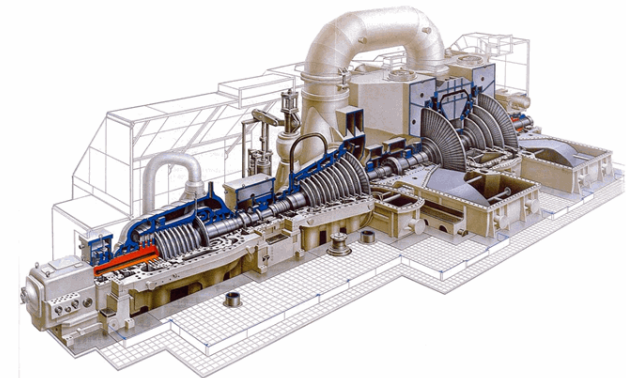


Н. В. Резидент, С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ

ЧАСТИНА II

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ
ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Н. В. Резидент, С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ

ЧАСТИНА II

**ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ
ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК**

Навчальний посібник

Вінниця
ВНТУ
2017

УДК 621.165 (075)
ББК 31.363.2я73
Р34

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 14 від 23.06.2016 р.)

Рецензенти :

П. Д. Лежнюк, доктор технічних наук, професор

С. С. Титар, кандидат технічних наук, професор

І. І. Пуховий, доктор технічних наук, професор

Резидент, Н. В.

Р34 Експлуатація промислового теплоенергетичного устаткування. Частина II. Експлуатація промислових паротурбінних установок : навчальний посібник / Резидент Н. В., Ткаченко С. Й., Чепурний М. М. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 100 с.

Викладено теоретичні основи побудови енергетичних характеристик паротурбінних установок різного типу та визначення основних показників їх роботи. Розглянуто питання регулювання і розподілу навантаження між сумісно працюючими турбогенераторами. Наведено основні положення про експлуатаційні випробування та експлуатацію основного і допоміжного устаткування. Наведено приклади розв'язування задач.

УДК 621.165(075)

ББК 31.363.2я73

© ВНТУ, 2017

ЗМІСТ

Передмова.....	4
1 ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ОРГАНІЗАЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ .	5
2 ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ....	8
2.1 Характеристики конденсаційних турбоустановок.....	9
2.2 Характеристики турбоустановок з протитисковими турбінами.....	14
2.3 Характеристики теплофікаційних турбоустановок.....	25
3 РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ТУРБОГЕНЕРАТОРАМИ В РАЗІ ЇХ СУМІСНОЇ РОБОТИ.....	29
4 РЕГУЛЮВАННЯ ПАРОВИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ.....	36
4.1 Дросельне регулювання.....	36
4.2 Соплове регулювання.....	38
4.3 Обвідне регулювання.....	39
4.4 Статичні характеристики турбогенераторів.....	40
4.5 Сумісна робота турбогенераторів.....	44
5 ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ.....	46
6 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК.....	51
6.1 Обслуговування турбоустановок під час роботи.....	51
6.2 Пуск конденсаційної турбіни із холодного ходу.....	53
6.3 Особливості пуску турбін з регульованим відбором пари і протитиском.....	57
6.4 Пуск турбіни із гарячого стану.....	58
6.5 Зупинення парової турбіни.....	59
6.6 Контрольно-вимірювальні прилади турбоустановки	61
7 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ.....	64
7.1 Експлуатація насосів.....	64
7.2 Експлуатація регенеративних підігрівників.....	67
7.3 Експлуатація деаератора.....	68
8 ОСНОВИ ВИПРОБУВАНЬ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ... ..	71
9 ПОРУШЕННЯ І АВАРІЇ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК.....	80
9.1 Порухення і аварії в проточній частині турбіни.....	80
9.2 Водяний удар.....	83
9.3 Вібрації турбін.....	83
9.4 Порухення в системі регулювання.....	84
9.5 Порухення в роботі масляної системи.....	85
9.6 Порухення в роботі конденсаційної системи	87
9.7 Порухення в роботі підігрівників і насосів... ..	89
Література.....	91
Додатки.....	94
Українсько-англійський словник найбільш вживаних термінів.....	98

ПЕРЕДМОВА

Даний посібник призначений для студентів денної та заочної форми навчання напряму підготовки теплоенергетика. Він підготовлений відповідно до навчальної програми дисципліни «Монтаж та експлуатація теплоенергетичного обладнання» і являє собою другу її частину. Перша частина посібника – Експлуатація промислових парогенераторів видана авторами раніше.

Експлуатація теплоенергетичного обладнання повинна здійснюватися згідно з інструкціями по експлуатації, які затверджені керівником підприємства і розроблені з врахуванням вимог заводів-виробників та вимог «Правил технічної експлуатації електричних станцій і мереж». В посібнику викладені науково-технічні і методичні основи експлуатації теплоенергетичного обладнання. Автори намагались у стислому вигляді подати основні положення з експлуатації та випробувань промислових паротурбінних установок, які практично не наводяться в навчальній літературі. Вони виходили з того, що в процесі навчання важливо отримати не тільки теоретичні знання, але й знання з питань правильної експлуатації основного і допоміжного устаткування паротурбінних установок, які поширені на промислових теплоелектроцентралях і когенераційних комбінованих установках. В посібнику використаний досвід експлуатації теплоенергетичного обладнання на підприємствах та особистий досвід авторів і результати досліджень [8, 11, 12, 19 – 35].

Зважаючи на вищевикладене, в посібнику розглянуто не тільки енергетичні характеристики та експлуатаційні показники роботи паротурбінного устаткування, але й питання правильної експлуатації, характерні причини порушень, неполадок і аварійних ситуацій в процесі його роботи, а також засоби їх запобігання. Посібник стане в нагоді під час підготовки бакалаврів та магістрів спеціальності 144 – Теплоенергетика та в подальшій роботі за фахом.

Автори вдячні рецензентам за поради і зауваження в процесі підготовки рукопису посібника.

1 ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ОРГАНІЗАЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ

В основу правил технічної експлуатації (ПТЕ) енергоустановок покладений багаторічний досвід, узагальнений в офіційних документах, які є керуючими та директивними. Ці правила обов'язкові для всіх організацій і визначають вимоги до будови, експлуатації, огляду основного енергетичного устаткування та допоміжного обладнання.

