуть відрізнятись від тих, що передбачалися при складанні діаграм режимів. Наприклад, кількість і температура виробничого конденсату, що вводиться в цикл ТЕЦ.

Підігрів у ПНТ і ПВТ хімічно очищеної води для компенсації втрат у циклі станції при складанні діаграм режимів враховується не завжди. Ці відхилення спричиняють появу додаткових (понад врахованих в діаграмах режимів) витрат пари на регенеративні підігрівачі (деаератори), які варто враховувати при визначенні витрат пари на власні потреби ТЕЦ.

Розглянемо питання, що пов'язані з визначенням цих витрат.

Витрата пари на деаератор *I* ступеню. Підігрів конденсатів і додаткової (знесолоної) води визначається в такий спосіб: деаератор додаткової води є змішуючим підігрівачем. Отже, витрата грючої пари на нього розраховується з рівняння теплового балансу деаератора:

$$D'_{др} = \frac{G_{кон}^{вир} \cdot c_p \cdot (t_d - t_{кон}^{вир}) + G_{зн} \cdot c_p \cdot (t_{др} - t_{зн}) - G_{кон}^{мг} \cdot c_p \cdot (t_{кон}^{мг} - t_{др}) - G_{кон}^{еж} \cdot c_p \cdot (t_{кон}^{еж} - t_{др})}{h_{гр} \cdot h - c_p \cdot t_{др}}, \quad (31)$$

де $G_{кон}^{вир}$; $G_{зн}$; $G_{кон}^{мг}$; $G_{кон}^{еж}$ – відповідно, повернення виробничого конденсату, добавка знесолоної води, повернення конденсату з мазутного господарства, конденсат пари, що витрачається на пароструменеві

ежектори вакуумних деаераторів (Рисунок 2), т/год; t_{dp} – температура деаерованої води в баку деаератора, °С; $t_d, t_{кон}^{вир}, t_{зн}, t_{кон}^{ек}$ – температури потоків води, що входять у деаератор, °С; $h_{тр}$ – ентальпія гріючої пари, кДж/кг; h – коефіцієнт, що враховує втрату тепла в навколишнє середовище (приймається 0,98); c_p – теплоємність води, що надходить у деаератор, кДж/кг·°С (прийнято, що $t_{кон}^{мг}$ та $t_{кон}^{ек}$). При установці, в якості I ступеня деаератора атмосферного типу, останнього доданка у чисельнику формули (21) не буде.

Деаерована вода, що виходить з деаератора I ступеню, розподіляється на два потоки. Одна частина направляється у систему регенерації, друга – безпосередньо в деаератор живильної води підвищеного тиску. Відповідно до умови, прийнятої при складанні діаграм режимів конденсаційних парових турбін і покладеної в основу розглянутої методики розрахунку теплових схем ТЕЦ, в систему регенерації цих турбін конденсат регульованих відборів вертається повністю. Якщо частина конденсату відбірної пари губиться (на виробництві, у підживлювальній установці тепломережі), то ця втрата повинна бути компенсована додатковою знесоленою деаерованою водою.

На діаграмах режимів парових турбін обумовлюється також температура конденсату регульованих відборів, що повертається (звичайно середня температура цих конденсатів приймається рівною 100 °С). Якщо в дійсних розрахунках ця температура нижче зазначеної на діаграмі режимів, то варто враховувати підігрів конденсатів до заданої температури. При дотриманні заданих умов (кількість та температура конденсатів регульованих відборів, що повертається) підігрів всієї води, що проходить через регенеративну систему турбіни, до температури в

деаераторі другого ступеня (підвищеного тиску) і у ПВТ турбіни враховується автоматично в діаграмах режимів. Тому у розрахунку теплової схеми витрату тепла на цей підігрів окремо враховувати не потрібно.

Витрата пари на ПВТ визначається з наступних міркувань: підігрівачі високого тиску, як правило, є складовими теплової схеми турбоустановки і обігриваються паром з нерегульованих відборів турбін (Рисунок 2). При складанні діаграм режимів парових турбін витрата пари на ПВТ враховується заводом-виробником, відповідно до прийнятої витрати живильної води через них.

Витрата пари на окремо встановлювані ПВТ, а також на підігрів у ПВТ турбоустановок живильної води в кількості, що перевищує зазначену в діаграмах режимів, повинен враховуватися у розрахунку теплової схеми. Додаткова витрата пари на ПВТ $\Delta D_{\text{ПВТ}}$, т/год, розраховується за формулою:

$$\Delta D_{\text{ПВТ}} = \Delta G_{\text{ПВТ}} \cdot g_{\text{вит}}, \quad (32)$$

де $\Delta G_{\text{ПВТ}}$ – додаткова витрата живильної води через даний ПВТ, понад враховану при складанні діаграми режимів, т/год; $g_{\text{вит}}$ – питома витрата пари на підігрів однієї тони живильної води в даному ПВТ, т/год.

У випадку установки окремих ПВТ вода повинна обігриватися паром з регульованих відборів турбіни.

Якщо значення $\Delta G_{\text{ПВТ}}$ невелике, то за узгодженням з заводом-виробником турбіни додаткову живильну воду можна пропускати через ПВТ встановлених турбін. У цьому випадку витрата пари з нерегульованого відбору турбіни на ПВТ зросте, а, отже, дещо зросте і витрата свіжої пари на турбіну.

Додаткову витрату пари ΔD_T^{cb} , т/год, можна підрахувати за формулою:

$$\Delta D_T^{cb} = y \cdot \Delta D_{ПВТ}, \quad (33)$$

де y – коефіцієнт недовиробітку даного нерегульованого відбору.

Витрата пари на деаератор живильної води підвищеного тиску визначається в такий спосіб (по цьому деаератору враховується додаткова витрата грючої пари, понад зазначену у діаграмах режимів конденсаційних турбін):

З теплового балансу деаератора виключаються потоки, підігрів яких паром з регенеративних відборів турбін повністю враховується при складанні діаграм режимів турбін.

Турбіни з протитиском мають регенеративні підігрівачі тільки високого тиску. Підігрів живильної води, що проходить через ці ПВТ (від температури за деаератором I ступеня до температури за деаератором II ступеня перед ПВТ) у діаграмах режимів турбін із протитиском неврахований. Тому підігрів потоку живильної води, що направляється з деаератора I ступеня безпосередньо в деаератор II ступеня, у розрахунку теплової схеми повинен враховуватися. Підігрів цієї води здійснюється в пароводяному підігрівнику, який встановлено перед деаератором II ступеня та у самому деаераторі II ступеня.

У розрахунку додаткової витрати пари на деаератор II ступеня повинен враховуватися конденсат від ПВТ турбін з протитиском.

Баланс деаератора складається по потоках:

- додаткова вода після деаератора I ступеня (частка, що направляється безпосередньо в деаератор з урахуванням попереднього підігріву у ПВП);
- конденсат ПВТ турбін із протитиском;

- пара з розширника безперервної продувки;
- гріюча пара деаератора.

Таким чином, витрата гріючої пари на деаератор II ступеню розраховується за формулою:

$$\Delta D_{\text{дп}} = \frac{G_{\text{дп}} \cdot (h_{\text{жив}} - h'_{\text{дп}}) - \sum G_{\text{кон}}^{\text{ПВТ}} \cdot (h_{\text{кон}}^{\text{ПВТ}} - h_{\text{жив}}) - D_{\text{сеп}} \cdot (h_{\text{сеп}} - h_{\text{жив}})}{h_{\text{гр}} \cdot h - h_{\text{жив}}} + D_{\text{еж}}^{\text{I}}, \quad (34)$$

де $\Delta D_{\text{дп}}$ – додаткова, понад враховану в діаграмах режимів конденсаційних турбін, витрата пари на деаератор, т/год (умовно з урахуванням $\Delta D_{\text{дп}}$); $G_{\text{дп}}$ – потік живильної води, що направляєється з деаератора I ступеню в деаератор II ступеня, т/год; $G_{\text{кон}}^{\text{ПВТ}}$ – конденсат ПВТ турбін із протитиском або додаткових ПВТ, т/год; $D_{\text{сеп}}$; $h_{\text{сеп}}$ – пара з розширювача безперервної продувки та її ентальпія, т/год, кДж/кг; $D_{\text{еж}}^{\text{I}}$ – витрата пари на ежектор деаератора I ступеня (при установці вакуумних деаераторів), т/год; $h'_{\text{дп}}$; $h_{\text{кон}}^{\text{ПВТ}}$; $h_{\text{жив}}$; $h_{\text{гр}}$ – ентальпія води, конденсату і гріючої пари, кДж/кг, відповідно, °С, при тиску в деаераторі 0,6 МПа температура води у баку деаератора дорівнює $\sim 158^{\circ}\text{C}$, ентальпія - $\sim 670,5$ кДж/кг) [15].

5.3. Пароводяний баланс ТЕЦ.

Розрахунок теплової схеми закінчується складанням парового балансу ТЕЦ і балансу живильної води. Форма таблиць, що рекомендується для розрахунку парового балансу наведена в розглянутому нижче прикладі.

Паровий баланс характеризує роботу станції протягом усього року: ефективність використання встановленого на ТЕЦ устаткування; економічність його роботи; експлуатаційну надійність станції. На підставі даних парового балансу ТЕЦ проводиться вибір котлів. Розрахунком

теплової схеми визначається сумарний виробіток пари на ТЕЦ, що забезпечує роботу електростанції при всіх її режимах. Однак, для експлуатації електростанції досить істотною є не тільки загальна паропродуктивність котлів, але й їх одинична паропродуктивність. Тому устаткування електростанції повинно забезпечувати можливість планово-попереджувального ремонту котлів та резервування при аварійному відключенні одного з них. При розрахунку теплової схеми спеціально прораховується другий зимовий режим, яким перевіряється можливість роботи ТЕЦ при аварійному відключенні одного з котлів на теплових навантаженнях, регламентованих Нормами технологічного проектування ТЕС [13]. Для літнього режиму роботи ТЕЦ важлива також одинична потужність котлів, що встановлюється, оскільки, влітку проводиться капітальний ремонт устаткування, пов'язаний з зупинкою, і можливо аварійне відключення працюючих агрегатів.

При виборі числа і одиничної потужності котлів необхідно враховувати режим роботи їх протягом року, забезпечуючи, по можливості, повне або близьке до нього навантаження працюючих агрегатів при всіх режимах. Не слід забувати, що ККД енергетичних котлів при роботі з недовантаженням зменшується, а котли, що працюють на пилоподібному паливі взагалі не допускають роботу з великим недовантаженням. Залежно від конструкції топки та виду палива, що спалюють котли ТЕЦ, мінімально припустиме навантаження котлів може коливатися. В середньому мінімальне навантаження їх можна приймати рівним 60-70% від розрахункового [16]. При складанні балансу живильної води необхідно враховувати повернення всього конденсату регенеративних підігрівачів турбін типів ПТ і Т, тобто включаючи конденсат пари, що враховувався при складанні діаграм режимів. Стосовно схеми ТЕЦ (Рисунок 2), то цю величину слід розраховувати за формулою:

$$\sum D_{\text{кон}}^{\text{ПТ}} = \sum D_{\text{св}}^{\text{ПТ}} - \sum D_{\text{пв}}^{\text{ПТ}} - D_{\text{гр}}^{\text{I}} - D_{\text{вит}}^{\text{підж}}, \quad (35)$$

де $\sum D_{\text{кон}}^{\text{ПТ}}$ – повне сумарне повернення конденсату з усіх регенеративних систем турбін з конденсаторами, т/год; $\sum D_{\text{св}}^{\text{ПТ}}$ – сумарна витрата свіжої пари всіма турбінами з конденсаторами, т/год; $\sum D_{\text{пв}}^{\text{ПТ}}$ – сумарний відбір пари з промислових відборів турбін, т/год; $D_{\text{гр}}^{\text{I}}$ – витрата пари на обігрів деаератора I ступеня, т/год; $D_{\text{вит}}^{\text{підж}}$ – витрата пари на обігрів деаератора підживлення тепломережі, т/год.

У розглянутій схемі гріючою парою деаератора I ступеня та деаератора підживлення тепломережі є пара з теплофікаційних відборів турбін ПТ.

При установці на ТЕЦ турбін із протитиском, що мають комплектні ПВТ, витрата пари на ці ПВТ враховується в діаграмах режимів цих турбін, а повернення конденсату від них розраховується за формулою:

$$\sum G_{\text{кон}}^{\text{P}} = \sum D_{\text{св}}^{\text{P}} - \sum D_{\text{пзв}}^{\text{P}}, \quad (36)$$

де $\sum G_{\text{кон}}^{\text{P}}$ — сумарна кількість конденсату, що надходить від турбіни з протитиском, т/год, $\sum D_{\text{св}}^{\text{P}}$ – сумарна витрата свіжої пари в турбіни на протитиском, т/год; $\sum D_{\text{пзв}}^{\text{P}}$ – сумарний відбір пари від турбін з протитиском на потреби зовнішніх споживачів і власні потреби ТЕЦ, т/год.

5.4. Річний виробіток пари та електроенергії. Витрата палива на ТЕЦ.

Розрахунок виробітку електроенергії і витрат пари на ТЕЦ проводиться, виходячи із заданого теплового споживання пари виробництвом, річної віддачі тепла в систему теплофікації та заданого

електричного навантаження ТЕЦ протягом року. Виріток пари розраховується по сумарній витраті свіжої пари на турбіни і РОУ з урахуванням внутрішньостанційних втрат в 2% сумарного виробітку пари (як і в розрахунку теплової схеми ТЕЦ). Річна витрата і виробіток розраховуються роздільно для зимового (опалювального) і літнього періодів, а потім узагальнюються.

Протягом опалювального періоду мають місце прості обладнання в поточному планово-попереджувальному ремонті, а влітку, крім того, прості, пов'язані з капітальним ремонтом устаткування. Час простою обладнання ТЕЦ у поточних планово-попереджувальних і капітальних ремонтах регламентовано спеціальною інструкцією [14]. Виходячи з цих нормативів і розрахунку середніх за період завантажень регульованих відборів турбін, за допомогою діаграм режимів розраховують середню потужність, що розвивається турбоагрегатами за даний період, витрати свіжої пари турбінами і виробіток електроенергії.

Потужність промислово-опалювальних ТЕЦ протягом опалювального періоду, як правило, визначається тепловими навантаженнями. Якщо вибір турбін зроблений правильно, то зимове теплове навантаження ТЕЦ забезпечує потужність на тепловому споживанні цілодобово не нижче номінальної потужності встановлених турбоагрегатів. Виріток потужності в конденсаційному режимі за опалювальний період незначний і визначається мінімально необхідним пропуском пари в конденсатори турбін (так звана «прив'язана» конденсаційна потужність). Турбіни, що мають конденсатори з вбудованими пучками труб, використовують наскрізну пари на підігрів технологічної води.

Улітку умови роботи турбін ТЕЦ інші. Промислово-опалювальні ТЕЦ, що працюють в енергосистемі, в літній період підпорядковуються

графіку енергосистеми і електрична потужність їх у неопалювальний період визначається електричним графіком. В разі, коли теплові навантаження ТЕЦ не забезпечують електричну потужність за допомогою встановлених турбоагрегатів за графіком енергосистеми, турбоагрегатами повинна додатково вироблятися конденсаційна потужність за рахунок пропуску пари в конденсатори. Якщо за графіком енергосистеми в ці періоди виробіток конденсаційної потужності всіма або частиною встановлених турбоагрегатів не потрібен, то ці турбоагрегати повинні працювати за тепловим графіком, тобто виробляти потужність, що відповідає тепловому споживанню з урахуванням їх прив'язаної конденсаційної потужності.

Залучення турбоагрегатів ТЕЦ для виробітку конденсаційної потужності провадиться в послідовному порядку: у першу чергу залучаються турбоагрегати типу Т з робочим тиском 24,0 і 13,0 МПа, у другу - турбоагрегати типу ПТ з робочим тиском 13,0 МПа, в третю чергу - турбоагрегати типів Т и ПТ з робочим тиском 9,0 МПа. Тип турбін, який використовується для виробітку конденсаційної потужності в останню чергу, називається «замикаючим» типом турбін.

Турбоагрегати з турбінами протитиску влітку розвивають потужність відповідно до їх теплового завантаження. Бажано забезпечувати повне (не нижче номінального) завантаження турбін із протитиском цілий рік шляхом передачі на них частини промислових відборів з конденсаційних турбін.

Сумарний нормований простій у ремонті котлів за опалювальний період більше сумарного нормованого простою турбін. Із цієї причини протягом деякого часу в опалювальний період може відчуватися нестача свіжої пари і зниження потужності турбоагрегатів. У розрахунку річних витрат ця обставина повинна враховуватися. Під час простою

турбоагрегату в поточному або капітальному ремонті теплові навантаження ТЕЦ покриваються резервними РОУ і піковими водогрійними котлами. Розрахунок витрат пари на ці РОУ і додаткове теплове навантаження водогрійних котлів розглянуто у прикладі (розділ 5).

Виробіток тепла водогрійними котлами, що покривають пікове теплофікаційне навантаження ТЕЦ в опалювальний період, визначається з річного графіка теплофікаційного навантаження. Якщо пікове опалювальне навантаження покривається не водогрійними котлами, а паром від резервних РОУ, то річна витрата пари від них визначається, відповідно, з графіка опалювального навантаження ТЕЦ по річній витраті тепла. Перерахування витрати пари на РОУ з параметрів споживача на свіжу пари провадиться за формулою (14). Через сумарну витрату пари на турбіни і РОУ підраховується річний виробіток пари котлами ТЕЦ.

В практиці проектних організацій для розрахунку річної витрати свіжої пари турбінами попередньо оцінюється середнє за розрахунковий період завантаження регульованих відборів турбін з урахуванням витрат пари на власні потреби ТЕЦ. Витрата свіжої пари на турбіни, як і у розрахунку теплової схеми, визначається по діаграмах режимів турбін. (Витрату пари на власні потреби варто враховувати тільки в кількості понад враховану у діаграмах режимів з достатнім ступенем точності). Вона може прийматися з розрахунку теплової схеми для середньо-зимового і середньо-літнього періодів по кожному відбору, який використовується на власні потреби ТЕЦ. Тривалість періодів оцінюється по кліматологічних таблицях [11]. Річний відпуск пари на виробництво (по кожному параметру) приймається по таблиці даних теплових навантажень ТЕЦ. Середнє завантаження теплофікаційних відборів турбін (з урахуванням

власних потреб) треба брати з розрахунку теплової схеми для середньо-зимового і середньо-літнього періодів.

Цей метод дає дуже усереднені дані і не враховує особливості режимів, близьких до максимального, коли. Більша частина навантаження покривається піковими джерелами тепла, а також перехідні режими від опалювального до літнього періоду.

Нижче запропоновано метод, який враховує ці недоліки і замість середніх за опалювальний і неопалювальний період показників враховує параметри пари у всіх режимах відпуску тепла.

Для визначення цих показників зазвичай будують графік опалювального навантаження по тривалості його стояння (рис.3) і через його площу розраховують сумарний відпуск тепла за опалювальний період і відпуск тепла окремими джерелами. Ручне вимірювання площі графіка і окремих частин її, а також розрахунок техніко-економічних показників, виходячи із середнього за опалювальний період тиску у відборах турбін, вносить значні похибки в розрахунки цих показників і утруднює автоматизацію проектування за допомогою комп'ютерів. Тому застосування рівняння, яке описує конфігурацію графіка теплових навантажень (рис.1), дозволяє підвищити точність розрахунків і автоматизувати їх.

Конфігурація графіка теплових навантажень може бути достатньо точно описана рівнянням Россандера [17]:

$$\bar{Q} = 1 - (1 - \bar{Q}_{\min}) \bar{t}^\lambda, \quad (37)$$

де \bar{Q} – поточне значення теплового навантаження, частка від максимального;

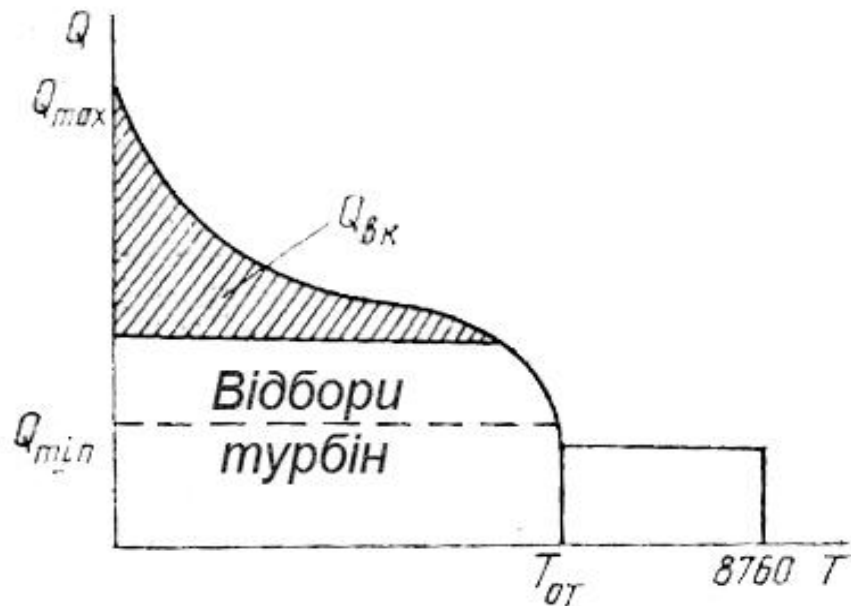


Рисунок 3. Графік опалювального навантаження за тривалістю.

\bar{Q}_{min} – коефіцієнт нерівномірності графіка опалювальних навантажень, тобто відношення мінімального навантаження (при температурі зовнішнього повітря 8°C) до максимального;

\bar{t} – тривалість навантажень, які перебільшують \bar{Q} , у частках від тривалості опалювального періоду;

$$\lambda = \frac{g - \bar{Q}_{min}}{1 - g}, \quad (38)$$

де g – коефіцієнт заповнення графіка теплових навантажень, що може дорівнювати відношенню середнього за опалювальний сезон навантаження до максимального:

$$g = \frac{Q_{с.з.}}{Q_{max}} = \frac{Q_{po} \left(\frac{18 - t_{с.з.}}{18 - t_{po}} \right) + Q_{ГВП}}{Q_{po} + Q_{ГВП}} = (1 - \gamma_{ГВП}) \frac{18 - t_{с.з.}}{18 - t_{po}} + \gamma_{ГВП}, \quad (39)$$

де $\gamma_{ГВП}$ – частка навантаження гарячого водопостачання у максимальному навантаженні;

t_{po} – розрахункова температура опалення;

$t_{c.з.}$ – середня за опалювальний період температура зовнішнього повітря.

Як було доведено [18], рівняння (1) достатньо точно описує конфігурацію графіка теплових навантажень. Таким чином з його допомогою можна визначити відпуск тепла будь-яким елементом системи тепlopостачання, оскільки це рівняння інтегрується. Наприклад, річний відпуск тепла водонагрівальними котлами можна визначити так:

$$Q_{BK}^{pik} = Q_{max} T_{оп} \int_1^{\alpha_{ТЕЦ}} t d\bar{Q}, \quad (40)$$

а оскільки із формули (37): $t = \left(\frac{1 - \bar{Q}}{1 - \bar{Q}_{min}} \right)^{\frac{1}{\lambda}} = \left(\frac{1 - \bar{Q}}{1 - \bar{Q}_{min}} \right)^{\frac{1-g}{1-\bar{Q}_{min}}}$, то

$$Q_{BK}^{pik} = Q_{max} T_{оп} \int_1^{\alpha_{ТЕЦ}} t d\bar{Q} = Q_{max} T_{оп} \left(\frac{1 - \alpha_{ТЕЦ}}{1 - \bar{Q}_{min}} \right)^{\frac{1-\bar{Q}_{min}}{g-\bar{Q}_{min}}} (g - \bar{Q}_{min}) \quad (41)$$

Аналогічно визначається і відпуск тепла іншими елементами системи тепlopостачання, що знаходяться у різних зонах графіка теплових навантажень.

За цим же рівнянням можна легко знайти й інші величини залежно від тривалості їх стояння, зокрема, температуру зовнішнього повітря:

$$t_3 = 18 - \frac{\bar{Q} - \gamma_{ГВП}}{1 - \gamma_{ГВП}} (18 - t_{po}), \quad (42)$$

а через неї і такі показники, як величини теплового навантаження, температури прямої та зворотної мережної води і температуру води за основними мережними підігрівачами ТЕЦ. Остання величина дозволяє визначити тиск у відборах ($p_{відб}$), а по енергетичних характеристиках турбін [19] – теплофікаційну потужність $N_{тф}$ і витрати тепла на виробіток електроенергії Q_w .

Тоді річний виробіток електроенергії на тепловому споживанні складе:

$$W_{\text{тф}} = \int_0^{T_{\text{оп}}} N_{\text{тф}}(p_{\text{відб}}) dt + N_{\text{тф}}^{\text{л}} (8400 - T_{\text{оп}}), \quad (43)$$

а річна витрата тепла на виробіток електроенергії :

$$Q_w^{\text{рік}} = \int_0^{T_{\text{оп}}} Q_w dt + Q_w^{\text{л}} (8400 - T_{\text{оп}}); \quad (44)$$

де $N_{\text{тф}}^{\text{л}}$ та $Q_w^{\text{л}}$ – теплофікаційна потужність ТЕЦ и витрата тепла на виробіток електроенергії протягом неопалювального сезону.

Якщо залежності $N_{\text{тф}}(Q_{\text{відб}}, p_{\text{відб}})$ не інтегруються, то інтеграли у формулах (7) і (8) можна обчислити за методом Сімпсона.

Виходячи із вищесказаного, можна запропонувати такий порядок обчислення річних техніко-економічних показників ТЕЦ:

1. Розрахунок річного відпуску тепла від ТЕЦ у цілому, а також окремо від турбін та водонагрівальних котлів. Для цього за кліматологічними даними для району будівництва ТЕЦ будують графік тривалості відпуску тепла у гарячій воді від ТЕЦ. На ньому вказують навантаження відборів турбін, РОУ, водонагрівальних котлів і по площі графіка визначають річне постачання тепла від відборів турбін і пікових джерел. Річний відпуск тепла у гарячій воді дорівнює площі під графіком у правому квадранті. Але для того, щоб уникнути трудомісткого розрахунку площі, можна застосувати спеціальну програму ТЕРТЕС.xls, яка побудована на інтегруванні площ, які відповідають відпуску тепла від різних джерел.

Крім того, розраховують річне постачання тепла у парі виробничого відбору:

$$Q_{\text{рік}}^{\text{np}} = D_{\text{рік}} (h_{\text{відб}} - h_{\text{к}}) \cdot 10^{-3} + Q_{\text{ПБ}} \quad (45)$$

де $D_{рік}$ – річне постачання пари в тонах, $h_{відб}$ і h_k – ентальпія пари у відборах і ентальпія конденсату, що повертається від споживачів, $Q_{ПБ}$ - додатковий виробіток тепла парою з виробничого відбору або протитиску турбін, яка йде на пікові мережні підігрівачі (бойлери).

Далі визначають:

2. Річний виробіток електроенергії на ТЕЦ:

$$W_{вир} = N_{вст} T_{вст} \quad (46)$$

2. Теплофікаційний виробіток електроенергії (за формулою 43):

3. Конденсаційний виробіток електроенергії:

$$W_k = W_{вир} - W_{тф} \quad (47)$$

4. Річну витрату тепла на виробіток електроенергії

(за формулою 8):

$$Q_w = q_k W_k + q_{тф} W_{тф} \quad (48)$$

5. Річний виробіток тепла енергетичними котлоагрегатами:

$$Q_{ен.к} = Q_w + Q_{вир} + Q_{он(турб)} + Q_{POV} \quad (49)$$

В наведених вище формулах (44) – (48) $W_{тф}$ - виробіток електроенергії на тепловому споживанні, $Q_{рік}^{sup}$ – річний відпуск тепла із парою виробничих відборів або протитиску турбін типу Р, $Q_{рік(турб)}^{on}$ – річний відпуск тепла із гарячою водою з відборів турбін. Значення питомих виробітків електроенергії на тепловому споживанні $\bar{w}_{тф}^{вир}$ та $\bar{w}_{тф}^{on}$, а також питомих витрат тепла на виробіток електроенергії q_k та $q_{тф}$ можна прийняти як середні значення за опалювальний і неопалювальний періоди, або $W_{тф}$ і Q_w розрахувати за формулами (7) і (8).

6. Річні витрати умовного палива енергетичними котлами $B_{ен.к}$

знаходять згідно з формулою:

$$B_{ен.к} = \frac{Q_{ен.к} k_1 k_2}{29309 h_{ка} h_{mn}} \left(1 + \frac{a}{100}\right), \quad (50)$$

де $h_{ка}$ – ККД котлоагрегату, h_{mn} – ККД теплового потоку (для даного розрахунку можна прийняти 0,99); a – норма втрат палива (для мазуту – 0,3%, кам'яного вугілля – 1,9%, бурого вугілля – 2,0%); k_1 – коефіцієнт, що враховує пускові втрати (для ТЕЦ, що працюють у базовому режимі, можна прийняти $k_1 = 1,02$); k_2 – коефіцієнт, що враховує роботу ТЕЦ у змінних режимах, (можна прийняти $k_2 = 1,03$).

Усі ці показники можна теж розрахувати за допомогою програми ТЕРТЕС.xls.

7. Витрати електроенергії на власні потреби:

Витрати електроенергії на власні потреби ТЕЦ визначають на підставі питомих витрат електроенергії по окремих групах найбільш потужних механізмів власних потреб [20]. Ці механізми відносяться до різних цехів ТЕЦ (фаз виробництва) і тому їх треба групувати по цих цехах.

Котельний цех.

1. Паливоприготування:

$$W_{ППР} = \bar{w}_{ППР} \cdot B_{нат}, \quad (51)$$

де $\bar{w}_{ППР}$ – питомі витрати електроенергії на приготування 1 тони натурального палива, (кВт·год. /т);

$B_{нат}$ – витрати натурального палива у тонах (або у тис. м³ – для газу).

2. Тяго-дутьєве обладнання:

$$W_{ТД} = \bar{w}_{ТД} \cdot D_{ПАР(рiчн)}, \quad (52)$$

де $\bar{w}_{ТД}$ – питома витрата електроенергії на виробіток 1 тони пари енергетичними котлами, кВт · год./т; $D_{ПАР(річн)}$ – кількість пари, яку виробляють енергетичні котли.

3. Живильні електронасоси:

$$W_{ЖН} = \bar{w}_{ЖН} \cdot D_{ПАР(річн)}, \quad (53)$$

де $\bar{w}_{ЖН}$ – питомі витрати електроенергії на перекачування 1 тони живильної води. Для енергоблоків 250 МВт, з огляду на наявність у них живильних турбонасосів, які включені у теплову схему турбіни, нема витрат електроенергії на живильні електронасоси.

4. Гідрозоловидалення:

Витрати електроенергії на гідрозоловидалення $W_{ГЗВ}$ визначають у відсотках від виробітку електроенергії.

Турбінний цех.

Основними споживачами цього цеху є циркуляційні насоси. Електроенергію $W_{ЦН}$, яка споживається ними, також визначають у відсотках від виробітку електроенергії.

Теплофікаційне устаткування

Витрати електроенергії найбільшими споживачами – мережними насосами – можна обчислити таким чином:

$$W_{МН} = \bar{w}_{МН} \cdot Q_{ГВ}, \quad (54)$$

де $\bar{w}_{МН}$ – питома витрата електроенергії на 1 ГДж тепла, яке відпущене з гарячою водою, $Q_{ГВ}$ – річний відпуск тепла у гарячій воді.

Інші споживачі

Витрати електроенергії іншими споживачами $W_{ІН}$ визначають за додатком 3 у відсотках від виробітку електроенергії.

Сумарні витрати електроенергії на власні потреби становлять:

$$W_{ен} = W_{ППР} + W_{ТД} + W_{ЖН} + W_{ГЗВ} + W_{ЦН} + W_{МН} + W_{ИИ} \quad (55)$$

Річний відпуск електроенергії у мережі від ТЕЦ становить:

$$W_{відп} = W_{вир} - W_{ен}$$

Річна витрата натурального палива на ТЕЦ $B_{ТЕЦ}^{рік}$, т/рік, складається з річної витрати палива енергетичними котлами і річної витрати палива водогрійними котлами.

Річну витрату натурального палива енергетичними котлами $B_{е.к}^{рік}$, т/рік, можна визначити за формулою:

$$B_{е.к(нат)}^{рік} = \frac{B_{е.к}^{рік} \cdot 29,309}{Q_n^p}, \quad (56)$$

де Q_n^p – нижча робоча теплота згорання палива, МДж/кг; Річна витрата натурального палива водогрійними котлами $B_{в.к}^{рік}$, т/рік, дорівнює:

$$B_{в.к}^{рік} = \frac{Q_{в.к}^{рік} \cdot 3,6}{Q_n^p \cdot h_{в.к} \cdot h_{реж}}, \quad (57)$$

де, крім раніше зазначених величин, $Q_{в.к}^{рік}$ – річна теплова потужність водогрійних котлів, МВт·год/рік; $h_{в.к}$ – ККД водогрійного котла; $h_{реж}$ – коефіцієнт режимних відхилень.

Таким чином, сумарна витрата палива на ТЕЦ при використанні однакового палива для енергетичних і водогрійних котлів складає:

$$B_{ТЕЦ}^{рік} = B_{е.к(нат)}^{рік} + B_{в.к(нат)}^{рік} \quad (58)$$

5.5. Питома витрата умовного палива на відпущене тепло і електроенергію

При комбінованому виробітку теплової і електричної енергії на ТЕЦ паливо використовується на виробіток тепла, що віддається промисловим

підприємствам і теплофікаційним системам, підключеним до ТЕЦ, і електроенергії, яка відпускається споживачам. Відповідно до прийнятої методики до палива, що використовується для виробітку тепла відноситься його кількість, яка еквівалентна повній віддачі тепла зовнішнім споживачам, а на виробіток електроенергії – паливо, еквівалентне виробітку електроенергії, що віддається зовнішнім споживачам, і теплу, що втрачається в конденсаторах турбін [16]. Витрати тепла і електроенергії на власні потреби і втрати в циклі ТЕЦ розподіляються пропорційно витратам тепла (палива) на теплопостачання і виробіток електроенергії. Зазначені витрати палива прийнято представляти у вигляді середньорічних питомих витрат умовного палива ($Q_n^p=29,3$ МДж/кг) на 1 МВт·год відпущеного тепла в кг/(МВт·год) і на 1 кВт·год відпущеної електроенергії в г/(кВт·год). Розрахунок питомих витрат виконується в наступному порядку:

1. Кількість тепла $Q_{\text{від}}$, відпущеного зовнішнім споживачам протягом року:

$$Q_{\text{від}} = Q'_{\text{від}} + Q''_{\text{від}} + Q'''_{\text{від}}, \quad (59)$$

де, $Q'_{\text{від}}$ – тепло, відпущене зовнішнім споживачам, включаючи пікові мережні підігрівачі, з парою з відборів турбін і від резервних РОУ, МВт·год/рік; $Q''_{\text{від}}$ – тепло, відпущене зовнішнім споживачам від водогрійних котлів, МВт·год/рік; $Q'''_{\text{від}}$ – тепло, відпущене зовнішнім споживачам з паром через спеціальні РОУ, МВт·год/рік.

Вхідні у формулу (32) величини підраховуються в такий спосіб:

$$Q'_{\text{від}} = \frac{1}{3600} (\sum D_{\text{пв}}^{\text{зс}} h_{\text{пв}} - G_{\text{кон}}^{\text{пов}} h_{\text{кон}}^{\text{пов}}) + Q'_{\text{тф}}, \quad (60)$$

де, $D_{пв}^{зс}$ – річна кількість пари, відпущена зовнішнім споживачам із промислових відборів турбін, від турбін із протитиском, а також від резервних РОУ з однаковими параметрами, т/рік (приймається з таблиці теплових навантажень ТЕЦ), т/рік; $G_{кон}^{пов}$ – сумарна кількість конденсату, що повертається на ТЕЦ, т/рік; $h_{пв}; h_{кон}^{пов}$ – ентальпії відданої пари та повернутого конденсату відповідно (на кордоні ТЕЦ), кДж/кг; $Q'_{тф}$ – віддача тепла на теплофікацію (основні та пікові мережні підігрівачі) за рахунок пари, що відбирається від турбін і резервних РОУ, МВт·год/рік:

$$Q'_{тф} = Q_{від}^{повн} - Q''_{від}, \quad (61)$$

Величини $Q_{від}^{повн}$ і $Q''_{від}$ визначаються з графіку теплофікаційного навантаження ТЕЦ і з розрахунку теплового навантаження водогрійних котлів (Додаток ...). Теплове навантаження з паром від спеціальних РОУ $Q'''_{від}$ підраховується по формулі:

$$Q'''_{від} = \frac{1}{3600} \sum D_{РОУ}^{від} \cdot h_{пп}^{від}, \quad (62)$$

де $D_{РОУ}^{від}$ – кількість пари, що відпускається спеціальними РОУ промисловим підприємствам, т/рік; $h_{пп}^{від}$ – ентальпія перегрітої пари, що відпускається РОУ, кДж/кг. Повернення на ТЕЦ тепла з конденсатом цієї пари враховані в формулі (31).

2. Основна витрата умовного палива котлами на виробництво тепла B'_T , т/рік, дорівнює:

$$B'_T = \frac{3,6 \cdot (Q'_{від} + Q'''_{від})}{29,3 \cdot h_{е.к}}, \quad (63)$$

де 29,3 – теплота згорання умовного палива, МДж/кг; $h_{е.к}$ – ККД енергетичних котлів.

3. Основна витрата умовного палива на виробництво відпущеної електроенергії B'_w , т/рік:

$$B'_w = \frac{\left[3,6 \cdot 10^{-3} \cdot \sum \frac{W_{\text{тур}}^{\text{рік}}}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} + 10^{-3} \cdot \sum D_{\text{кон}}^{\text{рік}} \cdot (h'_{\text{кон}} - h''_{\text{кон}}) \right] \cdot \left[1 - \frac{K_{\text{е}}^{\text{вп}}}{100} \right]}{29,3 \cdot \eta_{\text{е.к}}}, \quad (64)$$

де $W_{\text{тур}}^{\text{рік}}$ – повний виробіток електроенергії за рік одним турбоагрегатом, кВт·год/рік; $\eta_{\text{е.к}}$; $\eta_{\text{м}}$; $\eta_{\text{г}}$ – ККД енергетичних котлів, механічний і електричний К.К.Д. турбоагрегатів, відповідно; $D_{\text{кон}}^{\text{рік}}$ – кількість пари, що відводиться у конденсатор турбіни, т/рік (крім пари, використаної у вбудованих пучках конденсаторів для підігріву технологічної води); $h'_{\text{кон}}$ – ентальпія пари, що направляється в конденсатор, кДж/кг; $h''_{\text{кон}}$ – ентальпія конденсату на виході з конденсатора кДж/кг; $K_{\text{е}}^{\text{вп}}$ – коефіцієнт витрати електроенергії на власні потреби ТЕЦ. Визначається витратою електроенергії всіма споживачами на ТЕЦ протягом року і втратами в апаратурі і кабелях:

$$K_{\text{е}}^{\text{вп}} = \frac{W_{\text{вп}}^{\text{рік}}}{W_{\text{повн}}} \cdot 100, \quad (65)$$

Величина $W_{\text{вп}}^{\text{рік}}$ – витрата електроенергії на власні потреби, розраховується по фактичному навантаженню всіх споживачів (або приймається орієнтовно по розрахунках, виконаним для аналогічних ТЕЦ). Для промислових ТЕЦ становить (8–12)% повного річного виробітку електроенергії. $W_{\text{вп}}^{\text{рік}}$ приймається з розрахунку річних витрат [16].

Річна кількість пари, що надходить у конденсатори турбін, складається з мінімально припустимих пропусків пари в конденсатори теплофікаційних турбін і пари, що витрачається турбінами на чисто конденсаційний виробіток електроенергії.

4. Повна річна витрата умовного палива енергетичними котлами $B_{e.к}^y$, т/рік, становить:

$$B_{e.к}^y = B_{e.к}^{рік} \cdot \frac{Q_H^p}{29,3}, \quad (66)$$

де $B_{e.к}^{рік}$ – витрата натурального палива енергетичними котлами (27), т/рік.

5. Витрата умовного палива на власні потреби ТЕЦ і теплові втрати електростанції, ΔB , т/рік:

$$\Delta B = B_{e.к}^y - B'_T - B'_W \quad (67)$$

6. Частка власних потреб, яка відноситься до виробітку електроенергії:

$$a_W = \frac{B'_W}{B'_W + B'_T} \quad (68)$$

7. Частка власних потреб, яка відноситься до виробітку тепла:

$$a_T = 1 - a_W \quad (69)$$

8. Дійсна витрата умовного палива на виробіток тепла B_T , т/рік:

$$B_T = B'_T + a_T \cdot \Delta B + B_{в.к}^{рік} \cdot \frac{Q_H^p}{29,3} \quad (70)$$

9. Дійсна витрата умовного палива на виробіток електроенергії B_E , т/рік:

$$B_W = B'_W + a_W \cdot \Delta B, \quad (71)$$

10. Питома витрата умовного палива на відпущене тепло b_T , кг/(МВт·год):

$$b_T = \frac{10^3 \cdot B_T}{Q_{від}} \quad (72)$$

11. Питома витрата умовного палива на відпущену електроенергію, кг/(кВт·год):

$$b_w = \frac{10^3 \cdot B_w}{W_{\text{від}}}, \quad (73)$$

де $W_{\text{від}}$ – відпуск електроенергії з ТЕЦ, кВт·год/рік.