Головною метою експлуатації енергетичного устаткування є забезпечення відпуску енергії за умови безаварійної та максимально можливої економічної роботи основного і допоміжного устаткування з дотриманням норм охорони навколишнього середовища від шкідливих викидів. Державний нагляд з охорони праці здійснюють: Державний Комітет України з нагляду за охороною праці, Державний Комітет України з ядерної та радіаційної безпеки; органи державного пожежного нагляду управління пожежної охорони Міністерства внутрішніх справ України; органи та заклади санітарно-епідеміологічної служби Міністерства охорони здоров'я України, Міністерство палива та енергетики України. Екологічний контроль здійснюється Міністерством екології та природних ресурсів України і обласними управліннями.

В ПТЕ викладено організаційні питання, обов'язки і сфера відповідальності обслуговуючого персоналу з технічних питань експлуатації, екології, технічної звітності тощо. Поряд з ПТЕ для безпосереднього оперативного керівництва розробляються типові інструкції з питань пуску, зупинення та експлуатації енергоустаткування, запобігання аварійних ситуацій та ліквідації аварій.

Основні обов'язки експлуатаційного персоналу:

- виконання заданих умов енергопостачання з дотриманням якості відпущеної енергії;
- виконання вимог до безпеки та гігієни праці;
- виконання вимог до безаварійності роботи устаткування;
- виконання вимог до вибухової та пожежної безпеки;
- забезпечення максимально можливої економічності та надійності енерговиробництва;
- зменшення шкідливого впливу виробництва на людей і навколишнє середовище;
- підтримання резервного устаткування в робочому стані.

До роботи з теплоенергетичним устаткуванням допускаються особи, які пройшли медичний огляд, мають відповідну освіту або пройшли відповідну підготовку в системі професійної освіти і мають посвідчення кваліфікаційної комісії та стажування за місцем роботи (для робочих). Керівництво підготовкою і підвищенням кваліфікації персоналу здійснює головний інженер підприємства. Перед допуском до самостійної роботи необхідно здати іспит з правил технічної експлуатації (ПТЕ), правил техніки

безпеки (ПТБ) та правил протипожежної безпеки (ППБ), діючих посадових інструкцій. Навчання, перевірка знань і атестація персоналу здійснюється відповідно до вимог органів Державної служби України з питань праці за програмами, які затверджуються або погоджуються цими органами. Перевірка знань з ПТЕ, ПТБ, ППБ, посадових і виробничих інструкцій здійснюється в такі терміни: первинна – перед допуском до самостійної роботи, періодична – в установлені терміни; позачергова – в разі порушень правил та інструкцій за вимогами Державної служби України з питань праці.

Для персоналу, який працює у виробничих цехах підприємства, на підставі галузевих і міжгалузевих ПТБ повинні бути розроблені інструкції з безпечної експлуатації устаткування. Кожен працівник повинен виконувати ці правила техніки безпеки і терміново повідомляти своєму безпосередньому керівнику про несправності в роботі устаткування, приладів, арматури, механізмів, які можуть спричинити травматизм або аварію. Особи, що порушили правила техніки безпеки, пожежної безпеки або вимоги санітарного нагляду, притягуються до адміністративної або кримінальної відповідальності залежно від міри наслідків порушень. Якщо підприємство працює на газовому паливі, то на нього поширюються «Правила безпеки в газовому господарстві».

Адміністрація підприємства зобов'язана:

- організувати роботу ІТР, робочих, службовців, таким чином, щоб кожний працював відповідно до своєї спеціальності та кваліфікації, мав закріплене за ним певне робоче місце;
- поліпшувати умови праці, впроваджувати сучасні засоби безпеки;
- забезпечувати належні санітарно-гігієнічні умови;
- забезпечувати персонал необхідним спецодягом, індивідуальними засобами захисту;
- здійснювати навчання і систематичний інструктаж робочих та ІТР з техніки безпеки та пожежної безпеки;
- створювати безпечні умови праці під час ремонтних, будівельних, монтажних, пусконаладжувальних та інших робіт;
- організовувати першу допомогу в разі нещасних випадків, здійснювати розслідування їх причин з оформленням актів відповідної установленої форми [1–3].

Вимоги з ефективного використання палива і охорони навколишнього середовища сформульовані у відповідних законах [4–5]. Ці документи визначають діяльність підприємств і організацій, яка має бути спрямована на підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів і охорони довкілля на паливовикористальному устаткуванні. Теплоенергетичне устаткування підлягає експертизі з енергозбереження після його виготовлення та розробки теплових схем підприємств. Експертиза з енергозбереження здійснюється також шляхом аналізу норм споживання паливно-енергетичних ресурсів за видами продукції. Кожне підприємство з річним споживанням умовного палива понад 1000 тонн або з установленною елект-

ричною потужністю понад 100 кВт повинно розробити «Енергетичний паспорт підприємства» та пароконденсатний баланс підприємства. Працівники, які обслуговують паливне господарство або паливовикористальне устаткування, проходять спеціальне навчання і перевірку відповідних нормативних актів про охорону праці один раз на рік [1–3]. Устаткування, яке використовує паливо, підлягає режимному теплоенергетичному налагоджуванню. До комплексу налагоджувальних робіт входять:

- налагодження режимів роботи устаткування;
- налагодження засобів автоматичного регулювання і безпеки;
- налагодження допоміжного і теплоутилізаційного устаткування;
- здійснення комплексної інвентаризації шкідливих викидів, що забруднюють довкілля.

Кінцевим результатом здійснення налагоджувальних робіт є визначення мінімально можливих витрат палива і викидів шкідливих речовин, що не перевищують установлених норм. Налагоджувальні роботи та інвентаризація шкідливих викидів здійснюється спеціалізованими організаціями та службами підприємств незалежно від їх підпорядкованості та форми власності. Періодичність атестації працівників таких організацій – один раз на три роки. Дозвіл Державної служби України з питань праці на виконання налагоджувальних робіт спеціалізованим організаціям видається за умови наявності ліцензії на цей вид діяльності від головних або регіональних центрів ліцензування.