12. Частка палива, що витрачено на виробіток електроенергії, %:

$$\frac{B_w}{B_w + B_T} \cdot 100 \quad (74)$$

13. Частка палива, що витрачено на виробіток тепла, %:

$$\frac{B_T}{B_w + B_T} \cdot 100 \quad (75)$$

Таблиця 5.1. Розрахунок річних відпусків тепла і електроенергії, витрат палива

№№ поз.	Вихідні дані	Формула, позначення	Величина
1	Максимальне навантаження, МВт	Q_{max}	808,61
2	Частка гарячого водопостачання, %	$\gamma_{\text{ГВП}}$	8%
3	Тривалість опалювального періоду, год/рік	$T_{\text{оп}}$	5088
4	Розрахункова температура опалення, °С	$t_{\text{ро}}$	-26
5	Середня температура опалення	$t_{\text{с.з.}}$	-3,7
6	Річний відпуск пари, тис. т/рік	$D_{\text{рік}}$	2541
7	Кількість годин використання встановленої потужності, годин/рік	$T_{\text{ест}}$	5650
8	ККД енергетичних котлоагрегатів	$h_{\text{ка}}$	0,92
9	Втрати палива, %	a	0
10	ККД водогрійних котлів	h	0,9
11	Втрати палива, %	a	0,30
12	Масиви навантажень по варіантах		

12.1	Турбіни Т	Q_T	372
12.2	Турбіни ПТ	$Q_{ПТ}$	40
12.3	Турбіни Р	Q_P	0
12.4	Водонагрівальні котли	$Q_{БК}$	396,61
12.5	РОУ	Q_{POV}	0
	Разом:	Q_{max}	808,61
13	Характеристики турбін:		
13.1	Турбіни типу Т: потужність, МВт	N_T	200
	- питомі витрати тепла: на тепловому споживанні, кДж/кВт·год	$q_{тф}^T$	3894
	- те ж саме в конденсаційному режимі	$q_{к}^T$	9211
	- питомий виробіток електроенергії на тепловому споживанні з опалювального відбору, кВт·год/ГДж	$\bar{w}_{тф}^{оп}$	129
13.2	Турбіни типу ПТ: потужність, МВт	$N_{ПТ}$	60
	питомі витрати тепла: на тепловому споживанні, кДж/кВт·год	$q_{к}^T$	3894
	те ж саме в конденсаційному режимі	$q_{к}^{ПТ}$	9421
	питомий виробіток електроенергії на тепловому споживанні з опалювального відбору, кВт·год/ГДж	$\bar{w}_{тф}^{оп}$	127
	те ж саме з виробничого відбору	$\bar{w}_{тф}^{вир}$	70,5
13.3	Частка навантаження в парі, що покривається турбінами типу Р	a_P	0,854
	Турбіни типу Р, потужність, МВт	N_P	50
	питомі витрати тепла: на тепловому споживанні, кДж/кВт·год	$q_{к}^T$	3810
	питомий виробіток електроенергії на тепловому споживанні з протитиску, кВт·год/ГДж	$\bar{w}_{тф}^{вир}$	70,5
14	Питомі витрати електроенергії на власні потреби:		

14.1	паливоприготування, кВт·год/т н.п.	$\bar{w}_{ППР}$	-
14.2	тяго-дутьові пристрої, кВт·год/т пари	$\bar{w}_{ГД}$	3,5
14.3	живильні насоси, кВт·год/т пари	$\bar{w}_{ЖЕН}$	7,5
14.4	гідро золовидалення, у %% від виробітку електроенергії	$\bar{w}_{ГЗВ}$	-
14.5	циркуляційні насоси, у %% від виробітку	$\bar{w}_{ЦН}$	0,65
14.6	мережні насоси, кВт·год/ ГДж	$\bar{w}_{МН}$	3
14.7	інші потреби, у %% від виробітку	$\bar{w}_{ін}$	0,7
РОЗРАХУНКИ			
№№ поз.	Вихідні дані	Формула, позначення	Величина
15	Відпуск тепла у гарячій воді, тис. ГДж	$Q_{в}^{рік}$ див. П.5.4	8430,77
15.1	у т.ч.: турбіни Т	$Q_{оп}^T$	6804,98
15.2	турбіни ПТ	$Q_{оп}^{ПТ}$	396,093
15.3	турбіни Р	$Q_{оп}^P$	0
15.4	водонагрівальні котли	$Q_{БК}$	1229,69
15.5	РОУ	$Q_{РОУ}$	0
16	Відпуск тепла у парі, тис. ГДж	$Q_{пар}^{рік} = 2,72 D_{рік}$	6911,52
17	Разом відпуск тепла, тис. ГДж	$Q_{\Sigma} = Q_{в}^{рік} + Q_{пар}^{рік}$	15342,3
18	Встановлена потужність ТЕЦ, МВт	$N_{вст}$	310
19	Виробіток електроенергії, млн. кВт·год	$W_{вир} = N_{вст} T_{вст}$	1751,5
19.1	у т.ч. на тепловому споживанні	$W_{тф} = W_{тф}^T + W_{тф}^{ПТ} + W_{тф}^P$	1415,41
	у т.ч. турбінами Т	$W_{тф}^T = \bar{w}_{тф}^{оп} Q_T$	877,84
	турбінами ПТ	$W_{тф}^{ПТ} = \bar{w}_{тф}^{оп} Q_{оп}^{ПТ} + (1 - a_p) \bar{w}_{тф}^{вир} Q_{вир}$	121,44
	турбінами Р	$W_{тф}^P = \bar{w}_{тф}^{вир} \alpha_p Q_{вир}^P$	416,12
19.2	в конденсаційному	$W_{к} = W_{вир} - W_{тф}$	336,09

	режимі		
	у т.ч. турбінами Т	W_{κ}^T	118,54
	турбінами ПТ	$W_{\kappa}^{ПТ}$	217,556
20	Витрати тепла на виробіток електроенергії, тис. ГДж	$Q_W = \sum q_{m\phi} W_{m\phi} + \sum q_{\kappa} W_{\kappa}$	8618,07
21	Виробіток тепла енергетичними котлами, тис. ГДж	$Q_{ен.к} = Q_W + Q_{\Sigma} - Q_{БК}^{рік}$	22730,7
22	Витрати палива, тис. т у.п./ рік:		938,23
22.1	у т.ч.: енергетичними котлами		Φ.50 889,60
22.2	водонагрівальними котлами		Φ.50 48,63
23	Витрати на власні потреби, млн. кВт·год.:		
23.1	у т.ч. паливоприготування	$W_{ПП}$	Φ.51 0
23.2	тяго-дутьеві пристрої	$W_{ТД}$	Φ.52 30,7171
23.3	живильні насоси	$W_{ЖЕН}$	Φ.53 65,8224
23.4	гідрозоловидалення	$W_{ПП} = \bar{w}_{ГЗВ} \cdot W_{вир}$	
23.5	циркуляційні насоси	$W_{ПП} = \bar{w}_{ЦН} \cdot W_{вир}$	11,3848
23.6	мережні насоси	$W_{МН}$	Φ.54 25,2923
23.7	інші потреби	$W_{ПП} = \bar{w}_{ін} \cdot W_{вир}$	12,2605
	Разом:	$W_{ВП}$	145,477
23.8	у т.ч. на відпуск тепла	$W_{ВП}^Q = [(W_{ПП} + W_{ТД} + W_{ЖЕН} + W_{ГЗВ} + W_{ін}) \cdot (Q_{відп} - Q_{БК})] / (Q_{ен.к} + W_{МН})$	94,96
23.9	на відпуск електроенергії	$W_{ВП}^W = [(W_{ПП} + W_{ТД} + W_{ЖЕН} + W_{ГЗВ} + W_{ін}) \cdot Q_W] / (Q_{ен.к} + W_{ЦН})$	50,52
24	Витрати на власні потреби, у %		8,3059
25	Відпуск електроенергії, млн.	$W_{відп} = W_{вир} - W_{ВП}$	1606,023

	кВт·год.		
26	Витрата палива на відпуск електроенергії, тис. т у.п./рік	$B_w = \frac{Q_w \cdot 1,02 \cdot 1,03}{29309 \cdot h_{ен.к} \cdot h_{ТП}}$	337,28
27	Питома витрата палива на відпуск електроенергії, кг/кВт·год.	$b_{відп}^w = \frac{B_w}{W_{вуп} - W_{ен}^w}$	0,1983

6 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПРОМИСЛОВОЇ ТЕЦ

Таблиця 6.1. Вихідні дані для розрахунку теплової схеми ТЕЦ

№, п/п	Називування	Позначення				Режим				Примітка			
		1	2	3	4	5	6	7	8				
1	?												
1.1	Відпуск пари споживачу:												
1.1.1	Щодо 1.3 МПа, 350 °С:	$D_{г,к}$	т/год		363,0		363,0		363,0				
1.2	Повернення конденсату від споживача (з температурою)												
1.2.1	$t_{жк} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\gamma_{ж,к} = 925,2\text{ кДж/кг}$	$G_{ж,к}$	т/год		153,0		153,0		153,0				
1.3	Відпуск тепла з гарячою водою:												
1.3.1	за тарифом 15070 °С на одиницю	$Q_{ог}$	ГДж/год		2430,0		1508,0		194,0				
	на вентиляцію	$Q_{вент}$	Дж/год		267,0		270,0		168,0				
	- на гарячу водогосточення за альтернативною схемою (середня за типом)	$Q_{огв}$	ГДж/год		230,0		230,0		230,0				
1.4	Втрати води в тепломережі:												
1.4.1	у тепломережі за об'ємом, вентильованою та горючею водопостачання	$G_{вт,г}$	т/год		150,0		150,0		150,0				

1.5	Кліматичні дані (по температурі зовнішнього повітря)									
1.5.1	Середня температура за найбільш холодну п'ятиденку	t_{po}	°C	-26,0	-	-	-	-	-	-
1.5.2	Середня температура за найбільш холодний місяць	$t_{х.г.м}$	°C	-	-10,3	-	-	-	-	-
1.5.3	Середня температура за спалювальний період	$t_{сп}$	°C	-	-	-3,7	-	-	-	-
1.5.4	Тривалість спалювального періоду	$Z_{сп}^m$	доба			212,0				
1.5.5	Разрахункова температура для вентиляції	t_{po}	°C	-15,0						
1.6	Відпуск хімічноопенної та хімічненої води									
1.6.1	Хімічненона вода ... °C	$G_{х.ос}^{від}$	т/год	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1.6.2	Хімічненона вода ... °C	$G_{х.е}^{від}$	т/год	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1.7	Виробток електроенергії									
1.7.1	Сумарна потужність на виводах генераторів	N_e	МВт							максимальне для об'єкту устаткування
1.7.2	Регулювання відпуску тепла в тепломережі 150/70 °C	$\sum Q_1$	ГДж/год							за графіком опалення
1.7.3	Коефіцієнт теплофікації	α_1								0,45-0,5
	Оснoвне устаткування									
	Турбіни	Кількість								
		1								
		1								
		2								
		4								
	Котли енергетичні									
	Котли водоогрійні									
										гм/кг/льн МВт/ГНІ

Таблиця 6.2. Розрахунок теплової схеми ТЕЦ (для розрахункових режимів)

№, п/п	Найменування	Позначення	Розмірність	Розрахункова формула	Результати розрахунку					Примітка
					Максимальний	Середній за відповідним місяць	Середньо-місячний	Літній	10	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
2.1. Підживлювальна вода основного циклу і тепломережі, сира вода										
2.1.1	Сумарна продуктивність енергетичних слів	$D_{\text{х.сп}}$	т/год	Попередньо приймається	474,20 +830	392,20 +230	474,20 +380	374,20 1280		
2.1.2	Енергійно-станційні втрати конденсації	$D_{\text{ст.ст}}$	т/год	За нормами [3] - 3% від продуктивності котлів, $0,03 \cdot D_{\text{х.сп}}$	50,4	37,6	50,4	37,6		
2.1.3	Безпечення з продукції енергетичних слів	$D_{\text{сп}}$	т/год	За нормами [3] - 0,5% від продуктивності котлів, $0,005 \cdot D_{\text{х.сп}}$	6,4	6,9	6,4	6,3		
2.1.4	Коефіцієнт випару в розширених безпеченні продукції 1-го ступеня $C_{\text{в.1}}$ 0,7 МПа	$\alpha_{\text{в.1}}$		$\alpha_{\text{в.1}}^{\text{ном}} = \frac{h_{\text{в.1}}' - h_{\text{в.1}}}{h_{\text{в.1}}' - h_{\text{в.1}}^{\text{н}}}$	0,447	0,447	0,447	0,447	з тепл балансу	
	внтальпія води в безпеченні слів	$W_{\text{в.1}}$	кДж/с	[15]	1818,74	1818,41	1818,74	1818,41		
	внтальпія тепловідведення вгли при $J_{\text{в.1}}$ МПа	$W_{\text{в.1}}^{\text{н}}$	кДж/с	[15]	684,20	684,20	684,20	684,20		
	внтальпія тепловідведення пари при $J_{\text{в.1}}$ МПа	$W_{\text{в.1}}^{\text{п}}$	кДж/с	[15]	2764,90	2764,90	2764,90	2764,90		
2.1.5	Коефіцієнт випару в розширених безпеченні продукції 2-го ступеня $C_{\text{в.2}}$ 0,12 МПа	$\alpha_{\text{в.2}}$		$\alpha_{\text{в.2}}^{\text{ном}} = \frac{h_{\text{в.2}}' - h_{\text{в.2}}}{h_{\text{в.2}}' - h_{\text{в.2}}^{\text{н}}}$	0,114	0,114	0,114	0,114	з тепл балансу	

	-в-тальпелє оттагарованні води при 0,12 МПа	$I_{0,12}^0$	кДж/кг	(П р и м і т : 2 ступінь продуктивності не встановлюється)	437,436	437,436	437,436
	в-тальпелє оттагарованні пари при 0,12 МПа	$I_{0,12}^p$	кДж/кг	[15]	2684,53	2684,53	2684,53
2.1.6	Втрати конденсату в резервну систему котла	$G_{\text{пр.к}}^{\text{кон}}$	т/год	$G_{\text{пр.к}}^{\text{кон}} = G_{\text{пр.к}} (1 - \alpha_{\text{СД}}^{\text{кон}}) \times (1 - \alpha_{\text{СД}}^{\text{пр.к}})$	4,12	3,09	4,12
2.1.7	Втрати конденсату в кожухах вакуумних деаераторів під час пуску	$G_{\text{в.д.}}^{\text{кон}}$	т/год	п о л и м з м і с [16]	0,0	0,0	0,0
2.1.8	Втрати конденсату в блуху в суміштових підживлювальних водах тепломісних парових турбін (парових турбін)	$G_{\text{б.л.х.}}^{\text{кон}}$	т/год	п о л и м з м і с [16]	7,0	7,0	7,0
2.1.9	Втрати конденсату в виробничі системи	$G_{\text{в.п.с.}}^{\text{кон}}$	т/год	$G_{\text{в.п.с.}}^{\text{кон}} = D_{13}^{\text{в.п.с.}} - G_{\text{в.п.с.}}^{\text{пр.к}}$	210,0	210,0	210,0
2.1.10	Втрати конденсату в підживлювальні води на підживлення парових турбін	$G_{\text{п.д.}}^{\text{кон}}$	т/год	$G_{\text{п.д.}}^{\text{кон}} = G_{\text{п.д.}}^{\text{пр.к}} + G_{\text{в.д.}}^{\text{кон}} + G_{\text{б.л.х.}}^{\text{кон}} - G_{\text{в.п.с.}}^{\text{кон}}$	274,62	260,89	274,62
2.1.11	Втрати конденсату в зневодну установку	$G_{\text{з.в.д.}}^{\text{кон}}$	т/год	$G_{\text{з.в.д.}}^{\text{кон}} = 1,4 G_{\text{в.д.}}^{\text{кон}}$	384,32	365,24	384,32
	1,4 - коефіцієнт, що враховує витрати на власні потреби хімічного устаткування						
2.1.12	Втрати підживлювальних вод на потреби газів з доплатками	$G_{\text{г.з.д.}}^{\text{кон}}$	т/год	$G_{\text{г.з.д.}}^{\text{кон}} = \frac{C_{\text{г.з.д.}}^{\text{кон}}}{C_{\text{г.з.д.}} (t_{\text{г.з.д.}} - t_{\text{г.з.д.}})}$	845,51	999,24	999,24
		$t_{\text{г.з.д.}}$	°С	температура води, що впускається в доплатки	70	60	60
		$t_{\text{г.з.д.}}$	°С	температура води, що впускається в доплатки	5	5	5
2.1.13	Втрати конденсату в підживлювальні системи	$G_{\text{п.д.}}^{\text{кон}}$	т/год	$G_{\text{п.д.}}^{\text{кон}} = 1,1 (G_{\text{п.д.}}^{\text{кон}} - G_{\text{п.д.}}^{\text{пр.к}})$	0,0	0,0	0,0
	1,1 - коефіцієнт, що враховує втрати на втрати конденсату						

2.2 Паро 0,12-1,3 МПа турбін ПТ-60-130/13 | Р-60-130/13.

Витрата пари, т/с МПа										
2.2.1	На вироб-цтво	D_{13}^0	т/год	Див. п. 1.1.1	363	363	363			363
2.2.2	На ежектори вакуумних дзерзотів підживлення теплов. мережі	$D_{2,3}$	т/год	Грибундимо [16]	3	3	3			3
2.2.3	На парсуу подушк. бані-акумуляторів підживлення з'єдн. вод. теплов. мережі	$D_{2,3,ex}$	т/год	Грибундимо [16]	7,0	7,0	7,0			7,0
2.2.4	На мазулооспідарств	$D_{2,3}^{maz}$	т/год	з розрахунку мазулооспідарства [15]	15	15	15			15
2.2.5	На калорифери котла (зедущисванте пара 1,3/0,6 МПа) і кількість котлів	D_{13}^{kcal} η_k	т/год Л/т	$D_{13}^{kcal} = \eta_k \cdot D_{13}^{maz}$ (див. 2.1.1)	72	54	72			36
	Питрата пари на калорифери однтос котла	$D_{13}^{kcal,ex}$	т/год	з теплового розрахунку котла	18	18	18			18
2.2.6	На дезаерацію в дезаераторах 0,7 МПа кін. п. п. турбін ПТ-100/120-130 (пін. цнн. і тус. П-И)	$D_{13,ex}^0$	т/год	$D_{13,ex}^0 = \frac{(k_{13}^0 - k_{0,13}^0)(k_{13}^0 - k_{13,ex}^0)}{(k_{13}^0 - k_{13,ex}^0)(k_{13}^0 - k_{0,13}^0)} \times D_{13}^0$	10,49	10,49	10,49			10,49
	- ентальпія пари тус. -и Т-100/120-130, що підхдуть в дезаератор 0,6 МПа	h_{13}^0	кДж/кг	з ід. зводення даних [16]	2967	2967	2967			2967
	ентальпія кін. п. п. турбіни ПТ-100/120-130, що одхдуть до дезаератора 0,6 МПа	$h_{13,ex}^0$	кДж/кг	-//-	618	618	618			618
	- ентальпія пари 1,3 МПа зд регульованого відбору тус. -и ПТ-60-130	h_{13}^0	кДж/кг	-//-	2996	2996	2996			2996
	ентальпія кипляч. вод. при туску 0,7 МПа	$h_{0,7}$	кДж/кг	-//-	694,3	694,3	694,3			694,3
	ентальпія кипляч. вод. при туску 0,6 МПа	$h_{0,6}$	кДж/кг	-//-	667,0	667,0	667,0			667,0

		т/г	6,3	6,8	6,8	6,8
звитрата пари на дезаератор 0,6 МПа турбіни Т-100/120-130	$D_{f,3}^p$	т/г	6,3	6,8	6,8	6,8
Примітка. Подраховано на змуну кількості оливи в ПЕД №5 у дезаератор зі зображенням						
2.2.7	На дезаератор в дезаераторіх 0,7 МПа конденсату з потік в гарячому відділенні турбіни Р-50-130/13 з ізоляцією від води, що в акумуляторі втрати конденсату в цих пристроях	$D_{f,3}^p$	37,22	37,22	37,22	37,22
	- к.к. дезаератора	η_h	0,90	0,90	0,90	0,90
	- максимальна витрата пари від турбіни при тиску Р-50-100 за виїзном в'їзні та ПЕТ №1	$D_{f,3}^p$	366	366	366	366
	- сумарна витрата пари на ПЕТ №1, №2, №8 турбіни Р-50-130/13	$D_{f,3}^p$	86	86	86	86
	$\eta_{f,3}^p, \eta_{f,7}^p, \eta_{f,12}^p$ - див. п.г. 2.2.6; 2.1.4; 2.1.5, в дивідендо					
	- спільна витрата пари ПЕТ №1 (перегрітої води при тиску - 3 МПа)	$\eta_{f,3}^p$	311,2	311,2	311,2	311,2
	Примітка. Розрахунок виконується для режиму роботи з макс. потужністю при пропитиску 1,3 МПа та зході пари пропитиску (388-22=366 т/г)					
	Витрата гострої пари, потужність і температура живильної води для турбіни Р-50-130 у цьому режимі див. п.г. 2.2.26, 2.2.32, 2.2.33					
2.2.8	На дезаератор в дезаераторіх 0,7 МПа з чого парні в тлі, під відділенням вологи і конденсату від безпосередньої подачі в котлів.	$D_{f,3}^p$	0,47	0,56	0,47	0,35
	$\eta_{f,3}^p, \eta_{f,7}^p, \eta_{f,12}^p$ - див. п.г. 2.1.3, 2.2.6, 2.1.4, 2.1.3, 2.1.3, 2.1.3, 2.1.3, 2.1.3					

2.2.9	Вихід пари 0,7 МПа від розширювального горизонтального градуса 1 ступеня	$D_{пр,1}^{вих}$	т/год	$D_{пр,1}^{вих} = D_{пр,1}^{вх} \cdot C_{пр}$	5,75	2,41	8,75	2,81		
2.2.10	Вихід пари 1,3 МПа від розширювального горизонтального градуса 1 ступеня в об'єкті турбіни ГТ-60-130/13	$D_{пр,1}^{вих}$	т/год	$D_{пр,1}^{вих} = I_{13}^{вх} + I_{60}^{вх} + I_{13}^{вх} + I_{60}^{вх} + I_{13}^{вх} + I_{60}^{вх} + I_{13}^{вх} + I_{60}^{вх} - D_{пр,1}^{вх} - D_{пр,1}^{вх}$	140,92	21,25	140,92	92,25		
2.2.11	Температура продукційної води на виході з розширювального градуса 1 ступеня	$t_{в,1}^{пр}$	°C	$t_{в,1}^{пр} = \frac{C_{пр}^{вх}}{C_{в,1}^{вх}} (t_{в,1}^{вх} - t_{в,1}^{вх})$	0,69	0,54	0,69	0,54		
2.2.12	Температура продукційної води на виході з розширювального градуса 1 ступеня	$t_{в,1}^{пр}$	°C	[15,16]	104,7	104,4	104,4	104,4		
2.2.13	Витрата пари 0,12 МПа від розширювального градуса 1 ступеня	$D_{пр,1}^{вих}$	т/год	[16]	47	47	40	40		
2.2.14	Витрата пари 0,12 МПа від розширювального градуса 1 ступеня	$D_{пр,1}^{вих}$	т/год	$D_{пр,1}^{вих} = C_{пр,1}^{вх} (1 - C_{пр,1}^{вх}) \cdot C_{пр}$	0,69	0,40	0,69	0,40		

2.2.14	Вихід пари 0,12 МПа в д. розширників конденса. у калориферів котлів	$D_{\text{вих}}^{\text{пар}}$ $G_{0,12}^{\text{п}}$	1/0д	$D_{\text{вих}}^{\text{пар}} = G_{0,12}^{\text{п}} \cdot T_{\text{вих}}^{\text{пар}}$ $G_{0,12}^{\text{п}} = 159,3 - 104,4 = 54,9$ $104,4$	7,2	5,4	7,2	3
		$D_{\text{вих}}^{\text{пар}} - \text{ДВР} \text{ ППЗЗБ}$						
2.2.15	Витрата пари 0,12 МПа на підігрівач сапої води хімовод. очистки	$D_{0,12}^{\text{п}}$	1/0д	$D_{0,12}^{\text{п}} = G_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}} \cdot C_p \cdot \frac{t_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}} - t_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}}}{t_{0,12}^{\text{п}} - t_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}}}$	26,06	23,9	26,06	16,97
		$G_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}} \cdot t_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}}$ см. п.п. 2.1.11, 2.2.12						
		$t_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}}$ °С	°С	$t_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}} = 40$ °С з в. за умову ХЗД	40	40	40	40
		$K_{0,12}^{\text{п}}$	рДж/с	ангальпіє киплячої води при 0,12 МПа	437,1	437,1	437,1	437,1
		$K_{0,12}^{\text{п}}$	рДж/с	ангальпіє киплячої води при 0,12 МПа	2647	2647	2647	2647
2.2.16	Середня температура парів води, що нагрівають у деаераторі 0,12 МПа	$t_{\text{ср}}^{\text{пар}}$	°С	$t_{\text{ср}}^{\text{пар}} = \frac{G_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}} + G_{\text{пар}}^{\text{пар}}}{G_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}} + G_{\text{пар}}^{\text{пар}}}$	54,82	54,79	54,82	54,79
		$G_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}} \cdot t_{\text{с.в.}}^{\text{с.в.}} + G_{\text{пар}}^{\text{пар}} \cdot t_{\text{пар}}^{\text{пар}}$ см. п.п. 2.1.10, 2.2.1, 2.2.15						
		ПРИМІТКА: При середній температурі парів води, що нагрівають у деаераторі 0,12 МПа, яка дозволить 55 °С, середнє нагрівання зазначених парів у деаераторі 0,12 МПа складе 174,4 - 55 = 119,4 °С, що нижче урахуванням підігрівача сапої води хімовод. очистки в деаераторі 0,12 МПа отеплення того всього парів після розширення калориферів необхідне підігрівача сапої води хімовод. очистки. Вихідний в. пари, на яку потрібні хімовод. очистки в деаераторі 0,12 МПа знову дозволяється підігрівач хімовод. очистки води у якому середнє нагрівання парів хімовод. очистки до температури 30 °С						

2.2.7	Витрата пари 0,12 МПа на підгрівач хімічешенні зч.м і період деаератором С 12 МПа	$D_{0,12}^{p,ab}$	м/год	$D_{0,12}^{p,ab} - C_{0,12}^{p,ab} \frac{t_{0,12}^{ex} - t_{0,12}^{ex}}{t_{0,12}^{ex} - t_{0,12}^{ex}}$	21,10	20,05	21,10	20,05
		$t_{0,12}^{ex}$	°C	температура хімічешенної води на виході з підгрівача приймаємо	00,00	00,00	00,00	00,00
		$t_{0,12}^{ex}$	°C	температура хімічешенної води на вході в підгрівач д.р.в.м. $t_{0,12}^{ex}$ поєд. з 2.15 (ТОВСНЕНС)	40,00	40,00	40,00	40,00
		$h_{0,12}^{ex}$	кДж/кг	ентальпія хімічешенної води на виході з підгрівача	005,20	005,20	005,20	005,20
		$h_{0,12}^{ex}$	кДж/кг	ентальпія хімічешенної води на вході з підгрівача	167,60	167,60	167,60	167,60
		$\eta_{0,12}$		к.к.д. підгрівача	0,99	0,99	0,99	0,99
	$h_{0,12}^{p,ab}$	- ентальпія вологи пари виходячи води при 0,12 МПа від турбіни ПП 60-130Д/3						
	$C_{0,12}^{p,ab}$	д.в. поєд. з 2.1.10						
2.2.8	Витрата пари 0,12 МПа на деаератор в двох режимах 0,12 МПа х мінералізації води та конденсації що повертається з висобниста	$D_{0,12}^p$	м/год	$D_{0,12}^p = C_{0,12}^{p,ab} (h_{0,12}^{p,ab} - h_{0,12}^{ex}) + C_{0,12}^{p,ab} (h_{0,12}^{p,ab} - h_{0,12}^{ex}) \times \frac{1}{t_{0,12}^{ex} - t_{0,12}^{ex}}$	20,04	19,40	20,04	19,40
	$C_{0,12}^{p,ab}$	д.в. поєд. з 2.1.10						
	$h_{0,12}^{ex}$	д.в. поєд. з 2.2.17						
	$h_{0,12}^{p,ab} - t_{0,12}^{p,ab}$	д.в. поєд. з 2.2.17						
	$h_{0,12}^{p,ab}$	д.в. поєд. з 2.2.17						
	$\eta_{0,12}$	к.к.д. деаератора						

2.2.18	Потреба у парі 0,12 МПа від регульованого відбору турбіни ПТ-130/130/13	$D_{\text{вир}}^{\text{вб}}$	т/год	$D_{\text{вир}}^{\text{вб}} = D_{\text{вир}}^{\text{вб}} + D_{\text{вир}}^{\text{вб}} + \sum_{i=1}^3 D_{\text{вир}}^{\text{вб}} - D_{\text{вир}}^{\text{вб}}$	58,46	57,54	58,46	63,14
2.2.20	Потужність на виводах генератора турбіни ПТ-6С-130/3	$N_{\text{ПТ}}$	кВт		49000,0	55000,0	49000,0	60000,0
2.2.21	Витрата теплої пари на турбіну ПТ-6С-130/3 без урахування потреб	$D_{\text{ПТ}}$	т/год		305,0	305,0	305,0	305,0
	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px;"> За діагностичний режим для потужності на виводах генератора 49000 кВт, регульованого відбору 1,3 МПа - 48 т/год, регульованого відбору 0,12 МПа - 60 т/год </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; margin-top: 5px;"> За діагностичний режим для потужності на виводах генератора 49000 кВт, регульованого відбору 1,3 МПа - 1/8 т/год і регульованого відбору 0,12 МПа - 60 т/год </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; margin-top: 5px;"> За діагностичний режим для потужності на виводах генератора 49000 кВт, регульованого відбору 1,3 МПа - 1/8 т/год і регульованого відбору 0,12 МПа - 60 т/год </div>							
	Потужність до послужисті							
	а) на температуру сз жс паря $t_s = 555^\circ\text{C}$	$\Delta N^{\text{вб}}$	кВт	За діагностичний режим турбіни ГТ 60-130/130 (Додаток Рис. В.4)	750	750	750	050
	б) на тиск свіжої пари	$\Delta N^{\text{вб}}$	кВт		0	0	0	0
	в) на тиск виробничого відбору	$\Delta N^{\text{вб}}$	кВт		0	0	0	0
	г) на тиск збалансованого відбору	$\Delta N^{\text{вб}}$	кВт		0	0	0	0
	д) на температуру окислювальної зсди	$\Delta N^{\text{вб}}$	кВт		0	0	0	0
	ж) еквівалентна потужність	$N^{\text{вб}}$	кВт	$N^{\text{вб}} = N_{\text{ПТ}} - \Delta N^{\text{вб}} + \Delta N^{\text{вб}} + \Delta N^{\text{вб}} + \Delta N^{\text{вб}} + \Delta N^{\text{вб}}$	49750	55750	49750	61350

2.2.22	Зміна частоти гарячої пари на турбіну ПТ-60-130/13 з урахуванням поправок до потужності	D_{PT}^{max}	т/год	810,00	810,00	310,00	310,00
	За дієздатним режимом для потужності на виході генератора 43750 кВт, регульованого в дзбору 1,3 МПа - 149 т/год і регульованого в дзбору 0,12 МПа - 57 т/год						
	За дієздатним режимом для потужності на виході генератора 43750 кВт, регульованого в дзбору 1,3 МПа - 149 т/год і регульованого в дзбору 0,12 МПа - 57 т/год						
	За дієздатним режимом для потужності на виході генератора 43750 кВт, регульованого в дзбору 1,3 МПа - 92,1 т/год і регульованого в дзбору 0,12 МПа - 53 т/год						Експлуатаційні умови КДЖК
2.2.23	Температура живильної води на виході в ПЕТ турбіни ПТ-60-130/13	t_{PT}^{max}	°C	230	230	230	230
2.2.24	Витрата пари на ПЕТ турбіни ПТ-60-130/13	D_{PT}^{max}	т/год	40,02	40,02	40,02	40,02
	$D_{PT}^{max} = i_{PT}^{max} \cdot i_{D0}$						
	середньозважена ентальпія пари, що надходить на ПЕТ турбіни ПТ-60-130/13, прийнято по даним балансу палива й тепла турбіни (орієнтовно), див. [10, 7]	i_{D0}	кДж/кг	3109	3109	3109	3109
	ентальпія конденсатної води при тиску 1,3 МПа	i_{D1}	кДж/кг	811,2	811,2	811,2	811,2
	ККД регенеративних підігрівачів	η_{PT}		0,90	0,90	0,90	0,90

2.2.51	Прийнятний коеф. цінт на зміну тиску свіжої гаря	K_p	за діяревои режимів (Додаток, Табл. А16-А18) для умсе поз.2.2.7	1	1	1	
2.2.52	Істунжність турбіни Г-50-130/13 з грахуванням потявск	M_p кВт	$M_p = \sum P_{\text{т}} K_t K_p$	58500	58500	58500	ЗАОБЛЕННЯ ТЕПЛА відобрани турбіни, вказане ться інше з урахуванням
2.2.53	Температура живильної води на виході із ПЕТ турбіни Г-50-130/13	$t_{\text{вх}}^{\text{жв}}$ °C	за діяревои режимів (Додаток, Табл. А16-А18) для умсв поз.2.2.28	245	245	245	Модельного виробству тепла
2.3	2.3. Тепло у вигляді гарячої води турбіни Т 100, М20 130 і пікових водогрійних котлів. Максимально можливи виробток тепла регульованими відбрами - турбіни Т-100/ 20-130	$Q_{\text{вх}}^{\text{жв}}$ ГДж/год	постях умовам на турбіни	670.4	670.4	670.4	теплицейн или учаском конденсатору вив. П. 2.2.10
2.3.1	Кількість мережної води циркуляції в системі опалення в вентиляції	$Q_{\text{вх}}^{\text{мер}}$ ГДж/год	$Q_{\text{вх}}^{\text{мер}} = \frac{(Q_{\text{вх}} + Q_{\text{вх}}^{\text{жв}})}{t_{\text{вх}}^{\text{мер}} - t_{\text{вх}}^{\text{жв}}}$	9007.77	8043.29	7987.76	Талловои участку турбіни СВМ
2.3.2		$Q_{\text{вх}}^{\text{жв}}$ ГДж/год	кількість теплової енергії живильної води	243.0	150.8	119.4	
		$Q_{\text{вх}}^{\text{мер}}$ ГДж/год	вдуста тепло з'язанню водою на вентиляцію див. п. 1.3.	2.51	21.0	18.8	Талловои участку мережної води
		$t_{\text{вх}}^{\text{жв}}$ °C	температура живильної води див. п. 1.3.1 і граф. 1	150	106	89	
		$t_{\text{вх}}^{\text{мер}}$ °C	температура зворотної мережної води див. п. 1.3.	70	55	48	Талловои участку мережної води
2.3.3	Енергія води на гаряче опалення	$Q_{\text{вх}}^{\text{оп}}$ ГДж/год	див. п. 2.1.2	845.51	958.24	393.24	8018.
	У тому числі від гарячої мережної води	$Q_{\text{вх}}^{\text{мер}}$ ГДж/год	$Q_{\text{вх}}^{\text{мер}} = \frac{Q_{\text{вх}}^{\text{мер}} \cdot t_{\text{вх}}^{\text{жв}} - Q_{\text{вх}}^{\text{жв}} \cdot t_{\text{вх}}^{\text{жв}}}{t_{\text{вх}}^{\text{мер}} - t_{\text{вх}}^{\text{жв}}}$ Талловои участку 7.10	0.00	97.96	292.46	8018.
2.3.4	Витрата живильної води тепломережі	$G_{\text{вх}}^{\text{жв}}$ т/год	$G_{\text{вх}}^{\text{жв}} = \frac{Q_{\text{вх}}^{\text{жв}}}{c_{\text{вх}}^{\text{жв}} \cdot (t_{\text{вх}}^{\text{жв}} - t_{\text{вх}}^{\text{жв}})}$	995.51	143.24	1145.74	921.0
2.3.5	Температура підживлювальної води	$t_{\text{вх}}^{\text{жв}}$ °C	ТРИМІЄМО	40	40	40	40

№ п/п	Назва параметра	Єдиниця вимірювання	Формула	Значення	Єдиниця вимірювання	Значення	Єдиниця вимірювання	Значення	Єдиниця вимірювання	Значення
2.3.6	Температура мережної води перед мережними циліндрами урбіни Т-100/20-3С	°С	$t_{100}^{100} = \frac{(C_{100}^{100} - C_{100}^{100}) + C_{100}^{100} \cdot t_{100}^{100}}{C_{100}^{100} + C_{100}^{100}}$	36,27	°С	46,88	°С	52,98	°С	40
2.3.7	Температура мережної води за мережними циліндрами урбіни Т-100/20-3С	°С	$t_{100}^{100} = \frac{1 \cdot C_{100}^{100} + C_{100}^{100} \cdot t_{100}^{100}}{C_{100}^{100} + C_{100}^{100}}$	106,28	°С	85,81	°С	72,55	°С	60
2.3.8	Склина потужність турбіни Т-100/20-130 при номінальній потужності 2.3.1, 2.3.7	МВт	за діаграмою (Додаток Рис. Б10, Б11) режимів діяри блки ПІВІКРИМІНІМУ	100,000	МВт	107,00	МВт	105,000	МВт	100,000
2.3.9	Витрата пари на турбіну Т-100/120-130 при умовах г. 2.3.1, 2.3.7, 2.3.8	т/год	ДЛЯ КЛОНОК 6, 7, 8 ЗА ДІАГРАМОЮ РЕЖИМІВ 'ДОДАТОК РИС. С10, Д11', ДЛЯ РОБОТИ ПО ЕЛЕКТРИЧНОМУ ЗАФІКУ, ДІВ. ГОЛОВНИЙ ДІВ. П. 2.3.12	416,00	т/год	416,00	т/год	416,00	т/год	370,00
2.3.10	Головка до турбіни а) температура води паропередавача важкої пари $t_{100}^{100} = 555$ °С; б) температура води мережної води; в) температура неживильний відбір на деаератори 0,6 МПа	°С	за діаграмою режимів 'ДОДАТОК РИС. Б10, Б11); за діаграмою режимів 'ДОДАТОК РИС. Б10, Б11); $\Delta t_{100}^{100} = 0,278 \cdot D_{100}^{100} \cdot (k_{100}^{100} + k_{100}^{100}) \cdot t_{100}^{100}$	-1400	°С	-1400	°С	-1400	°С	-300
	Діаграма пар на деаератор турбіни Т-100/20-130 за заводськими даними, див. п. 2.3.12	°С		-1300	°С	-500	°С	-600	°С	-
	Діаграма пар на деаератор турбіни Т-100/20-130 за заводськими даними, див. п. 2.2.2, б, г, д, е, ж, з	°С		2447,00	°С	2447,00	°С	2447,00	°С	2447,00
	Діаграма пар на деаератор турбіни Т-100/120-130 за заводськими даними, див. п. 2.2.2, б, г, д, е, ж, з	°С		0,68	°С	0,68	°С	0,68	°С	0,68
	Діаграма пар на деаератор турбіни Т-100/120-130 за заводськими даними, див. п. 2.2.2, б, г, д, е, ж, з	°С		0	°С	0	°С	0	°С	-

2.3.11	Підприємство турбіни Т-100/120-130 з холодним паром	N_T кВт	$N_T = N_T^I + N_T^{II} + \Delta N_T^{II} + \Delta N_T^{II} + \Delta N_T^{III} + \Delta N_T^{III}$	99202.6	103363	105963	99662.6	розраховано потім
2.3.12	Витрата пари в конденсатор турбіни Т-100/120-130	D_{cond}^{max} т/год	$D_{cond}^{max} = \Delta T_{cond}^{max} \cdot K_1 + D_{cond}^{max} \cdot K_2$	29.2	27.5	27.5	27.5	
2.3.13	ΔT_{cond}^{max} - зніжка у витраті пари на турбіну по діаграмі режимів для фактичної потужності поз. 2.3.11 фактичної потужності при певних параметрах діаграми. Витрата пари в конденсатор при певній закритій ділянці (приблизно в 1/3), на зростається і приймає значення: D_{cond}^{max} по використаній діаграмі для турбіни Т-100/120-130 див. пос. 2.2. Коефіцієнт на розігрівачі, K_1 Коефіцієнт на розігрівачі, K_2 Нагрівання скори гдживлювання води тепломережі в пучках конденсатора турбіни Т-100/120-130	ΔT_{cond}^{max} °C	$\Delta T_{cond}^{max} = \frac{D_{cond}^{max} \cdot r}{C_p \cdot C_{cond}^{max}}$	0.7 0.8 10.24	0.65 0.6 12.4С	0.65 0.6 12.40	0.65 0.6 12.40	розраховано технічно зодоготовлено
2.3.14	Температура води після розігрівачів турбіни Т-100/120-130	t_{cond}^{max} °C	$t_{cond}^{max} = t_{cond} + \Delta t_{cond}^{max}$	20.24	17.4С	17.43	24.00	
2.3.15	Зміна тепла в пучках конденсатора турбіни Т-100/120-130	Q_{cond}^{max} ГДж/год	$Q_{cond}^{max} = 4.19 \cdot D_{cond}^{max} \cdot \Delta t_{cond}^{max}$	59.91	65.84	65.84	38.24	
2.3.16	Зміна тепла в пучках конденсатора турбіни Т-100/120-130	Q_{cond}^{max} ГДж/год	$Q_{cond}^{max} = 4.19 \cdot D_{cond}^{max} \cdot \Delta t_{cond}^{max}$	53.55	59.88	59.86	34.75	
2.3.17	Зміна тепла в пучках конденсатора турбіни Т-100/120-130	Q_{cond}^{max} ГДж/год	$Q_{cond}^{max} = 4.19 \cdot D_{cond}^{max} \cdot \Delta t_{cond}^{max}$	-	-	-	117.74	
$Q_{max} - \text{див. пос. 1.3.1}$								