Планові ремонти устаткування на теплоенергетичних підприємствах здійснюються за графіком, що складається на підставі «Положення про планово-попереджувальні ремонти» [6]. В журналі ремонтів відзначаються планові та позапланові ремонти з вказанням їх видів, дати, прізвищ виконавців і якості виконаних робіт.

Контрольні питання

1. Поясніть, що є головною метою експлуатації теплоенергетичного устаткування.
2. Поясніть, які організації здійснюють нагляд за експлуатацією теплоенергетичного устаткування.
3. Поясніть основні обов'язки експлуатаційного персоналу.
4. Які основні умови допуску до експлуатації теплоенергетичного устаткування?
5. Поясніть, які інструкції мають бути розроблені з техніки безпеки на підприємствах.
6. Поясніть, яким експертизам підлягає теплоенергетичне устаткування.
7. Поясніть, що входить до комплексу налагоджувальних робіт.
8. Поясніть, які організації здійснюють налагоджувальні роботи.

2 ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ

Турбогенератором (турбоагрегатом) називають енергетичну установку, яка складається із турбіни та електрогенератора. Турбіна обертає електрогенератор зі сталою кількістю обертів n_0 , яка відповідає певній частоті електричного струму. Залежно від завантаження електрогенератора розрізняють такі характерні режими роботи турбогенератора: режим холостого ходу з потужністю N_{xx} і нульовою електричною потужністю ($N_e = 0$); режим з номінальною електричною потужністю $N_{ен}$; режим з економічною електричною потужністю $N_{ек}$; режим зі змінними електричними потужностями ($N_{xx} < N_e < N_{ен}$).

Довготривала допустима електрична потужність, з якою може працювати турбогенератор, називається номінальною. Потужність, з якою турбогенератор працює з найбільшою ефективністю (найменшою витратою теплоти), називається економічною.

Результати випробувань і експлуатаційний досвід свідчать про те, що залежність витрати робочого тіла D від потужності турбогенератора можна вважати лінійною в діапазоні $0 < N_e < N_{ен}$. При цьому для нульової електричної потужності і стандартної кількості обертів n_0 витрачається певна витрата робочого тіла D_{xx} , яка необхідна для покриття енергетичних втрат в турбіні та електрогенераторі. Відношення витрати пари на холостий хід D_{xx} до витрати для номінального режиму називають коефіцієнтом холостого ходу, тобто

$$x = D_{xx}/D_{н}. \quad (2.1)$$

Питома витратою робочого тіла для номінального режиму роботи турбогенератора називають відношення, кг/(кВт год)

$$d_{н} = D_{н}/N_{ен}. \quad (2.2)$$

На підставі (2.1) і (2.2) можна визначити витрату на холостий хід турбогенератора

$$D_{xx} = x \cdot d_{н} \cdot N_{ен}. \quad (2.3)$$

Орієнтовне значення коефіцієнта холостого ходу можна визначити за формулою

$$x = (1/\eta_{ем} - 1) N_{ен}, \quad (2.4)$$

де $\eta_{ем} = \eta_{м} \cdot \eta_{ег}$; $\eta_{м}$, $\eta_{ег}$ – ККД механічний і електрогенератора, відповідно.

Витрата на холостий хід D_{xx} є сталою складовою витрати для будь-якого завантаження турбогенератора. Загальна витрата робочого тіла для поточного завантаження турбогенератора N_i дорівнюватиме

$$D_i = x \cdot d_n \cdot N_n + (1 - x) \cdot d_n \cdot N_i. \quad (2.5)$$

Другий доданок у (2.5) характеризує змінну складову витрати за рахунок набору навантаження ($0 < N_i$) і являє собою так звану корисну витрату, яка йде на виробництво електричної потужності.

2.1 Характеристики конденсаційних турбоустановок

Якщо ввести коефіцієнт завантаження турбогенератора $f = N_i / N_n$, то на підставі (2.5) можна отримати залежність питомої витрати пари для змінних завантажень, кг/(кВт·год)

$$d_{oi} = (x/f + 1 - x). \quad (2.6)$$

Питома витрата пари d_{oi} залежно від f змінюється за гіперболою, наближаючись до $d_{oi} = \infty$ при $N_e = 0$ ($f = 0$) і до $d_{oi} = (1 - x)d_n$ при $N_e = \infty$ ($f = \infty$). Для значення $N_e = N_{en}$ величина d_{oi} має мінімальне значення $d_{oi} = d_n$.

Питома теплота, що витрачається на генерацію 1 кг пари в парогенераторі, МДж/кг [9–13]

$$q_{пг} = q_{ту} = [h_o - h'_{жв} + \alpha_{пп} \cdot q_{пп} + \alpha_{пр} (h'_{пр} - h'_{жв})] \cdot 10^{-3}, \quad (2.7)$$

де $q_{ту}$ – питома теплота, яка надходить в турбіну;

h_o – ентальпія пари;

$h'_{жв}$, $h'_{пр}$ – ентальпія живильної та продувальної води, відповідно;

$\alpha_{пп}$ – частка проміжного перегріву пари;

$\alpha_{пр}$ – частка продувальної води;

$q_{пп}$ – питома теплота, яка витрачається на проміжний перегрів пари.

Теплова потужність, яка витрачається на турбоустановку

$$Q_{ту} = D_o \cdot q_{ту}. \quad (2.8)$$

Оскільки

$$D_o = D_{xx} + d_k \cdot N_i,$$

де $d_k = (1 - x) d_n$,

то

$$Q_{ту} = D_{xx} \cdot q_{ту} + d_k \cdot q_{ту} \cdot N_i, \quad (2.9)$$

або

$$Q_{\text{тy}} = Q_{\text{хх}} + d_{\text{q}} \cdot N_{\text{i}}, \quad (2.10)$$

де $Q_{\text{хх}} = D_{\text{хх}} \cdot q_{\text{тy}}$; $d_{\text{к}} \cdot q_{\text{тy}} = d_{\text{q}}$.

Величини $Q_{\text{хх}}$ і d_{q} означають витрати теплоти на холостий хід і питомий приріст витрати теплоти. Неважко побачити, що залежність (2.10), як і (2.5), лінійна.