2.0.17	Температура живильної води від виходу із ПЕТ турбіни Т-100/120-30	$t_{г.в.в}$	С	за діаграми режимів	220,00	220,00	220,00	225,00
2.3.18	Сумарна кількість тепла, збережена від турбін Т-100/120-30 на опалення, вентиляцію гаражів та допоміжне	$Q_{г.в.в}^{\Sigma}$	ГДЖ/год	$Q_{г.в.в}^{\Sigma} = \eta_{г.} \cdot Q_{г.в.в}^{\Sigma} - \eta_{г.} \cdot Q_{г.в.в}^{\Sigma}$	1405,36	140,26	140,26	154,00
2.3.19	Примітка: змінених величин немає. За умови проведення аналізу для даної турбіни Т-100/120-30, конденсатор другої турбіни Т-100/120-30 охолоджується циркуляційною системою.							
2.3.19	Сумарна кількість тепла на опалення, вентиляцію і т.д., одержане від парових турбін і котлів	$Q_{г.в.в}^{\Sigma}$	ГДЖ/год	$Q_{г.в.в}^{\Sigma} = Q_{г.в.в}^{\Sigma} + Q_{г.в.в}^{\Sigma} + Q_{г.в.в}^{\Sigma} - Q_{г.в.в}^{\Sigma}$	1600,66	216,74	140,54	0,00
2.3.20	Сдинична продуктивність парових котлів	$Q_{г.в.в}^{\Sigma}$	ГДЖ/год	Прийнято котли ПТВУ-100 (20-2М-100) по 764 ГДЖ/год (18С Паселука)	764,00	764,00	764,00	764,00
2.3.21	Кількість встановлених парових водогрійних котлів	$n_{ПК}$	шт.	прийнято	2	2	2	2
2.3.22	Кількість парових водогрійних котлів у роботі	$n_{ПК}^{\text{р}}$	шт.	прийнято	2	2	2	0
2.3.23	Забезпечення парових водогрійних котлів	$f_{ПК}$	%	$f_{ПК} = \frac{Q_{г.в.в}^{\Sigma} \cdot 100}{n_{ПК} \cdot Q_{г.в.в}^{\Sigma}}$	99,04	00,69	25,24	0,00
2.3.24	Коефіцієнт теплотехніки	α		$\alpha = \frac{Q_{г.в.в}^{\Sigma}}{Q_{г.в.в}^{\Sigma} + Q_{г.в.в}^{\Sigma}}$	0,483			
2.4. Енергетичні котли і температура живильної води перед ними. Потужність ТЕЦ на виводах генераторів.								
2.4.1	Необхідна продуктивність енергетично-котельної	$D_{ЭК}^{\Sigma}$	МВт	$D_{ЭК}^{\Sigma} = \eta_{г.} \cdot D_{г.}^{\Sigma} + \eta_{ПК} \cdot D_{ПК}^{\Sigma} + \eta_{г.} \cdot D_{г.}^{\Sigma}$	1654,00	206,00	1654,00	1732,00

2.4.2	Средня продуктивність горючих для установок енергетичних котлів	$D_{ЕК}$	т/год	прийнято стандарту П-07 продуктивністю по 5/1 т/г	420,00	420,00	420,00	420,00
2.4.3	Кількість енергетичних котлів у роботі	$N_{ЕК}$	шт	прийнято	4	4	4	4
2.4.4	Запас по продуктивності енергетичної «стергьні»	$\Delta D_{ЕК}^{max}$	т/год	$\Delta D_{ЕК}^{max} = N_{ЕК} \cdot D_{ЕК} - D_{ЕК}^2$	26,00	26,00	26,00	120,00
		$\Gamma_{ЕК}^{max}$	%	$\Gamma_{ЕК}^{max} = \frac{\Delta D_{ЕК}^{max}}{D_{ЕК}} \cdot 100$	6,2	4,31	1,57	11,4
2.4.5	Умовна жорсткість елемента енергетичними котлами	$\epsilon_{ЕК}$	г/с	$\epsilon_{ЕК} = \frac{N_{ЕК} \cdot D_{ЕК}^{max} \cdot t_{ЕК}^{max}}{D_{ЕК}^2} - \frac{N_{ЕК} \cdot D_{ЕК}^{max} \cdot t_{ЕК}^{max}}{D_{ЕК}^2} + \frac{N_{ЕК} \cdot D_{ЕК}^{max} \cdot t_{ЕК}^{max}}{D_{ЕК}^2}$	233,66	235,1	233,96	235,72
		$D_{ЕК}^2$, $D_{ЕК}^3$, $D_{ЕК}^4$	-	див. п.п. 2.2.22, 2.2.28, 2.3.6				
		$t_{ЕК}^{max}$, $t_{ЕК}^{max}$, $t_{ЕК}^{max}$	-	див. п.п. 2.2.23, 2.2.23, 2.3.17				
		$N_{ЕК}$, $N_{ЕК}$, $N_{ЕК}$	-	див. п.п. 2.2.23, 2.2.23, 2.3.17				
2.4.6	Потужність ТЕУ в атомних реакторах	$N_{ТЕУ}$	МВт	$N_{ТЕУ} = N_{ТЕУ} \cdot N_{ТЕУ} + N_{ТЕУ} \cdot N_{ТЕУ}$	304025	217463	610425	218166
		$N_{ТЕУ}$, $N_{ТЕУ}$, $N_{ТЕУ}$	-	див. п.п. 2.2.7, 2.2.7, 2.3.11				

Таблиця 5.3. Баланси пари, тепла і живильної води. Електрична потужність ТЕЦ.

№, ПИ	Служивання				Покриття				№ ПИ	Режими			
	Служивання				Покриття					Режими			
	Максимальний- зливовий	Середній за найвищий квартальний місяць	Середній зливовий	Генія	Максимальний- зливовий	Середній за найвищий квартальний місяць	Середній зливовий	Генія		Максимальний- зливовий	Середній за найвищий квартальний місяць	Середній зливовий	Генія
1	2	3	4	5	6	7	8	3	10	1	2		
Баланс пари 14,0 МПа, 560 °С, т/год													
1	Для турбіни №1 ПТ-60- 50/13	310,0	310,0	310,0	310,0	1	Від енергетичних котлів продуктивність по 420 т/год	1654,0	1208,0	1654,0	1132,0		
2	№2 Р-50-130/13	452,0	452,0	452,0	452,0								
3	№3 Т-100/120-130	446,0	446,0	446,0	370,0								
4	№4 Т-100/120-130	446,0	0,0	446,0	0,0								
5	Резерв	52,0	52,0	52,0	52,0	2	Резерв						
	Разом:	1600,0	1200,0	1600,0	1260,0		Разом						
	Кількість турбін у роботі	4	3	4	3		Кількість турбін у роботі	4	3	4	3		
	Кількість турбін у простоях або ремонті	0	1	0	1		Кількість турбін у простоях або ремонті	0	1	0	1		
Баланс пари 1,3 МПа, т/год													
1	На виробництво	360,0	360,0	360,0	360,0	1	Для турбін ПТ-50-100/10	150,0	120,9	150,0	99,9		
2	На електричні вакуумні деаератори	3,0	3,0	3,0	3,0	2	Для турбін Р-50-130/13	366,0	366,0	366,0	366,0		
3	На гарячу воду для аккумуляторів	7,0	7,0	7,0	7,0	3	Від розділника безперервної протічки 1- го ступеня	4,1	3,1	4,1	3,1		
4	На маунтогосподарстві	10,0	10,0	10,0	10,0								

Таблиця 6.4. Річна витрата палива на ТЕЦ.

№, п/п	Найменування	Позначення	Розмірність	Параметр формула	Витрати	Примітка
1	Повна витрата теплоти турбоустановки ТЕЦ	Q_{TUT}	МВт	$Q_{TUT} = D_{DJK}^n (h_{DJK}^{DJK} - h_{DJK}^{DJK})$	1131,20	
		D_{DJK}^n	кг/с	- тисня витрата пари на вхід турбоустановки див. п. 2.4.1	463,44	
		h_{DJK}	кДж/кг	- ентальпія пари на вхід турбоустановки	9473	Для паряке рв'язи Р0 = 12,7 МПа, Т0 = 560 С
		h_{DJK}^{DJK}	кДж/кг	- ентальпія живильної води	1010,3	Температура живильної води див. п. 2.4.5
2	Витрата теплоти на виробництво	Q_{PT}	МВт	$Q_{PT} = D_{DJK}^n h_{DJK}^n - G_{DJK} h_{DJK}^{DJK} - (D_{DJK}^n - G_{DJK}^{DJK}) h_{DJK}^{DJK}$	74,07	
		D_{DJK}^n	кг/с	- витрата пари в виробництві див. п. 2.4.1	100,83	
		G_{DJK}^{DJK}	кг/с	- повернення конденсату в циліндр живильника див. п. 2.4.1	42,5	
		h_{DJK}^n	кДж/кг	- ентальпія пари, що подається на виробництво	2933	
		h_{DJK}^{DJK}	кДж/кг	- ентальпія конденсату, що повертається на стенді див. п. 2.4.1	335,21	
		h_{DJK}^{DJK}	кДж/кг	- ентальпія хімічної води див. п. 2.4.1	167,82	

С	Назва параметра та його значення (або формула) турбін з теплотехнічних пунктів	Q_{Tj}	МВт	Дивись табл. 4.3	350,10
4	Сумарна втрата тепла на висхідності теплофлюїду	Q_{Tj}	МВт	$Q_{Tj} - Q_{Tj} + Q_{Tj}$	660,17
5	Втрата тепла на турбустанції по виробництву електроенергії	Q_{Tj}^E	МВт	$Q_{Tj}^E - Q_{Tj}^E \cdot D_{Tj}^{ex} \cdot (h_{Tj}^E - h_{Tj}^{ex})$ $- D_{Tj}^{ex} \cdot (h_{Tj}^{ex} - h_{Tj}^{ex})$ $-(G_{Tj}^{ex} + G_{Tj}^{ex})$ $\cdot (h_{Tj}^{ex} - h_{Tj}^{ex}) - Q_{Tj}^E$	440,18
		D_{Tj}^{ex}	кг/с	Вихід пари з розширника І ступеня див. п.п. 2.2.8	1,14
		D_{Tj}^{ex}	кг/с	Вихід пари з розширника І ступеня, див. п.п. 2.2.13	0,15
		h_{Tj}^E	кДж/кг	Ентальпія пари на виході з розширника І ступеня, див. п.п. 2.1.1	2764,99
		h_{Tj}^{ex}	кДж/кг	Ентальпія пари на виході з розширника І ступеня, див. п.п. 2.1.1	2867,63
		G_{Tj}^{ex}	кг/с	Внутрішня степені втрата по добувату, див. п.п. 2.1.2	14,00
		G_{Tj}^{ex}	кг/с	Вихід продукту з розширника ІІІ ступеня, див. п.п. 2.1.6	1,14
F	Ккд турбустанції по виробництву електроенергії	η_{Tj}^E		$\eta_{Tj}^E = \frac{W_{Tj}^E}{Q_{Tj}^E}$	Г.Р.Е
		W_{Tj}^E	МВт	Потужність ТЕЦ по виробництву електроенергії, див. п.п. 2.4.6	304,03

7	Питома витрата тепла на виробництво електричності	$q_{\text{ГВ}}^{\text{е}}$		$q_{\text{ГВ}}^{\text{т}} = 1/\eta_{\text{ГВ}}^{\text{т}}$	147	6326,88 (кДж/(кВт·год))
8	Теплота потужності парогенераторних котлів	$Q_{\text{БК}}$	МВт	$Q_{\text{БК}} = D_{\text{ком}}(h_{\text{т}} - h_{\text{БК}}^{\text{нас}}) + G_{\text{г}}^{\text{в}}(h_{\text{г}}^{\text{нас}} - h_{\text{БК}}^{\text{нас}})$	102,5803	
		$h_{\text{т}}^{\text{в}}$	кДж/кг	ен. вміст пари на виході з котла	3486	Для параметрів пари Р=14,0 МПа, Т=560°С
		$h_{\text{г}}^{\text{в}}$	кДж/кг	ен. вміст пародувки котла з див. п. 2.1.4	1819,44	
		$G_{\text{г}}^{\text{в}}$	кг/с	безпароварна послужка парогенераторних котлів, див. п. 2.1.3	200	
		$D_{\text{ком}}$	кг/с	паропотік ість, парогенераторних котлів, див. табл. 4.6	459,44	
9	К.к.д. транспорту тепла	$\eta_{\text{тп}}$		$\eta_{\text{тп}} = Q_{\text{ГВ}} / Q_{\text{БК}}$	0,93	
10	К.к.д. ТЦ, по відношенню до електричності	$\eta_{\text{ТЦ}}^{\text{е}}$		$\eta_{\text{ТЦ}}^{\text{е}} = \eta_{\text{ГВ}}^{\text{е}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{эл}}$	0,82	$\eta_{\text{эл}} = 0,92$
11	К.к.д. ТЦ по відношенню до тепла	$\eta_{\text{ТЦ}}^{\text{т}}$		$\eta_{\text{ТЦ}}^{\text{т}} = \eta_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{БК}}$	0,81	$\eta_{\text{м}} = 0,995$
12	Питома витрата умовної теплоти на виробництво електричності	$b_{\text{г}}^{\text{е}}$	кВт/год	$b_{\text{г}}^{\text{е}} = \frac{123}{\eta_{\text{ТЦ}}^{\text{е}}}$	148,36	
13	Питома витрата умовної теплоти на виробництво тепла	$b_{\text{г}}^{\text{т}}$	кВт/год	$b_{\text{г}}^{\text{т}} = \frac{34,1}{\eta_{\text{ТЦ}}^{\text{т}}}$	37,48	

Додатки

Додаток А. Технічні характеристики турбін ТЕЦ

Таблиця А.1 - Технічна характеристика турбіни Т-250/300-240-2 (ТМЗ) – промперегрів $P_{nn} = 37,5$ ата, $t_{nn} = 540$ °С.

Режими	N, тис. кВт	Початкові параметри		Витрата пари D, т/год	Регульований відбір		Мереж. вода на вх., $t_{вх.}$, °С	Теплове навантаження		Конденсатор				Темп. жив. води $t_{н.в.}$, °С	Витр. охол. води $G_{ох.в.}$, м ³ /год.	Гарантії	
		P_o , ата	t_o , °С		$P_t^{1)}$, ата	t_t , °С		Q_m , Гкал/год.	D_m , т/год.	P_k , ата	D_k , т/год.	h_k , ккал/кг	$t_{ц.в}$, °С			Пит. витрата пари кг/кВт·год	Пит. витрата тепла, ккал/кВт·год
Теплофікаційні режими																	
1.1 Номінальний	250	240	540	955	0,95	91	42	330	590	55	0,04	594	20	263		3,64	
1.2	253	240	540	955	0,85		35	330	590				20	263		3,60	
1.3	245	240	540	955	1,2		39	320					20	263		3,71	
1.4	232	240	540	955	1,6		70	320					20	263		3,91	
Конденсаційний та режим максимальної потужності	300	240	540	965	-	-	-	-	-	634	0,067	575	20	264	28000	3,09	1945

¹⁾ – верхній 0,6÷1,5 ата.

Таблиця А.2 - Дані по регенеративних відборах турбіни Т-250/300-240-2 для номінального режиму.

		ПВТ 8	ПВТ 7	Турбопривід	ПВТ 6	Деаератор	ПНТ 5	ПНТ 4	ПНТ 3	ПНТ 2	ПНТ 1
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	58,8	41,5	25,3	17,3	10,2	5,7	2,85	0,95	0,28	-
	температура, °С	345	300	485	435	365	340	230	135	-	-
Кількість пари, що відбирається, т/год.		51,3	93,9	151	35,3	15,4	19 ²⁾ + 12,5 ³⁾	39	17,3	-	-

²⁾ - із вихлопу турбоприводу;

³⁾ - із ущільнень.

Примітки:

Допускаються додаткові відбори пари з вихлопу турбоприводу до 60 т/год., з холодного промперегріву до 30 т/год., зі зниженою потужністю турбіни і теплового навантаження, що покривається з регульованих відборів.

Максимальна витрата пари на турбіну – 980 т/год, в конденсатор – 730 т/год.

Витрата охолоджуючої води не більше 28000 м³/ч і не менше 14000 м³/ч.

Питомі витрати пари гарантуються з допуском 1,5 % і віднесені до сумарної потужності на клеммах генератора і внутрішньої потужності турбоприводу живильних насосів.

Передбачається можливість роботи турбоустановки с пропуском підживлюючої води через вбудований пучок конденсатора.

Таблиця А.3 - Технічна характеристика турбіни Т-175/210-130 (ТМЗ)

Режими	N, тис. кВт	Початкові параметри		Витрата пари D, т/год.	Регульований відбір			Теплове навантаження		Конденсатор				Темп. жив. води $t_{ж.в.}$, °C	Витрата охолоджуючої води $G_{ох.в.}$, м ³ /год.	Гарантії	
		P_o , ата	t_o , °C		$P_t^{1)}$, ата	t_t , °C	Мережна вода на вх., $t_{вх.}$, °C	Q_m , Гкал/год.	D_m , т/год	P_k , ата	D_k , т/год	i_k , ккал/кг	$t_{ц.в.}$, °C			Пит. витрата пари кг/кВт·год	Лит. витрата тепла, ккал/кВт·год
1. Теплофікаційні режими																	
1.1 Номінальний	175	130	555	745	1,0		51,4	270	520				20	232		4,25	
1.2	180	130	555		0,8		42,8	230					20	232		4,10	
1.3	140	130	555		1,2		57	200					20	221		4,33	
1.4	160	130	555		0,5		37,6	70					20	221		3,72	
2. Конденсаційний	175	130	555		-	-	-	-	-				20	222	24800	3,51	
3. Режим максимальної потужності	210	130	555	760	-	-	-	-	-				20		24800	-	2100

Таблиця А.4 - Дані по регенеративних відборах турбіни Т-175/210-130 для номінального режиму

		ПВТ 7	ПВТ 6	ПВТ 5	Деаератор	ПНТ 4	ПНТ 3	ПНТ 2	ПНТ 1
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	33,9	22,8	15	15	5,95	2,9	1,0	-
	температура, °С	375	325	277	277	18,5	-	-	-
Кількість пари, що відбирається, т/год.		33,8	32,4	33,2+5 ²⁾	8,6	31,6	33,0	13,0	-

¹⁾ – нижній 0,5÷2,0 ата, верхній 0,6÷3,0 ата;

²⁾ – із ущільнень.

Примітки:

Можливість отримання додаткових відборів пари погоджується з заводом.

Максимальна витрата пари на турбіну – 760 т/год.. Мінімальна витрата пари в конденсатор – 25 т/год..

Витрата охолоджуючої води не більше 24800 м³/ч і не менше 12400 м³/ч.

Питомі витрати пари гарантуються з допуском 2,0 %.

Максимальне теплове навантаження – 280 Гкал/год., а в номінальному режимі при використанні тепла пари, що надходить в конденсатор для підігріву мережної підживлюючої води.

Таблиця А.5 - Технічна характеристика турбіни Т-50/60-130-3 (ТМЗ)

Режими	N, тис.кВт	Початкові параметри		Витрага пари D, т/год.	Регульований відбір		Мережна вода на вході, $t_{вх}, ^\circ\text{C}$	Теплове навантаження		Конденсатор				Темп. жив. води $t_{н.в.}, ^\circ\text{C}$	Витрага охол. води $G_{ох.в.}, \text{м}^3/\text{год.}$	Гарантії	
		$P_o,$ ата	$t_o,$ $^\circ\text{C}$		$P_t^1,$ ата	$t_t,$ $^\circ\text{C}$		$Q_m,$ Гкал/год.	$D_m,$ т/год.	$P_k,$ ата	$D_k,$ т/год.	$h_k,$ ккал/кг	$t_{ц.в.},$ $^\circ\text{C}$			Пит. витрата пари кг/кВт·год	Пит. витрата тепла, ккал/кВт·год
1. Теплофікаційні режими (номінальний)	57,5	130	555	256	1,0	91	50,8	95	185	0,03	7	607	20	232			
2. Конденсаційний	55	130	555	205	-	-	-	-	-	0,065	148	554	20	219	7000		
3. Режим максимальної потужності	65	130	555	256	1,3	105	55	30	59	0,057	130	555	20	232	7000		

¹⁾ – нижній 0,5÷2,0 ата, верхній 0,6÷2,5 ата.

Таблиця А.6 - Дані по регенеративних відборах турбіни Т-50/60-130-3 для номінального режиму при $t_0=565$ °С

		ПВТ 7	ПВТ 6	ПВТ 5	Деаератор	ПНТ 4	ПНТ 3	ПНТ 2	ПНТ 1
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	33,6	21,75	11,3	11,3	5,42	2,78	0,8	0,204
	температура, °С	387	338	263	263	190	130	-	-
Кількість пари, що відбирається, т/год.		19,05+1,9 ²⁾	25,4	10,3	7,2	10,6+5,75 ²⁾	24,7	7,46	-

²⁾ – із ущільнень.

Примітки:

Максимальна витрата пари на турбіну – 265 т/год.