Для турбін з регенеративним підігрівом конденсату і живильної води, як відомо, витрата пари на турбіну дорівнює [7]

$$D_{\text{o}} = D_{\text{кo}} / (1 - \sum \alpha_{\text{i}} \cdot y_{\text{i}}), \quad (2.11)$$

де α_{i} та y_{i} – частки регенеративних відборів та їх коефіцієнти недовиробки;

$D_{\text{кo}}$ – витрата пари без регенеративних відборів.

Величина $q_{\text{тy}}$ змінюється, як і питома витрата пари, за гіперболічною залежністю, а найменше її значення визначає економічну потужність турбогенератора.

Витрата умовного палива на турбоустановку

$$B_{\text{y}} = Q_{\text{тy}} / (Q_{\text{нy}}^{\text{p}} \cdot \eta_{\text{пг}}) = Q_{\text{тy}} / (29,3 \cdot \eta_{\text{пг}}), \quad (2.12)$$

де $\eta_{\text{пг}}$ – ККД парогенератора.

Питома витрата умовного палива, кг/(кВт·год)

$$b_{\text{y}} = B_{\text{y}} / N_{\text{e}}. \quad (2.13)$$

Коефіцієнт корисної дії брутто

$$\eta_{\text{тy}}^{\text{бp}} = 0,123 / b_{\text{y}}. \quad (2.14)$$

Коефіцієнт використання теплоти палива [8]

$$K_{\text{втп}} = N_{\text{e}} / (B_{\text{y}} \cdot Q_{\text{нy}}^{\text{p}}) = \eta_{\text{тy}}^{\text{бp}}. \quad (2.15)$$

Приклад 2.1. За результатами випробувань турбіни К-12-35 встановлено, що в процесі її роботи від мінімального до номінального завантаження турбогенератора, початковий тиск $P_0 = 3,5$ МПа і початкова температура $t_0 = 435$ °С залишались майже незмінними. Мінімальне завантаження за умови стійкої роботи парогенератора становило 30% від номінального. Тиск в

конденсаторі турбіни підтримувався 5кПа. Паливо – природний газ. Інші показники роботи турбоустановки з різними завантаженнями наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Показники роботи турбоустановки

Показники	Завантаження турбогенератора, МВт					
	3,6	4,8	7,2	9,6	10,8	12
Коефіцієнт завантаження	0,3	0,4	0,6	0,8	0,9	1
Витрата пари на турбіну, т/год	19,1	24	33,7	43,4	48,3	53,2
Температура живильної води, °С	105	115	125	138	140	150
Коефіцієнт корисної дії парогенератора	0,75	0,83	0,88	0,92	0,91	0,9

Визначити показники енергетичної ефективності роботи турбогенератора для змінних режимів роботи.

Розв'язування

Питома витрата пари для номінального завантаження, кг/(кВт·год)

$$d_n = D_n / N_{em} = 12/53,2 = 4,433.$$

За даними табл. 2.1 будемо залежність витрати пари на турбіну від коефіцієнта завантаження $f = N_i/N_{em}$ (рис. 2.1). Ця залежність має лінійний характер і апроксимується рівнянням, т/год

$$D = 4,5 + 4,056N; \Delta D/\Delta N = 4,056, \text{ т}/(\text{МВт}\cdot\text{год}). \quad (2.16)$$

Лінійна витратна характеристика поділяється на дві частини: яка не залежить від завантаження (перший доданок в (2.16) і пропорційну завантаженню (другий доданок в (2.16)).

Перший доданок характеризує витрату пари на холостий хід турбогенератора. Тому коефіцієнт холостого ходу дорівнюватиме

$$x = D_{xx}/D_n = 4,5/53,2 = 0,0846.$$

Стала частина витрати визначається ординатою, що відсікається продовженням залежності $D = F(f)$ або $D = f_1(N)$ на вертикальній осі.

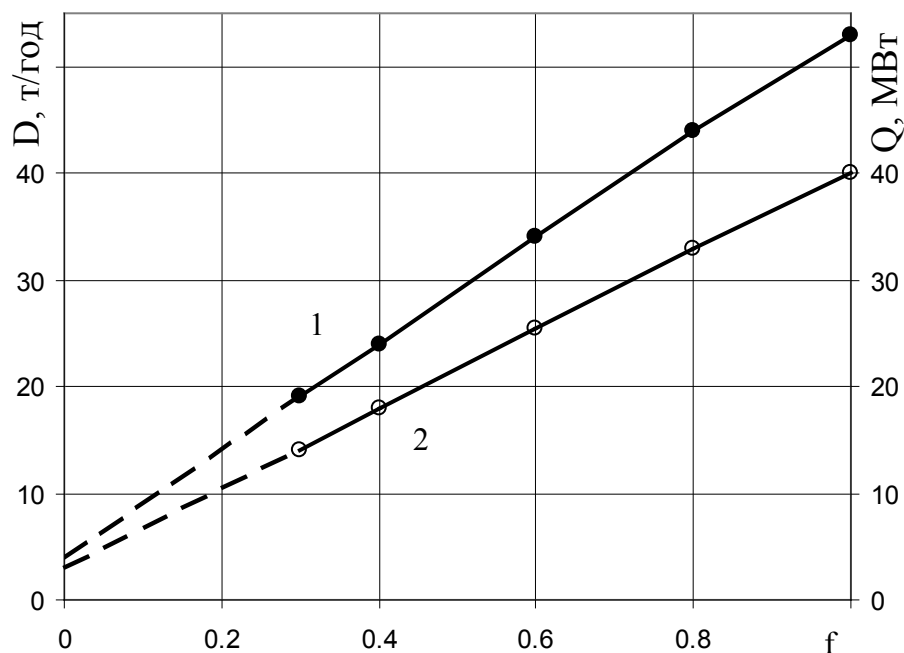


Рисунок 2.1 – Залежності витрати пари (лінія 1) і потужності парогенератора (лінія 2) від завантаження турбогенератора

Далі розрахунки здійснюємо за (2.6) – (2.12), а їх результати зводимо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків показників роботи турбоустановки залежно від завантаження

Показники	Завантаження турбогенератора, МВт					
	3,6	4,8	7,2	9,6	10,8	12
Частка завантаження	0,3	0,4	0,6	0,8	0,9	1
Питома витрата пари, кг/кВт·год	5,3	4,93	4,62	4,52	4,47	4,433
Питома теплота парогенератора, МДж/кг	2,865	2,82	2,78	2,72	2,69	2,67
Теплова потужність парогенератора, МВт	15,2	18,8	26	32,79	36,1	39,45
Витрата умовного палива, т/год	2,484	2,815	3,888	4,377	4,874	5,385
Питома витрата умовного палива, кг/(кВт год)	0,69	0,686	0,54	0,456	0,451	0,448
ККД турбоустановки	0,178	0,21	0,24	0,27	0,272	0,274

За результатами розрахунків будемо теплову характеристику $Q = F(f)$, яка наведена на рис. 2.1, а також паливну характеристику $B = F_1(f)$ і характеристику $\eta = F_2(f)$, які наведені на рис. 2.2.

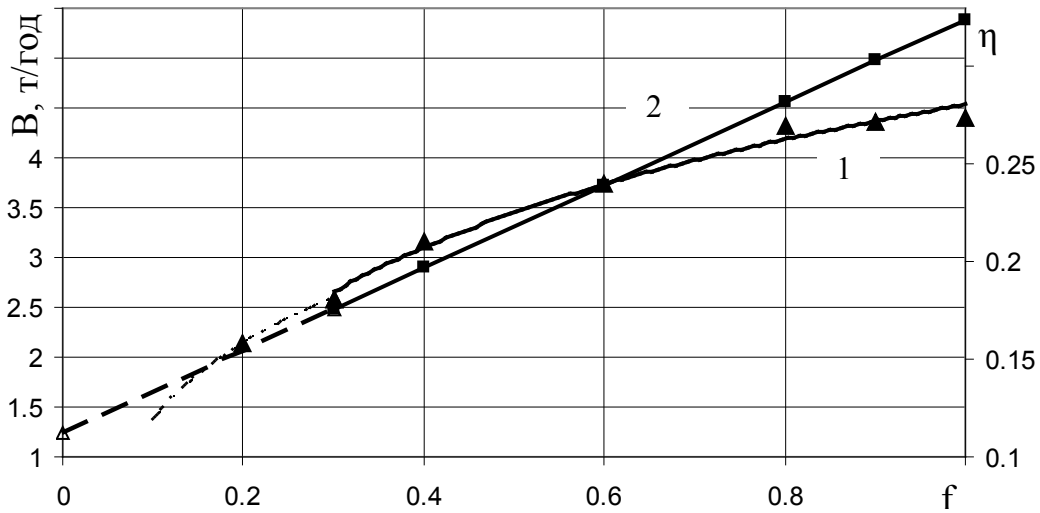


Рисунок 2.2 – Значення поточних витрат умовного палива (лінія 1) і коефіцієнтів корисної дії турбогенератора (лінія 2)

Теплова і паливна характеристики, подібно до витратної характеристики на рис. 2.1, мають лінійний характер і апроксимуються рівняннями

$$Q_{\text{тy}} = 3 + 3,05N, \text{ МВт}; \Delta Q/\Delta N = 3,05, \text{ МВт/МВт}. \quad (2.17)$$

$$B = 1,245 + 0,345N, \text{ т/год}; \Delta B/\Delta N = 0,345, \text{ т/(МВт}\cdot\text{год)}. \quad (2.18)$$

Отже, за умови усталеного режиму роботи турбогенератора з поточними навантаженнями і підтримання незмінних початкових і кінцевих параметрів пари, залежності витрат пари та необхідної теплової потужності прямолінійні. Для оцінювання ефективності роботи турбогенератора теплова характеристика $Q = f(N)$ є визначальною. Якщо цю характеристику подати у вигляді $Q = c + b \cdot N$, то перший доданок характеризує теплову потужність, яка витрачається на подолання втрат холостого ходу. Слід зауважити, що в області малих завантажень турбогенератора ($N < N_{\text{min}}$) витрати на холостий хід можуть бути дещо більшими [9]. Тому величина «с» має скоріше умовне значення.

Питома витрата теплової потужності дорівнюватиме

$$q_{\text{тy}} = Q_{\text{тy}}/N_e = c/N_e + b. \quad (2.19)$$

В останній формулі перший доданок зменшується зі збільшенням завантаження турбогенератора. Залежність коефіцієнта корисної дії від завантаження обернена залежності $q = f(N)$, тобто

$$\eta = N_e/Q_{\text{тy}} = N_e/(c + b \cdot N) = \frac{1}{(c/N_e + b)} = \frac{1}{q_{\text{тy}}}. \quad (2.20)$$

Залежність $\eta = f(N)$ має тенденцію до постійного зростання зі збільшенням навантаження (рис. 2.2), ніколи не досягаючи значення $1/b$. Із рис. 2.2 наочно видно, що оптимальна ефективність роботи турбогенератора перебуває в діапазоні завантажень $0,8 < f < 1$. Робота з навантаженнями $N_e = 0,6 N_{ен}$ вкрай неефективна. Отримані характеристики дозволяють здійснювати експрес-аналіз ефективності роботи турбогенератора в процесі експлуатації.

2.2 Характеристики турбоустановок з протитисковими турбінами

Турбоустановки з протитисковими турбінами, як відомо, застосовують для комбінованого виробництва теплової та електричної енергії. Відпуск теплоти зовнішнім споживачам в протитискових турбінах типу Р здійснюється із протитиску турбіни, а в турбінах типу ПР – як із протитиску, так і з проміжного регульованого відбору пари. Вироблена тепла потужність у загальному випадку дорівнює, МВт

$$Q_T = [D_{вп} (h_{вп} - h'_{вп}) + D_{пр} (h_{пр} - h'_{пр})] \cdot 10^{-3}, \quad (2.21)$$

де $D_{вп}$ і $D_{пр}$ – витрата пари з відбору і протитиску, відповідно, кг/с;
 $h_{вп}$ і $h_{пр}$ – ентальпія пари з відбору і з протитиску, кДж/кг;
 $h'_{вп}$ і $h'_{пр}$ – ентальпія зворотного конденсату пари із відбору та з протитиску, відповідно, кДж/кг.

Питома теплота, яка витрачається на генерацію 1 кг пари в парогенераторі, і потужність парогенератора визначаються за [10, 11].