Витрата охолоджуючої води 8000 м³/ч при температурі 33 °С.

Таблиця А.7 - Технічна характеристика турбіни ПТ-135/165-130/15 (ТМЗ)

Режими	N, тис. кВт	Початкові параметри		Витрата пари D, т/год.	Регульов. вироб. відбір		Мережна вода на вході, t_{ex} , °C	Регульований опалюв. відбір				Конденсатор				Темп. жив. води $t_{н.в.}$, °C	Витр. охол. води $G_{ох.в.}$, м ³ /год.	Гарантії	
		$P_{ос}$, ата	$t_{ос}$, °C		$P_n^{1)}$, ата	D_n , т/год.		$P_m^{2)}$, ата	t_m , °C	Q_m , Г кал/год.	D_m , т/год.	P_k , ата	D_k , т/год.	h_k , кал/кг	$t_{ц.в.}$, °C			Пит. витрата пари, кг/кВт·год	Пит. витрата тепла, ккал/кВт·год
1.Теплофікаційні режими																			
1.1 Номінальний	135	130	555	750	15	320	30	0,8	75	110	210	19,7	0,03	611,2	20	232		5,55	
1.2	135	130	555		15	390	-	-		-	-					232		5,56	
1.3	135	130	555		16	230		1,2		140	270					231		5,30	
1.4 Макс. потужності	165	130	555	760	15,7	270	-	-		-	-	264	0,061	545	20	236	12400		
1.5 З макс. теплоф. відбором	100	130	555		-	-				140	270				20				
1.6 З макс. виробн. відбором	110	130	555		15	480	-	-		-	-				20				
2.Конденсаційний режим	120	130	550	445	-	-	-	-		-	-	320	0,074	555,5	20	220	12400	3,72	2254

¹⁾ - в межах 12÷21 ата.

²⁾ - нижній 0,4÷1,2 ата, верхній 0,9÷2,5 ата.

Таблиця А.8 - Дані по регенеративних відборах турбіни при номінальному режимі

		ПВТ 7	ПВТ 6	ПВТ 5	Деаератор	ПНТ 4	ПНТ 3	ПНТ 2	ПНТ 1
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	34	22,8	15	15	5,1	2,5	0,8	0,2
	температура, °С	375	325	275	275	178	127	-	-
Кількість пари, що відбирається, т/год.		33,9	29,8	33+4,8 ³⁾	14,6	30	28	7,7	-

³⁾ – із ущільнень.

Примітки:

Допускаються додаткові відбори пари: після 16 ст. (ПНТ 4) до 75 т/год., а також після 7 ст. (35 ата), можливість їх отримання погоджується з заводом.

Максимальна витрата пари на турбіну – 760 т/год.

Питомі витрати пари гарантуються с допуском 1,5 %.

Передбачається можливість роботи турбоустановки с пропуском підживлювальної води через вбудований пучок конденсатору.

Витрата пари на основні ежектори в гарантії включена.

Таблиця А.9 - Технічна характеристика турбіни ПТ-80/100-130/13

Режими	N, тис.кВт	Початкові параметри		Витрата пари D, т/год	Регульов. виробн. відбір		Мереж. вода на вх., t _{вх.} , °С	Нерегульов. опалюв. відбір				Конденсатор				Темп. жив. води t _{п.в.} , °С	Витр. охол. води G _{ох.в.} , м ³ /год.	Гарантії	
		P _о , ата	t _о , °С		P _н ¹⁾ , ата	D _н , т/год		P _м ²⁾ , ата	t _м , °С	Q _м , Гкал/год.	D _м , т/год	P _к , ата	D _к , т/год	h _к , ккал/кг	t _{ц.в.} , °С			Пит. витрата пари кг/кВт·год	Пит. витрата тепла, ккал/кВт·год
1.Теплофікаційні режими																			
1.1 Номінальний	80	130	555	470	13	185	42	0,35		68	132	18	0,03	560	20	249		5,6	
1.2	80	130	555		13	245	-	-	-	-	-				20	249		6,06	
1.3	80	130	555		16	40	42	0,35		100	200				20	239		4,70	
1.4 З макс. виробн. відбором	70	130	555		13	300	-	-	-	-	-				20				
1.5 З макс. теплоф. відбором	76	130	555		-	-					200				20				
2. Конденсаційний	80	130	555		-	-	-	-	-	-	-				20	230	8000	-	2290
3. Режим максим. потужності	100	130	555		16	95	70	1,0		36					20	250	8000	4,75	

¹⁾ в межах 10÷15 ата.

²⁾ нижній 0,3÷1,0 ата, верхній 0,5÷2,3 ата.

Таблиця А.10 - Дані по регенеративним відборам турбіни для номінального режиму

		ПВТ 7	ПВТ 6	ПВТ 5	Деаератор	ПНТ 4	ПНТ 3	ПНТ 2	ПНТ 1
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	45,0	26,0	13,0	13,0	4,0	1,0	0,34	0,033
	температура, °С	420	348	265	265	160	-	-	-
Кількість пари, що відбирається, т/год.		26,0	32,0	10,5	13,0	28,0	-	-	-

Примітки:

Максимальна витрата пари на турбіну – 470 т/год., в конденсатор – 21 т/год..

Питома витрата пари гарантується з допуском 1,0 %.

Передбачається можливість роботи турбоустановки з пропуском підживлювальної або мережної води через вбудований пучок конденсатора.

Витрата пари на основні ежектори в гарантії включена.

Таблиця А.11 - Технічна характеристика турбіни ПТ-60/75-130/13 (ЛМЗ)

Режими	N, тис.кВт	Початкові параметри		Витрата пари D, т/год.	Регул. виробн. відбір		Мереж. вода на вх., t _{вх.} , °С	Нерегульов. опалюв. відбір				Конденсатор			Темп. жив. води, t _{н.в.} , °С	Витр. охол. води G _{ох.в.} , м ³ /год.	Гарантії		
		P _о , ата	t _о , °С		P _н ¹⁾ , ата	D _н , т/год.		P _м ² , ата	t _м , °С	Q _м , Гкал/год.	D _м , т/год.	P _к , ата	D _к , т/год.	h _к , ккал/кг			t _{ц.в.} , °С	Пит. витрата пари кг/кВт·год.	Пит. витрата тепла, ккал/кВт·год.
1. Теплофікаційні режими																			
1.1 Номінальний	60	130	565	354	13	140		1,2	104		100	18	0,03	570	20	242		5,85	
1.2	50	130	565		13	115		1,2			86				20	232		5,77	
1.3 З макс. теплоф. відбором	50	130	565		13	-		1,2			160				20	225		4,65	
1.4 З макс. виробн. відбором	50	130	565		13	230		-	-	-	-				20	245		7,05	
1.5	55	130	565		13	250		-	-	-	-								
1.6	60	130	565		13	225		-	-	-	-								
1.7	60	130	565		-	-		1,2			120								
2. Конденсаційний	50	130	565		-	-	-	-	-	-	-						8000	-	2334

в межах 10÷16 ата.

в межах 0,7÷2,5 ата.

Таблиця А.12 - Дані по регенеративним відборам турбіни ПТ-60/75-130/13 для номінального режиму

		ПВТ 7	ПВТ 6	ПВТ 5	Деаератор	ПНТ 4	ПНТ 3	ПНТ 2	ПНТ 1
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	45	26	13	13	5,7	3,4	1,2	0,06
	температура, °С	430	355	280	280	200	150	104	-
Кількість пари, що відбирається, т/год.		21	22	14	2	12	15	2	-

Примітки:

Максимальна витрата пари на турбіну – 387 т/год., максимальна потужність – 75 тис.кВт, максимальна витрата пари в конденсатор – 160 т/год..

Питомі витрати пари гарантуються з допуском 1,0 %.

Витрата пари на основні ежектори в гарантії не включена.

Таблиця А.13 - Технічна характеристика турбіни Р-100-130/15 (ТМЗ)

Режими	N, тис.кВт	Початкові параметри		Витрата пари, D т/год.	Пит. витрата тепла, ккал/кВт·год	Конденсатор			Температура живильної води, $t_{п.в.}$ °С
		P_0 , ата	t_0 , °С			P_1 , ата	T_1 , °С	D_1 , т/год.	
Номинальний	100	130	555	775	884	15	664	277	234
Максимальний	107	130	555	775	883	12	668	254	231

Таблиця А.14 - Гарантії по питомій витраті пари при $P_0=130$ ата, протитиску $P_1=15$ ата

$t_0 = 555$ °С			$t_0 = 565$ °С		
Потужність, N кВт	Температура живильної води, $t_{п.в.}$, °С	Питома витрата пари, кг/кВт·год	Потужність, N тис. кВт	Температура живильної води, $t_{п.в.}$, °С	Питома витрата пари, кг/кВт·год
100	234	7,75	100	234	7,6
80	227	8,05	80	227	7,9

Таблиця А.15 - Дані по регенеративних відборах турбіни Р-100-130/15 (P₀=130 ата, t=565 °С, P=15 ата)

		ПВТ 3	ПВТ 2	ПВТ 1	Примітка
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	34,5	23,1	15,0	В ПВТ 1 живильна вода надходить із деаератора 6 ата
	температура, °С	385	335	284	
Кількість пари, що відбирається, т/год.		34,0	31,0	38,2	

Примітки:

Допускається додатковий нерегульований відбір пари після 7 ст. (37÷54 ата) до 90 т/год..

Питомі витрати пари гарантуються з допуском 1,5 %.

Допускається можливість паралельної роботи з протитиском як з аналогічними турбінами, так і з РОУ, обладнаними автоматичним регулюванням.

Таблиця А.16 - Технічна характеристика турбіни Р-50-130/13 (ЛМЗ)

Режими	N, тис.кВт	Початкові параметри		Витрата пари, D т/год.	Пит. витрата тепла, ккал/кВт·год	Конденсатор			Температура живильної води, t _{п.в.} °C
		P ₀ , ата	t ₀ , °C			P ₁ , ата	T ₁ , °C	D ₁ , т/год.	
Номінальний	50	130	555	470		12			235
Максимальний	60	130	555	480		12			

– в межах 7÷21 ата

Таблиця А.17 - Гарантії по питомій витраті пари при P₀=130 ата, протитиску P₁=12 ата

t ₀ = 555 °C			t ₀ = 565 °C		
Потужність, N кВт	Температура живильної води, t _{п.в.} °C	Питома витрата пари, кг/кВт·год	Потужність, N тис. кВт	Температура живильної води, t _{п.в.} °C	Питома витрата пари, кг/кВт·год
50	235	7,52	50	235	7,4
40		7,83	40	226	7,7

Таблиця А.18 - Дані по регенеративних відборах турбіни Р-50-130/13 при номінальному режимі

		ПВТ 3	ПВТ 2	ПВТ 1 ¹⁾
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	37	22	12
	температура, °С	391	326	
Кількість пари, що відбирається, т/год.		18	20	

¹⁾ – із протитиску турбіни.

Примітки:

Питомі витрати пари гарантуються з допуском 1,0 %.

Допускається паралельна робота з протитиском декількох турбін даного типу чи турбін і БРОУ на спільного споживача при наявності захисту останньої ступені від недопустимого перепаду тиску.

Таблиця А.19 - Технічна характеристика турбіни Р-40-130/31 (ТМЗ)

Режими	N, тис.кВт	Початкові параметри		Витрата пари D т/год.	Пит. витрата тепла, ккал/кВт·год	Конденсатор			Температура живильної води, t _{п.в.} °С
		P ₀ , ата	t ₀ , °С			P ₁ , ата	T ₁ , °С	D ₁ , т/год.	
Номинальний	40	130	555	464	888,5	31	370	455	227
Максимальний	43	130	555	480	887,0	29	362	470	224

– в межах 29÷36 ата

Таблиця А.20 - Гарантії по питомій витраті пари при P₀=130 ата, протитиску P₁=31 ата

t ₀ = 555 °С			t ₀ = 565 °С		
Потужність, N, кВт	Температура живильної води, t _{п.в.} , °С	Питома витрата пари, кг/кВт·год	Потужність, N, тис. кВт	Температура живильної води, t _{п.в.} , °С	Питома витрата пари, кг/кВт·год
40	227	11,6	40	227	11,4
32		12,2	32		11,9

Таблиця А.21 - Дані по регенеративних відборах турбіни Р-40-130/31 при номінальному режимі

		ПВТ 2	ПВТ 1	Примітка
Параметри пари в камері відбору	тиск, ата	31	31	Максимальний робочий тиск в паровому просторі – 36 ата
	температура, °С	370	370	
Кількість пари, що відбирається, т/год.				

Примітки:

Питомі витрати пари гарантуються з допуском 2,0 %.

При протитиску 36 ата і номінальних параметрах пари, максимальна потужність складає 36 тис. кВт.

Допускається можливість паралельної роботи по протитиску з аналогічними турбінами, котлами чи РОУ, обладнаних автоматичним регулюванням.

Додаток Б. Теплообмінне обладнання паротурбінних установок

ТЕЦ

Таблиця Б.1 Теплообмінне обладнання теплофікаційних паротурбінних установок

№, п/п	Найменування обладнання	Тип турбіни (завод-виробник)
		Т-180/210-130-1 (ЛМЗ) Т-180/215-130-2 (ЛМЗ)
1	Конденсатор	180 КЦС-1
2	Основний ежектор конденсаційного пристрою	ЕП-3-700-1 (2 шт.)
3	Охолоджувач пари з кінцевих камер ущільнень (з ежектором)	ПС-50-1
4	Охолоджувач пари з проміжних камер ущільнень (з ежектором)	ПСВ-90-7-15
5	Підігрівники низького тиску:	
	- ПНТ-1	ПН-350-16-7-I
	- ПНТ-2	ПН-350-16-7-III
	- ПНТ-3	ПН-350-16-7-III
	- ПНТ-4	ПН-350-16-7-III
	- ПНТ-5	-
6	Охолоджувач конденсату дренажу	1)
7	Підігрівники, конденсат яких закачується зливними насосами	ПНТ-2, ПНТ-3
8	Випарник	-
9	Конденсатор випарника	-
10	Деаератор	ДП-1000
11	Підігрівники високого тиску:	
	- ПВТ-1	ПВ-700-265-13

	- ПВТ-2	ПВ-700-265-31
	- ПВТ-3	ПВ-700-265-45
12	Основний підігрівник мережної води	ПСГ-5000-3,5-8-I
13	Піковий підігрівник мережної води	ПСГ-5000-3,5-8-I

Продовження таблиці Б.1

№, п/п	Тип турбіни (завод-виготовлювач)		
	Т-180/210-130-1 (ЛМЗ) Т-180/215-130-2 (ЛМЗ)	ПТ-80/100-130/13 (ЛМЗ)	Р-50-130/13 (ЛМЗ)
1	180 КЦС-1	80 КЦС-1	-
2	ЕП-3-700-1 (2 шт.)	ЕП-3-700-1	ХЭ-65-350
3	ПС-50-1	ПС-50-1	-
4	ПСВ-90-7-15	ПН-130-16-10-11	-
5			
	ПН-350-16-7-I	2)	-
	ПН-350-16-7-III	ПН-130-16-10-11	-
	ПН-350-16-7-III	ПН-200-16-7-I	-
	ПН-350-16-7-III	ПН-200-16-7-I	-
	-	-	-
6	1)	-	-
7	ПНТ-2, ПНТ-3	ПНТ-2	-
8	-	-	-
9	-	-	-
10	ДП-1000	ДП-500М2	3)
11			

	ПВ-700-265-13	ПВ-425-230-25	ПВ-425-230-25
	ПВ-700-265-31	ПВ-425-230-37	ПВ-425-230-37
	ПВ-700-265-45	ПВ-500-230-50	ПВ-500-230-50
12	ПСГ-5000-3,5-8-I	ПСГ-1300-3-8-I	-
13	ПСГ-5000-3,5-8-I	ПСГ-1300-3-8-I	-

Продовження таблиці Б.1

№, п/п	Тип турбіни (завод-виготовлювач)		
	ПТ-135/165-130/15 (ТМЗ)	Т-110/120-130-4 (ТМЗ)	Т-175/210-130 (ТМЗ)
1	К2-6000-I	КГ2-6200-I	КГ2-12000-I
2	ЕП-3-2А (2 шт.)	ЕП-3-2А (2 шт.)	ЕПО-3-135-I (2 шт.)
3	ЕУ-120-1	ХЕ-90-550	ПС-250-30-0,5
4			
5			
	ПН-250-16-7-Псв	ПН-100-16-4-III	ПС-250-8-0,5
	ПН-350-16-7-I	ПН-250-16-7-IIIсв	ПН-550-26-7-Інж
	ПН-350-16-7-II	ПН-250-16-7-IVсв	ПН-550-26-7-Інж
	ПН-400-26-7-II (2 шт.)	ПН-250-16-7-IVсв	ПН-550-26-7-ІІІнж
	ПН-400-26-8-V (2 шт.)	ПН-250-16-7-IVсв	ПН-550-26-7-ІІІнж
6	-	-	-
7	ПНТ-2, ПНТ-3	ПНТ-2, ПНТ-3	ПНТ-2, ПНТ-3
8	-	И-250-I	-
9	-	ПН-200-16-7-II	-
10	ДП-500	ДП-500М2	ДП-1000
11			

	ПВ-800-230-14	ПВ-425-230-13	ПВ-800-230-14
	ПВ-800-230-21	ПВ-425-230-25	ПВ-800-230-21
	ПВ-800-230-32	ПВ-425-230-37	ПВ-800-230-32
12	ПСГ-1300-3-8-I	ПСГ-2300-2-8-I	ПСГ-5000-3,5-8-II
13	ПСГ-1300-3-8-I	ПСГ-2300-3,5-8-II	ПСГ-5000-3,5-8-II

¹⁾ – в дужках позначено номер підігрівача, конденсат якого охолоджується в охолоджувачі;

²⁾ – вбудовано в конденсатор;

³⁾ – вибирається проектантом.