Витрата умовного палива на турбоустановку, кг/с

$$B_y = Q_{пр} / (Q_{ну}^p \cdot \eta_{пр}) = Q_{пр} / (29,3 \cdot \eta_{пр}). \quad (2.22)$$

Оскільки турбоустановка виробляє як теплову, так і електричну енергію, то питому витрату умовного палива доцільно визначати на одиницю виробленої енергії [8, 12], кг/ГДж

$$b_y = B_y \cdot 10^3 / (N_e + Q_T); \quad (2.23)$$

а ефективність її роботи – за коефіцієнтом використання теплоти палива

$$K_{втт} = (N_e + Q_T) / Q_{пал} = 34,13 / b_y = \alpha_T (1 + \varepsilon), \quad (2.24)$$

де $Q_{пал} = B_y \cdot Q_{ну}^p = B_y \cdot 29,3$, МВт;

$\varepsilon = N_e / Q_T$ – коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні;

$\alpha_T = Q_T / Q_{\text{пал}}$ – частка потужності спаленого палива, яка постачається споживачам теплоти.

Приклад 2.2. Визначити характеристики та показники ефективності роботи паротурбінної установки, в складі якої турбіна Р-6-35/3 Калузького турбінного заводу і парогенератор Е-50-40 ГМ Білгородського котельного заводу. Робоче паливо – природний газ. Температура зворотного конденсату і живильної води дорівнюють 105 °С. поточні значення ККД парогенератора залежно від частки його завантаження наведено в табл. 2.3.

Розв'язування

За даними [13–15] параметри пари перед турбіною становлять: $P_o = 3,43$ МПа, $t_o = 435$ °С. Температура пари за турбіною (в протитиску) дорівнює 186 °С, а витрата пари – $D_o = 50,5$ т/год (14,0277 кг/с). За допомогою [16] визначаємо:

- ентальпія пари перед турбіною – $h_o = 3305$ кДж/кг;
- ентальпія пари в протитиску – $h_{\text{п}} = 2845$ кДж/кг;
- ентальпія зворотного конденсату і живильної води – $h'_{\text{зк}} = h'_{\text{кв}} = 440$ кДж/кг.

Робочий теплоперепад в турбіні, кДж/кг

$$H_p = h_o - h_{\text{п}} = 3305 - 2845 = 460.$$

Із рівняння електричної потужності турбогенератора визначаємо значення електромеханічного ККД турбогенератора

$$\eta_{\text{ем}} = N_{\text{ем}} \cdot 10^3 / (D_o \cdot H_p) = 6 \cdot 10^3 / (14,0277 \cdot 460) = 0,93.$$

Коефіцієнт холостого ходу за (1.4)

$$x = (1/\eta_{\text{ем}} - 1) = (1/0,93 - 1) = 0,0753.$$

Питома витрата пари для номінального режиму, кг/(кВт·год)

$$d_{\text{н}} = D_{\text{н}} / N_{\text{ем}} = 50,5/6 = 8,417.$$

Далі розрахунки здійснюємо за (2.5) – (2.10) і за (2.21) – (2.24).

За мінімальне навантаження турбогенератора, як і в попередньому прикладі, вибираємо завантаження $N_{\text{мін}} = 0,3 N_{\text{ем}}$. Результати розрахунків зводимо в табл. 2.3.

Порівнюючи значення коефіцієнтів використання теплоти палива в даному прикладі, неважко побачити, що ефективність роботи протитискової турбіни набагато вища, ніж конденсаційної.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків показників роботи турбоустановки залежно від завантаження

Показники	Завантаження турбогенератора, МВт					
	1,8	2,4	3,0	4,2	4,8	6,0
Питома витрата пари, кг/кВт год	9,890	9,366	9,051	8,687	8,574	8,416
Витрата пари на турбіну, т/год	17,8	22,47	27,14	36,47	41,14	50,5
Потужність парогенератора, МВт	14,16	17,88	21,61	29,02	32,74	40,188
Частка завантаження парогенератора	0,35	0,44	0,54	0,72	0,81	1
ККД парогенератора	0,76	0,825	0,85	0,89	0,913	0,9
Витрата умовного палива, т/год	2,289	2,763	3,124	4,120	4,577	5,488
Вироблена теплова потужність, МВт	11,65	14,708	17,748	23,85	26,937	33,062
Питома витрата умовного палива, кг/(кВт год)	47,28	42,78	41,74	39,63	38,47	39,0
Коефіцієнт використання теплоти палива	0,72	0,798	0,817	0,861	0,887	0,875
Частка виробництва електроенергії на тепловому постачанні	0,154	0,163	0,169	0,178	0,178	0,181
Частка потужності спаленого палива, яка витрачена на виробництво теплоти	0,624	0,686	0,699	0,734	0,753	0,741

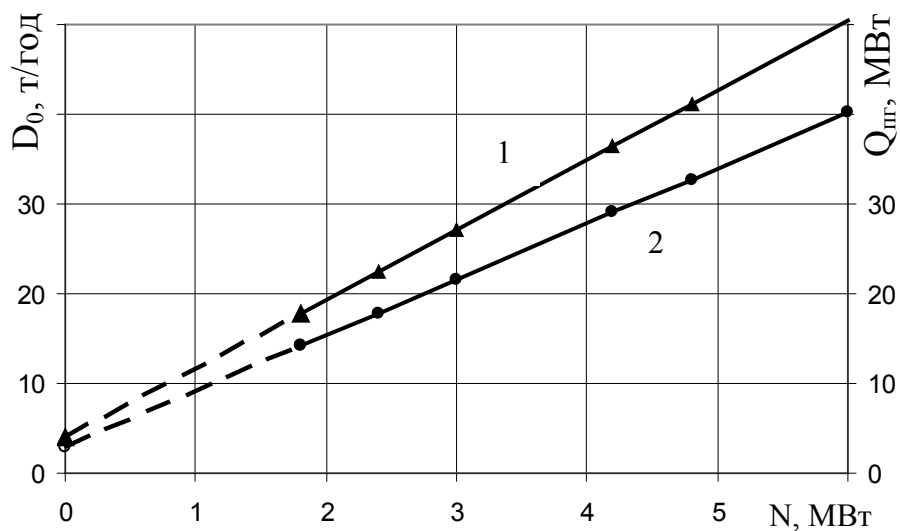


Рисунок 2.3 – Поточні значення витрат пари на турбіну (лінія 1) і необхідної потужності парогенератора (лінія 2)

На рис. 2.3 побудовано розрахункові залежності витрат пари і необхідної потужності парогенератора від завантаження турбогенератора. Апроксимація цих залежностей дає співвідношення

$$D_o = 3,8 + 7,78N; \Delta D/\Delta N = 7,78, \text{ т}/(\text{МВт} \cdot \text{год}); \quad (2.25)$$

$$Q_{\text{пр}} = 3,03 + 6,15N; \Delta Q_{\text{пр}}/\Delta N = 6,15, \text{ МВт}/\text{МВт}. \quad (2.26)$$

Перші доданки в наведених лінійних співвідношеннях дорівнюють значенням D_o і $Q_{\text{пр}}$ для холостого ходу.

Розрахункові залежності виробленої теплової потужності Q_T і витрати умовного палива V_y від завантаження турбогенератора показані на рис. 2.4.

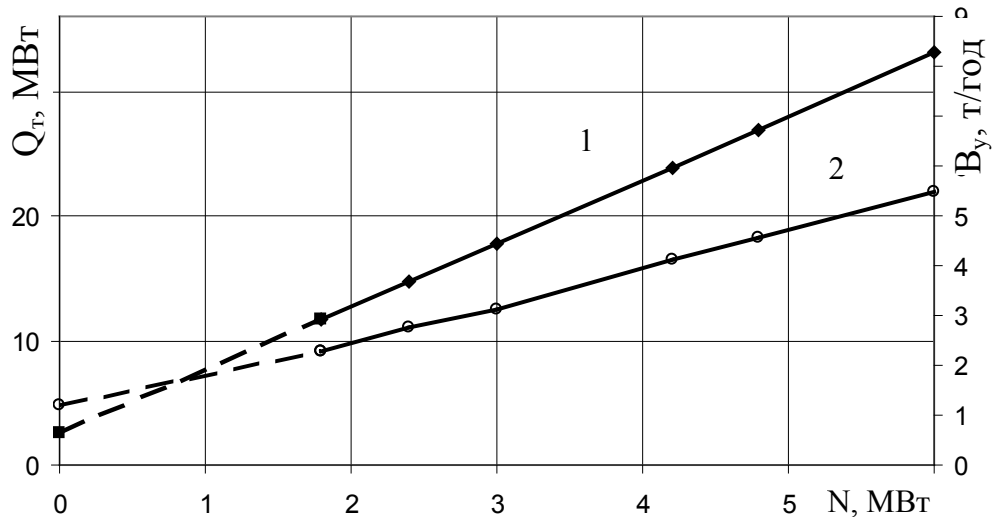


Рисунок 2.4 – Поточні значення виробленої теплової потужності (лінія 1) і витрати умовного палива на турбоустановку (лінія 2)

Наведені залежності, подібно до залежностей на рис. 2.3, мають лінійний характер і з точністю $\pm 1\%$ описуються рівнянням

$$Q_T = 2,5 + 5,083N; \Delta Q_T/\Delta N = 5,083, \text{ МВт}/\text{МВт}; \quad (2.27)$$

$$V_y = 0,92 + 0,762N; \Delta V_y/\Delta N = 0,762, \text{ т}/(\text{МВт} \cdot \text{год}). \quad (2.28)$$

Із (2.27) і (2.28) видно, що темп зростання виробленої теплоти вищий темпу зростання витраченого палива. Ефективність роботи турбоустановки для сумісного виробництва електричної та теплової енергії може однозначно оцінюватись або за допомогою величини питомої витрати умовного палива на виробництво зазначених видів енергопродукції, або за допомогою величини коефіцієнта використання теплоти палива [8, 12]. Залежності зміни цих величин від завантаження турбогенератора показані на рис. 2.5.

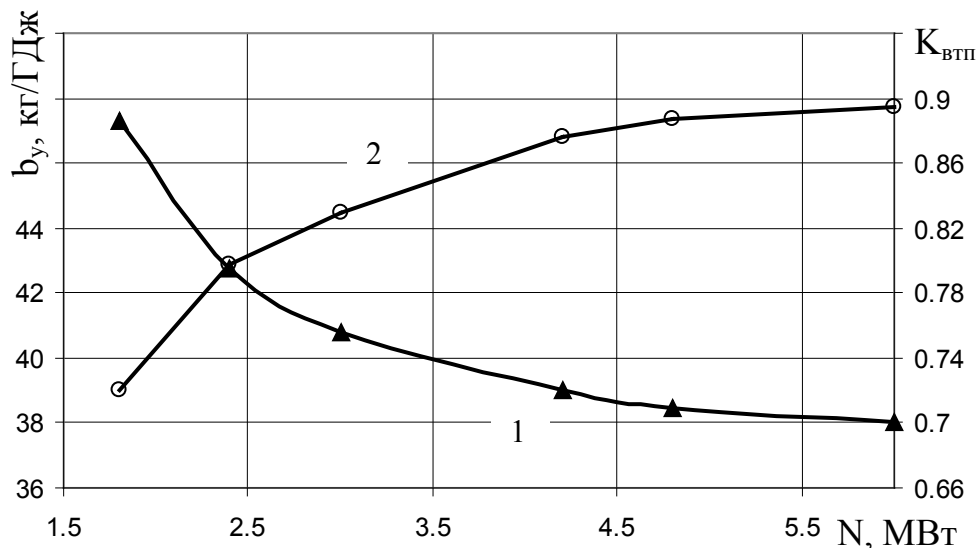


Рисунок 2.5 – Поточні значення питомих витрат умовного палива (крива 1) і коефіцієнтів використання теплоти палива (крива 2)

Із рис. 2.5 видно, що ці залежності мають обернено пропорційний характер. Деяке збільшення b_y і зменшення $K_{втт}$ для номінального завантаження турбогенератора пояснюється зменшенням ККД парогенератора. Найбільш ефективна робота турбоустановки спостерігається в діапазоні завантажень турбогенератора 75–100 %. Ефективність роботи після 60 % завантаження різко зменшується. Індикаторами ефективності роботи турбоустановки можуть бути також величини ε і α_T (2.24), які зростають зі збільшенням завантаження.