Додаток В. Діаграми режимів турбін

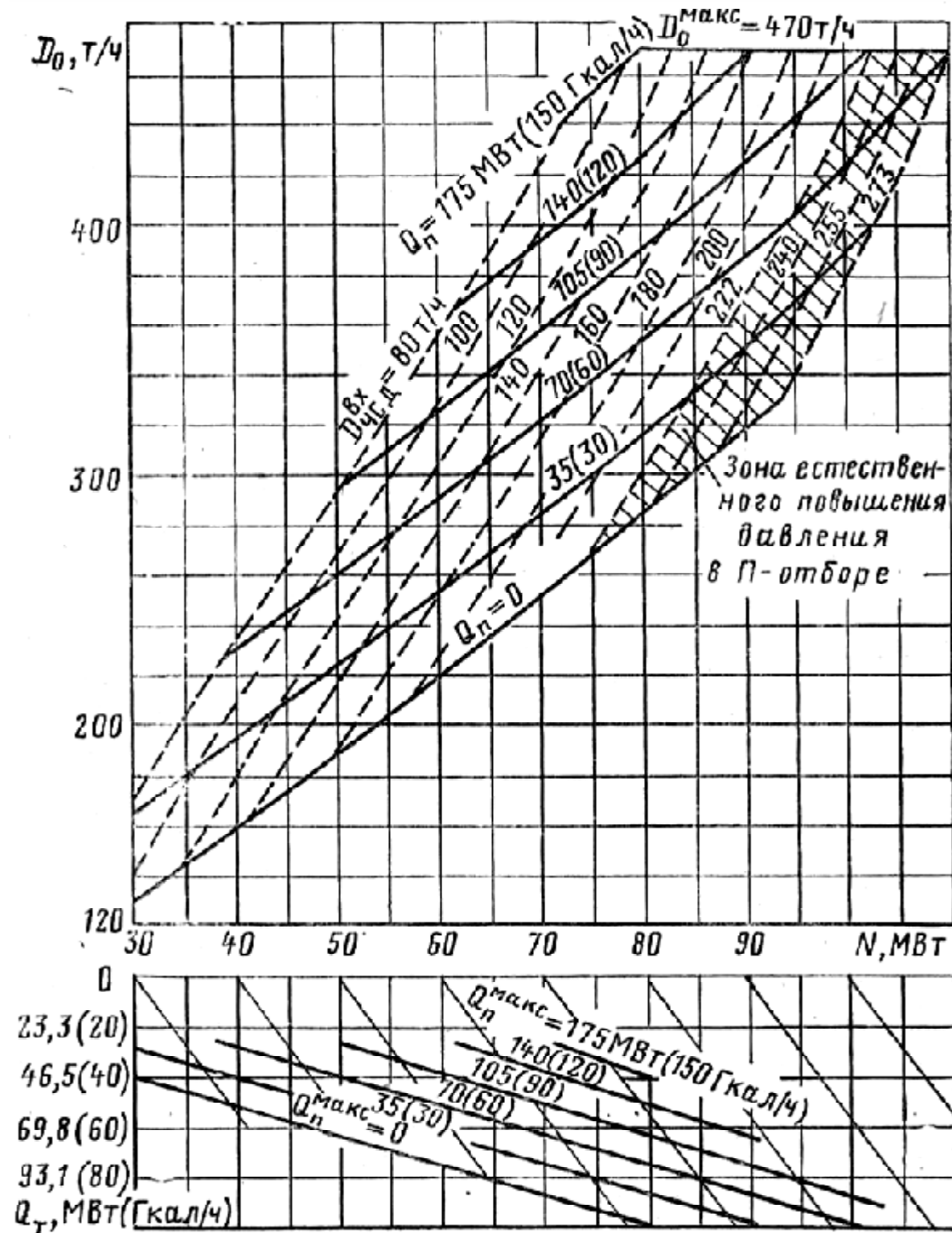


Рисунок В.1 - Діаграма режимів турбіни ПТ-80-130

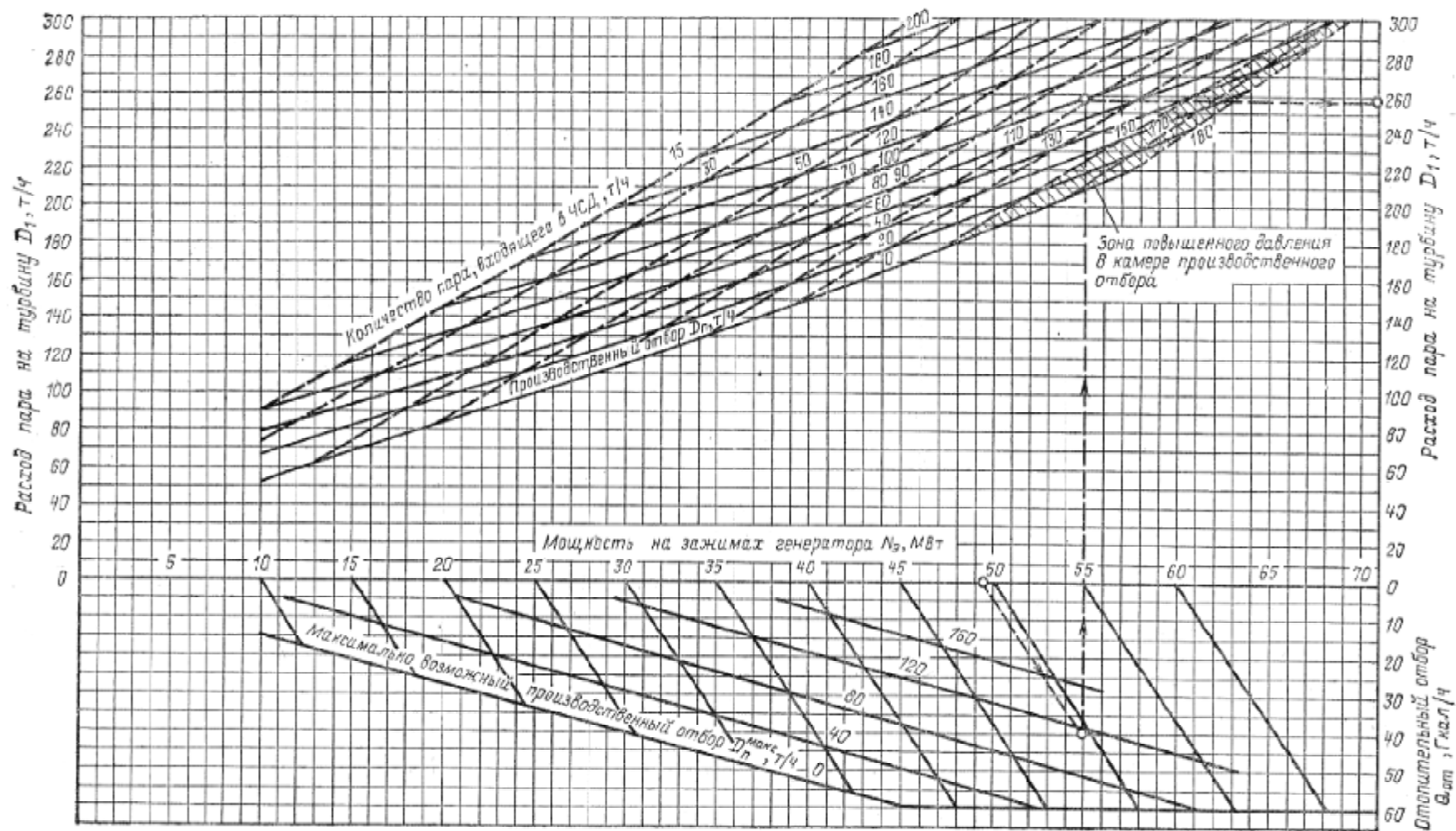


Рисунок В.2 - Диаграмма режимів турбини ПТ-50-130/7-1

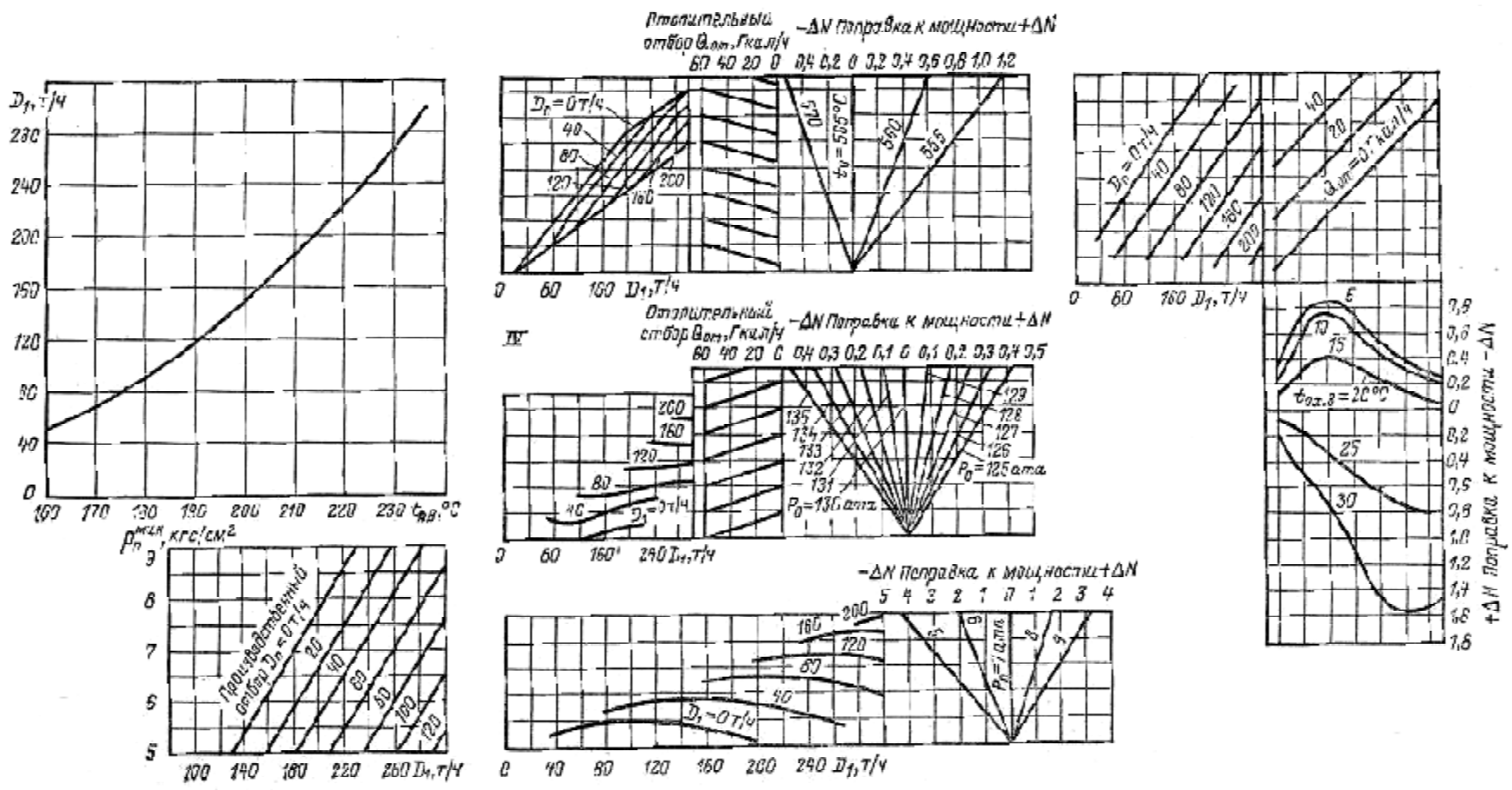


Рисунок В.3 - Диаграмма режимів турбіни ПТ-50-130/7 (ПО ТМЗ)

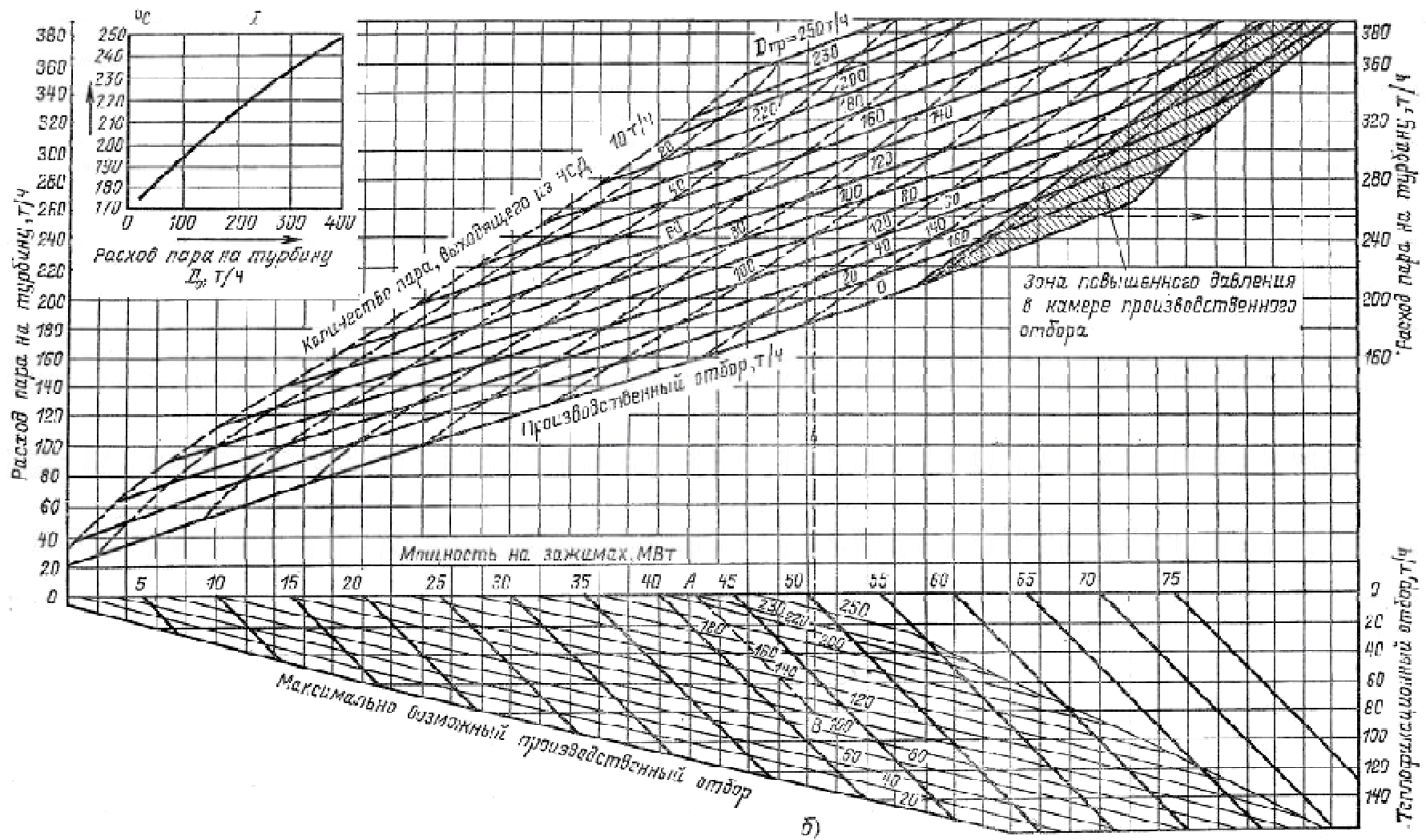


Рисунок В.4 - Диаграмма режимів турбіни ПТ-60-130

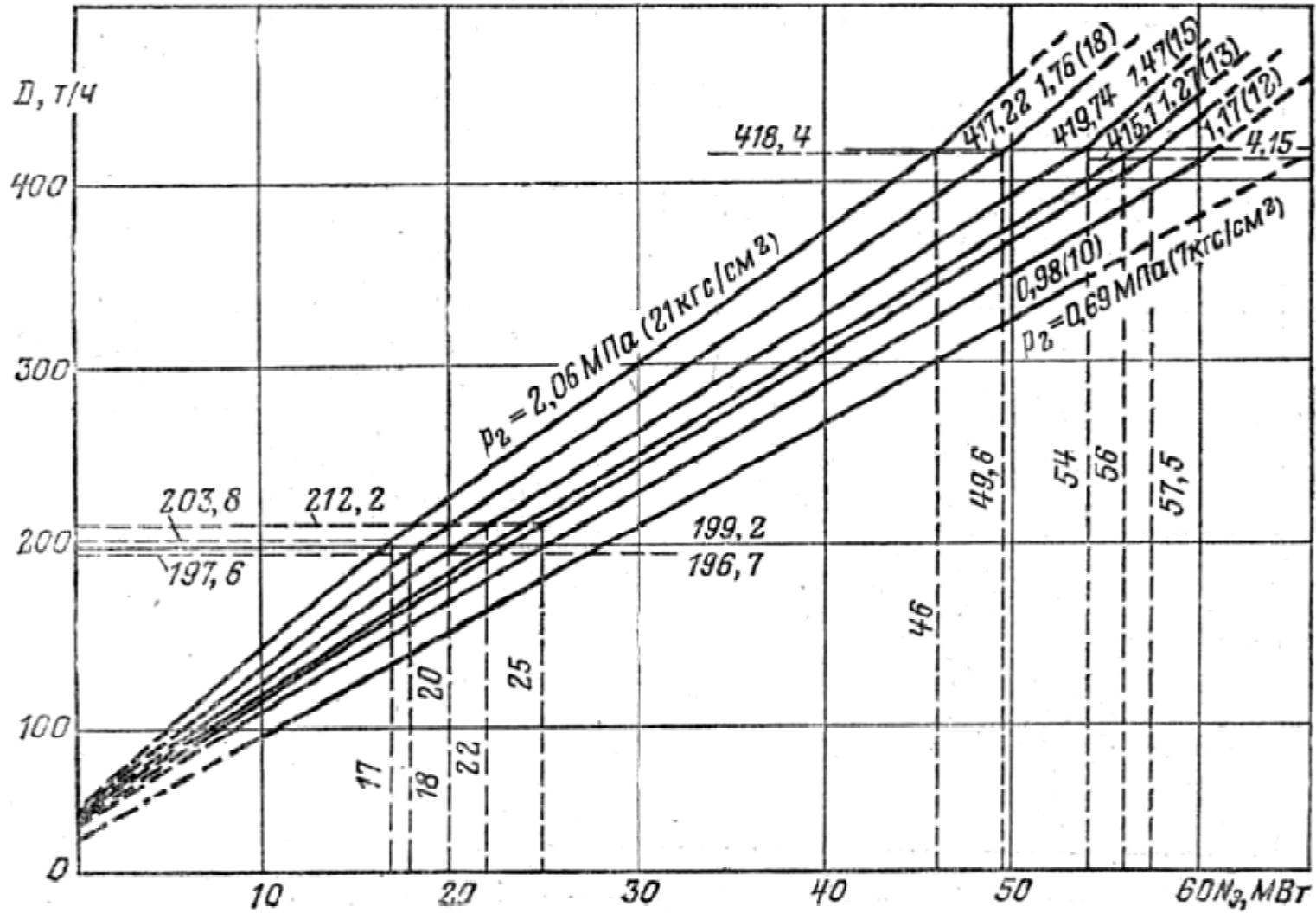


Рисунок В.5 - Діаграма режимів турбини Р-50-130

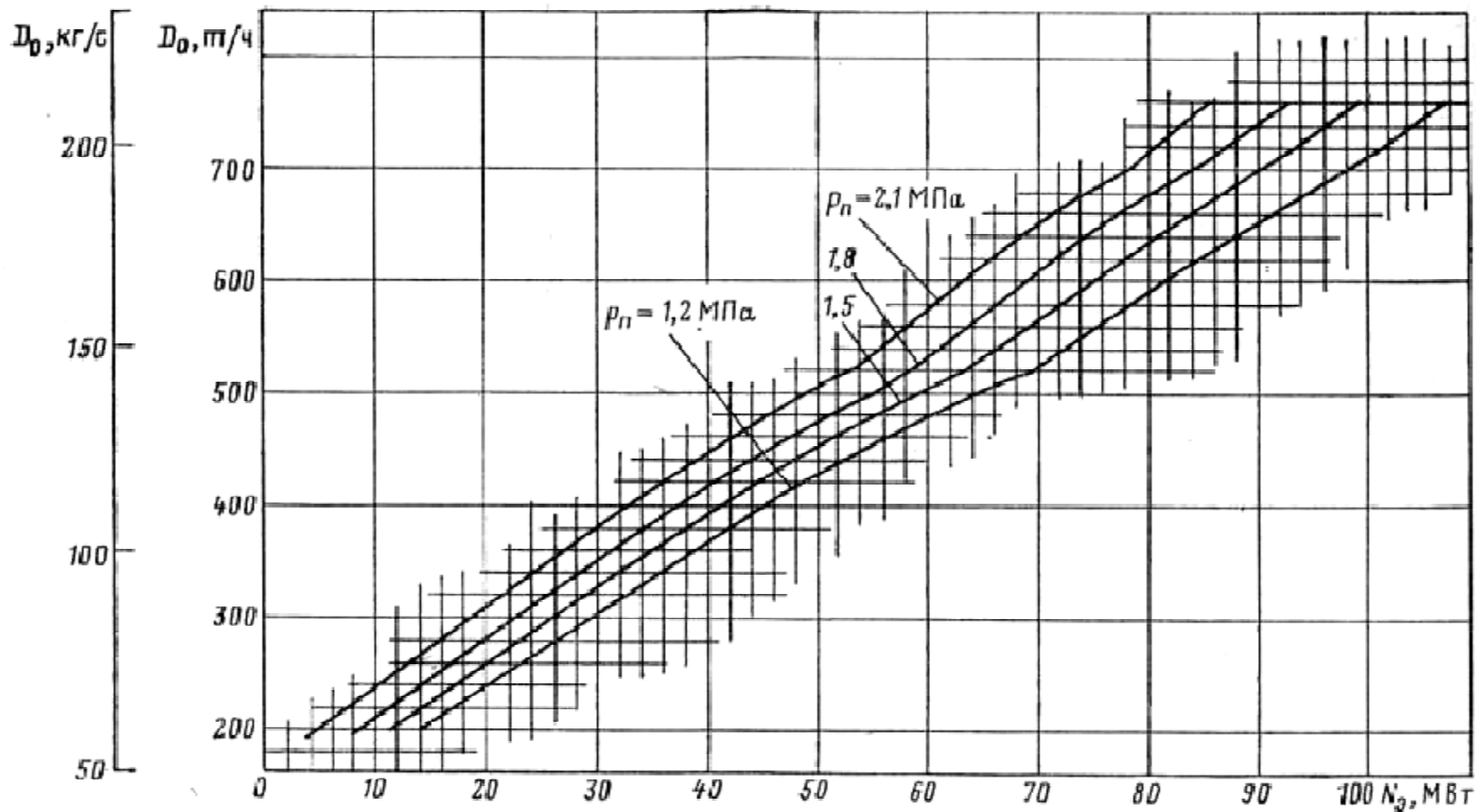


Рисунок В.6 - Діаграма режимів турбіни P-100-130/15

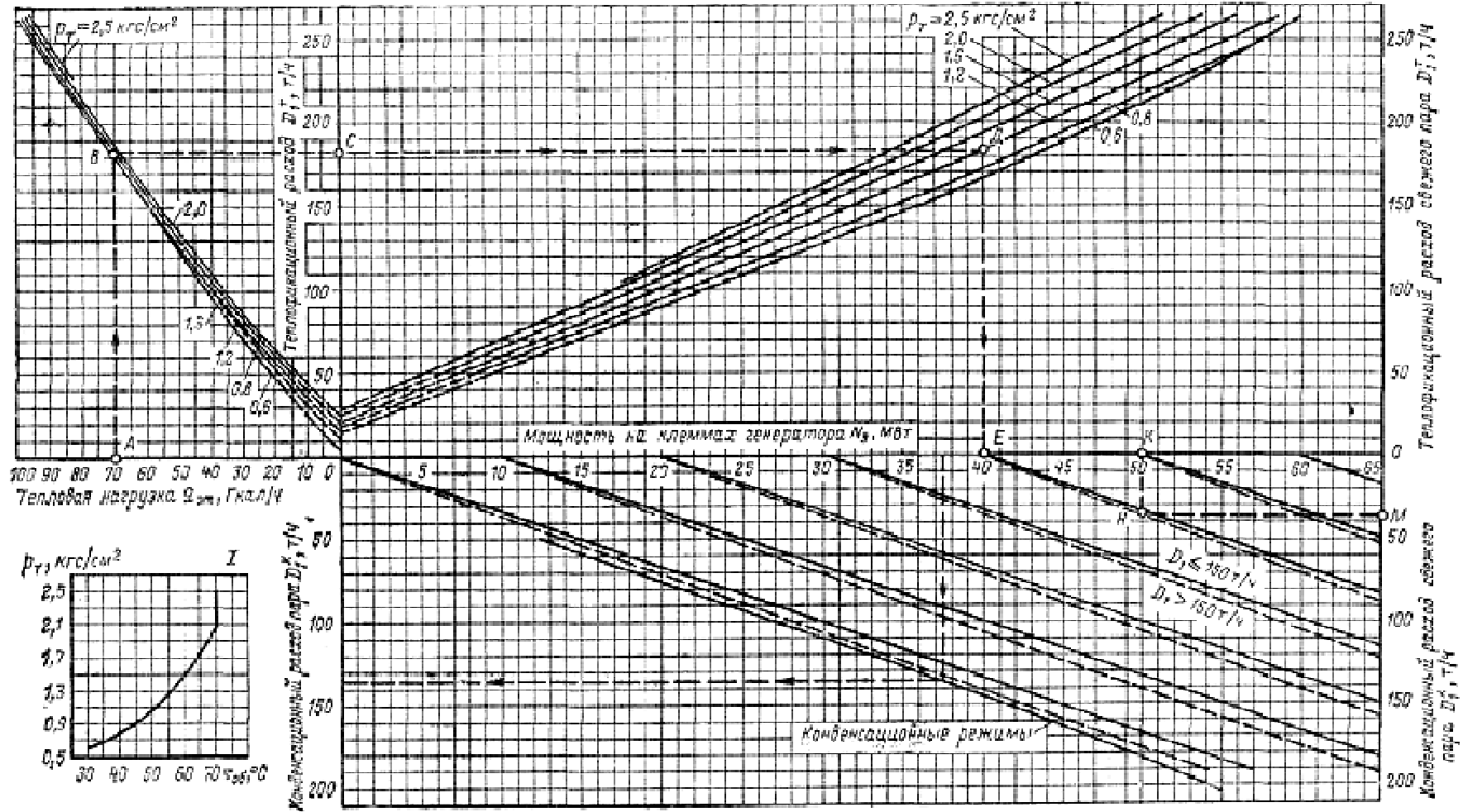


Рисунок В.7 - Диаграмма режимів турбіни Т-50/60-130-1 (ПО ТМЗ).

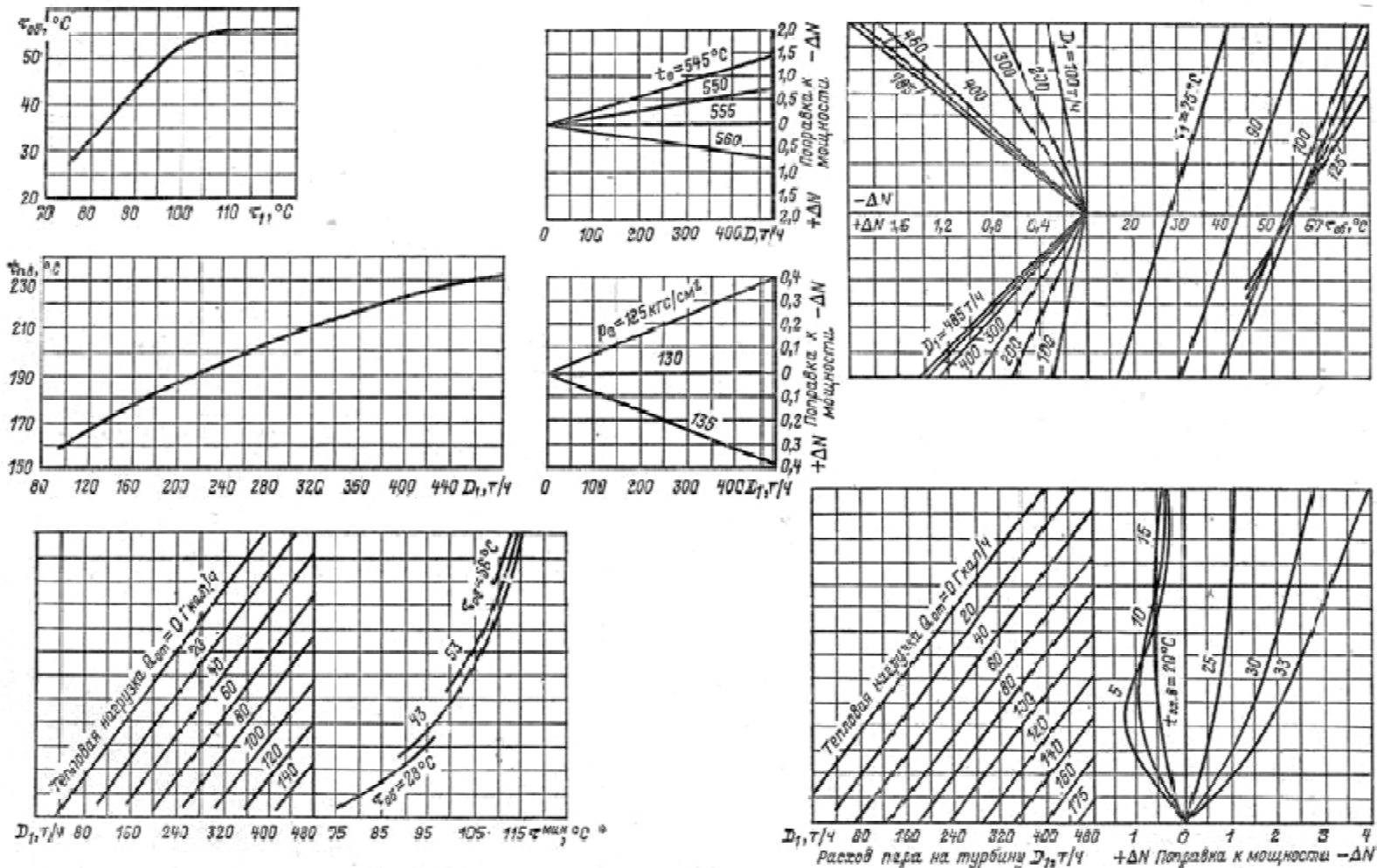


Рисунок В.8 - Энергетична характеристика турбіни Т-50/60-130-1 (ПО ТМЗ)

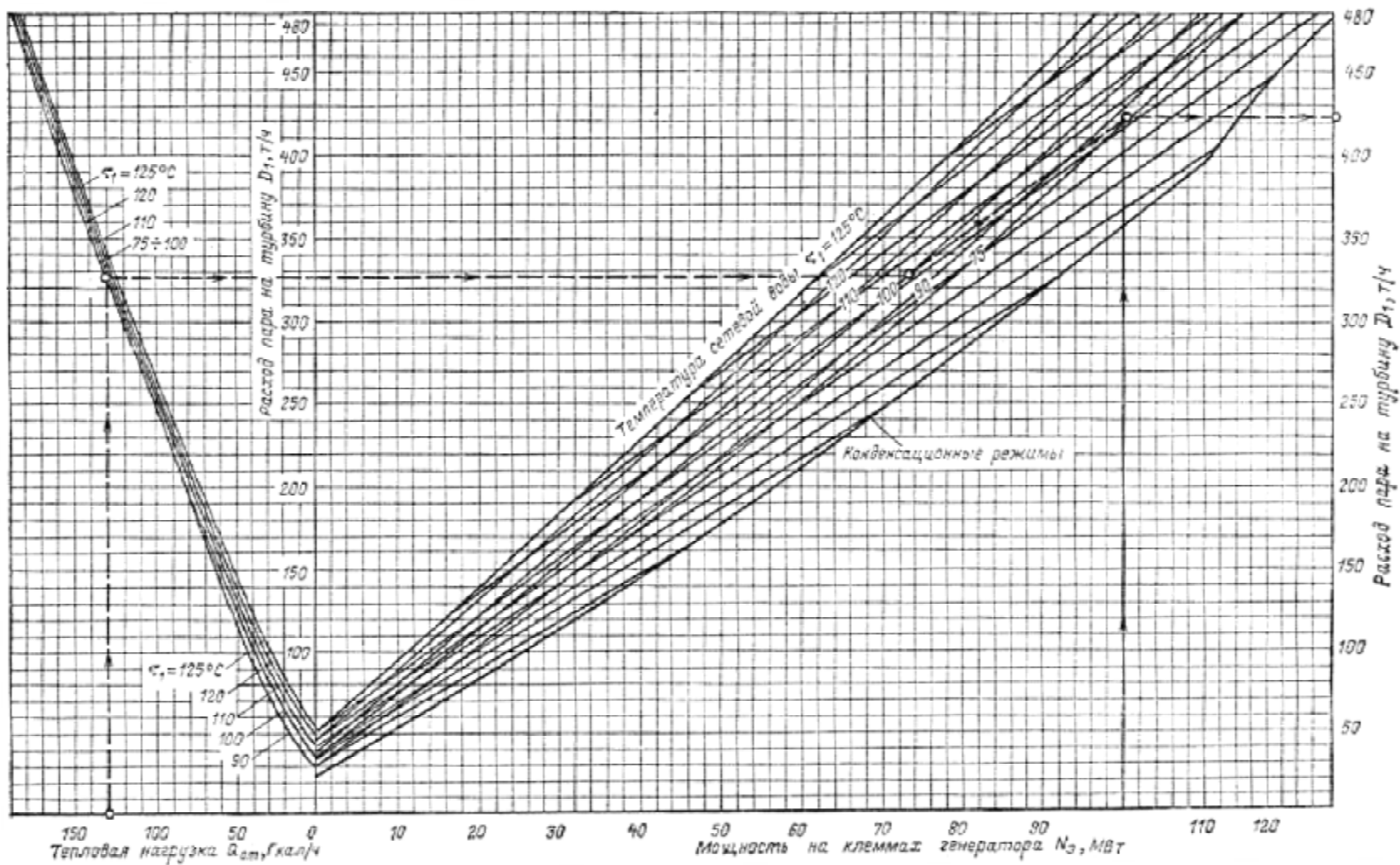


Рисунок В.9 - Диаграмма режимів турбіни Т-100/120-130-3/1 (ПО ТМЗ)

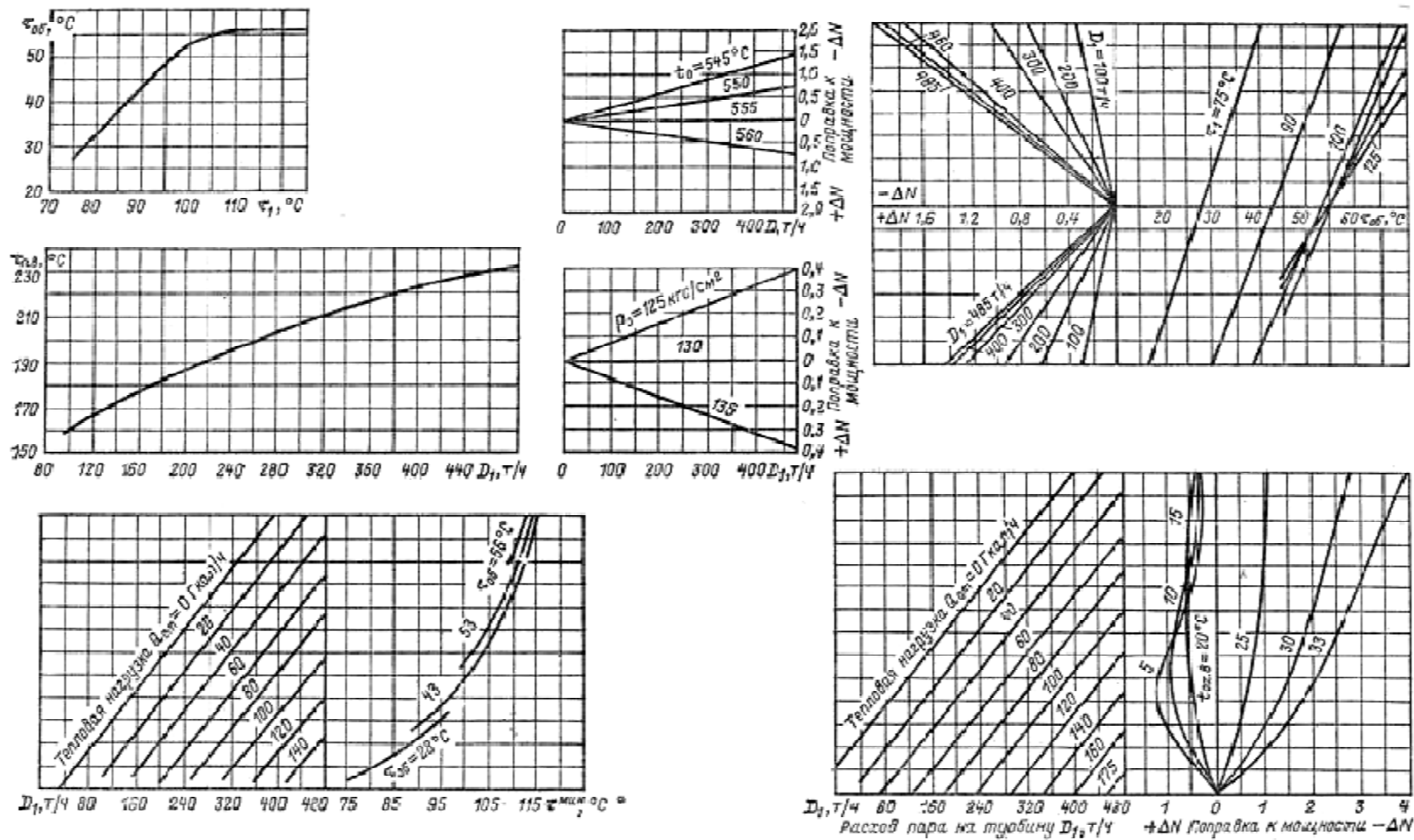


Рисунок В.10 - Энергетична характеристика турбіни Т-100/130-130-3 (ПО ТМЗ)

Додаток Г. Кліматичні дані для деяких міст України (за даними СНІП 23-01-99)

Місто	Температура зовнішнього повітря, °С			Число годин опалювального періоду з температурою зовнішнього повітря (°С), яка дорівнює або нижча за						
	Розрахункова для опалення	Розрахункова для вентиляції	Середня за опалювальни й період	-25	-20	-15	-10	-5	0	8
1	2	3	4	8	9	10	11	12	13	14
<u>Україна</u>										
Вінниця	-21	-10	-0,7	5	39	181	548	1232	2568	4320
Ковель	-21	-9	0	1	7	41	216	726	2328	4320
Луцк	-20	-8	-0,1	1	7	42	221	741	2376	4296
Днепропетровськ	-24	-10	-0,6	2	23	135	420	1026	2400	4128
Комісарівка	-20	-8	-0,6	1	23	135	420	1026	2400	4200
Кривий Ріг	-17	-7	-0,2	1	22	128	399	975	2280	4080
Донецьк	-22	-9	-0,9	2	25	141	442	1077	2520	4224
Житомир	-22	-9	-0,8	6	40	185	558	1255	2616	4368
Овруч	-21	-8	-0,9	3	25	136	444	1077	2664	4440
Ужгород	-18	-7	1,5	1	5	27	140	472	1512	3696
Запоріжжя	-21	-7	0,3	2	20	116	362	882	2064	3984

Продовження додатку Г

1	2	3	4	8	9	10	11	12	13	14
Кирилівка	-22	-8	-0,4	2	23	133	416	1016	2376	4176
Івано-Франківськ	-20	-9	0	1	7	41	214	719	2304	4272
Київ	-22	-10	-0,6	5	36	166	502	1128	2472	4224
Гайворон	-22	-9	-0,2	3	23	126	410	994	2280	4152
Знаменка	-22	-10	-0,8	3	26	139	453	1098	2520	4248
Кіровоград	-22	-10	-0,7	3	25	135	440	1067	2448	4440
Луганськ	-25	-10	-0,8	5	53	193	526	1096	2400	4128
Львів	-19	-9	0	1	7	42	221	741	2376	4296
Миколаїв	-20	-7	0,9		5	52	238	617	1824	3840
Ізмаїл	-15	-2	1,9		3	17	104	362	1296	3672
Любашівка	-19	-7	-0,2		6	30	179	623	2232	4104
Одеса	-18	-6	1,7		4	20	117	408	1464	3792
Роздільне	-17	-7	0,6		5	27	159	556	1992	3936
Сарата	-20	-7	1,6		4	20	123	429	1536	3768
Лубни	-23	-11	-1,2	9	48	223	576	1247	2688	4296
Полтава	-23	-11	-1,3	9	48	223	576	1247	2688	4248
Рівне	-21	-9	-0,5	1	8	45	234	786	2520	4344

Продовження додатку Г

1	2	3	4	8	9	10	11	12	13	14
Сарни	-21	-10	-0,4	1	8	43	227	764	2448	4320
Ромни	-23	-11	-1,7	9	51	235	607	1314	2832	4416
Суми	-25	-13	-1,9	9	52	241	623	1348	2904	4440
Тернопіль	-20	-9	-0,7	1	8	46	243	816	2616	4392
Лозова	-22	-10	-1,3	8	47	215	556	1203	2592	4224
Харків	-23	-11	-1,5	9	49	225	581	1259	2712	4296
Асканія-Нова	-20	-7	1	0	5	51	235	609	1800	3960
Генічеськ	-19	-7	1,4	0	5	47	219	569	1680	3864
Херсон	-19	-7	1	0	5	52	241	625	1848	3912
Хмельницький	-21	-9	-0,5	3	24	114	393	1011	2544	4344
Золотоноша	-21	-8	-0,8	5	38	176	533	1197	2496	4248
Умань	-20	-8	-0,6	5	38	176	533	1197	2496	4272
Чернігів	-23	-10	-1,4	6	42	195	589	1324	2760	4440
Чернівці	-20	-9	0	1	7	39	205	689	2208	4152
Ай-Петрі	-18	-6	0,7	0	6	34	202	703	2520	5016
Кленінино	-21	-9	2	0	3	18	106	368	1320	3744
Сімферополь	-15	-3	2,6	0	2	12	71	248	888	3672

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тепловые и атомные электрические станции: Учебник для вузов – 2-е изд., перераб. – М.: Издательство МЭИ, 2000. – 408 с.
2. Работа ТЭЦ в объединенных энергосистемах / Под ред. В.П. Корытникова. – М.: Энергия, 1976. – 212с.
3. Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1978. – 192 с.
4. СТО 02494733 5.4-02-2006 Расчет тепловых схем котельных. – М.: 2006. - С.65.
5. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов по специальности «Тепловые электрические станции». Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1976. – 448 с.
6. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / Под ред. В.Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
7. Бузников Е.Ф., Крылов А.К., Лесниковский Л.Н. Комбинированная выработка пара и горячей воды. – М.: Энергоиздат, 1981. – 208с.
8. Сазанов Б.В., Юренев В.Н., Баженов М.И., Богородский А.С. Промышленные тепловые электростанции. Под ред. Е.Я. Соколова. Учебник для вузов. М.: «Энергия», 1967, 344 с.
9. Шапиро Г.А. Повышение эффективности работы ТЭЦ. – М.: Энергоиздат, 1981. – 200с.
10. Яковлев Б.В. Справочное пособие по техникоэкономическим основам ТЭС. – М.: Высшая школа, 1982. – 318с.
11. СНиП 23-01-99. Система нормативных документов в строительстве. Строительные нормы и правила Российской Федерации. Строительная климатология. Building Climatology/
12. Соболев И.Д. ТЭЦ малой мощности на базе котельных предприятий. – М.: Майстерня, 1996. – 56с.
13. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. – М. – 1981. – 122с.
14. ГКД 34.20.507-2003 Технічна експлуатація електричних станцій і мереж. Правила – К.: ВПП «Техніка ЛТД», - 2003. – 598с.
15. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных

справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984, 80 с. с ил.

16. Охотин В.Н., Скалкин Ф.В., Иваницкий А.Ф. Справочник проектировщика электростанций (СПЭ). Тепломеханические расчеты – М.: Теплоэлектропроект. – 1976. – 176с.

17. Rossander A. Die Anwendung von Symbolischen Belastung Kurven für Elektrizitätswerk. – ETZ, 1913, N18.

18. Скловская Е.Г., Розовик А.И., Бенков Д.Н. Математическое описание графика тепловых нагрузок по продолжительности для расчета технико-экономических показателей систем теплоснабжения. Известия ВУЗ'ов. Энергетика, 1982. № 1. с. 75 -77.

19. Энергетические характеристики современных теплофикационных паровых турбин. – К.: Киевское отделение ГСПИ «Промэнергопроект», 1974. – 37 с.

20. К методике технико-экономических расчетов в энергетике. Раздел 1. ВГПИ «Теплоэлектропроект», 1967 г.