Приклад 2.3. Визначити характеристики і показники ефективності роботи паротурбінної установки з турбіною ПР-6-35/5/1,2 Калузького турбінного заводу. Турбіна має регульований відбір пари з тиском 0,49 МПа і тиск за турбіною 0,118–0,12 МПа. Початкові параметри пари становлять: $P_0 = 3,43$ МПа; $t_0 = 435$ °С.

Розв'язування

За даними [14, 15] температура пари у відборі дорівнює 237 °С, а в протитиску – 130 °С. Номінальна витрата пари без відбору пари становить 41,5 т/год (11,5277 кг/с), а з відбором пари – 55,2 т/год (15,333 кг/с). За допомогою [16] визначаємо:

- ентальпія пари перед турбіною – $h_0 = 3305$ кДж/кг;
- ентальпія пари у відборі – $h_1 = 2935$ кДж/кг;
- ентальпія пари за турбіною – $h_2 = 2740$ кДж/кг.

Теплоперепади в турбіні, кДж/кг

- до відбору $H_1 = h_0 - h_1 = 3305 - 2935 = 370$;
- до протитиску $H_2 = h_0 - h_2 = 3305 - 2740 = 565$.

Електромеханічний ККД турбогенератора визначаємо за умови нульового (відключеного) відбору турбіни із рівняння електричної потужності, тобто

$$\eta_{em} = N_{em}/(D_{но} \cdot H_p) = 6000/(11,5277 \cdot 565) = 0,921.$$

Коефіцієнт холостого ходу турбогенератора

$$x = (1/\eta_{em} - 1) = (1/0,921 - 1) = 0,0857.$$

Питомі витрати пари на турбоустановку для номінальних режимів, кг/(кВт·год):

– для відключеного відбору пари

$$d_{но} = D_{но}/N_{em} = 41,5/6 = 6,916;$$

– для роботи з відбором пари

$$d_{нв} = D_{нв}/N_{em} = 55,2/6 = 9,2.$$

Витрата пари на холостий хід, т/год:

– для роботи без відбору

$$D_{ххо} = x \cdot D_{но} = 0,0857 \cdot 41,5 = 3,556;$$

– для роботи з відбором

$$D_{хво} = x \cdot D_{нв} = 0,0857 \cdot 55,2 = 4,73.$$

Відповідно до тиску пари у відборі температуру живильної води вибираємо 147 °С з ентальпією 619 кДж/кг. Температуру зворотного конденсату від споживачів пари з відбору вибираємо 110 °С, а від споживачів пари з протитиску турбіни –100 °С. Ентальпії конденсатів пари становлять: $h'_1 = 463$ і $h'_{пр} = 419$ кВТ/кг, відповідно.

Розглядалось два принципово різних режими роботи паротурбінної установки. В першому режимі витрата пари із відбору йде тільки на регенеративний підігрів води, а споживачам постачається пара з протитиску турбіни за умови їх змінного навантаження. В другому режимі передбачається змінна витрата пари із регульованого відбору за умови сталої витрати пари із протитиску. Мінімальне навантаження становить 30% від номінального. Результати розрахунків подані в таблицях 2.5 – 2.6 і на рисунках 2.6 – 2.11.

Таблиця 2.4 – Показники роботи турбоустановки при змінних витратах пари у відборі

Показники	Електрична потужність, МВт					
	6	5	4	3	2,3	1,8
Витрата пари на турбіну, т/год	55,2	46,79	38,38	29,96	24,08	19,87
Потужність парогенератора, МВт	41,185	34,91	28,63	22,36	17,966	14,825
Витрата умовного палива, т/год	5,622	4,687	3,518	3,270	2,759	2,428
Вироблена теплова потужність, МВт	34,8	29,0	23,2	17,41	13,34	10,44
Питома витрата умовного палива, кг/ГДж	38,28	37,94	40,71	43,60	47,25	52,6
Коефіцієнт використання теплоти палива	0,89	0,905	0,836	0,782	0,722	0,649
Коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні	0,172	0,172	0,172	0,172	0,172	0,172
Частка теплоти палива, яка витрачена на виробництво теплоти	0,759	0,768	0,713	0,667	0,616	0,553

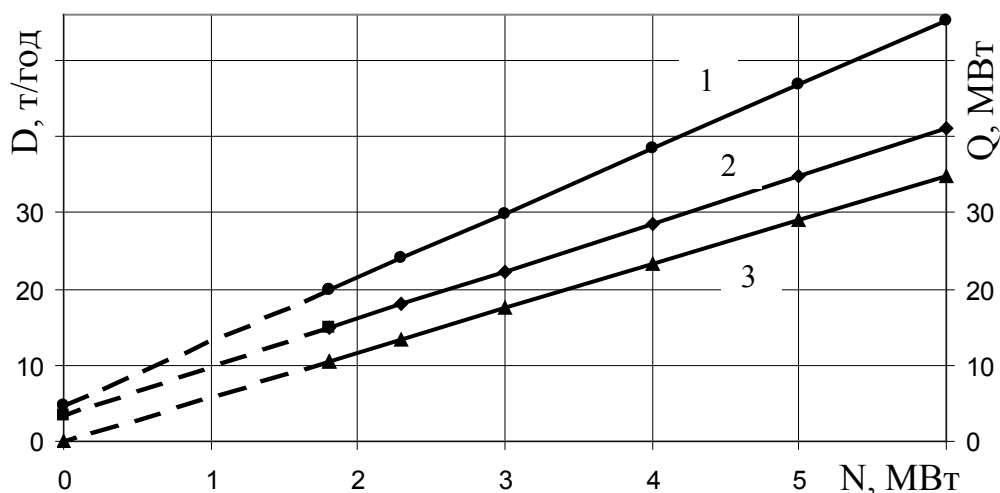


Рисунок 2.6 – Поточні значення: витрат пари на турбоустановку (лінія 1), потужність парогенератора (лінія 2) і виробленої теплової потужності (лінія 3) за даними табл. 2.4

Залежності на рис. 2.6 з точністю $\pm 1\%$ апроксимуються рівняннями:

$$D = 4,73 + 8,412N; \Delta D/\Delta N = 8,412, \text{ т}/(\text{МВт}\cdot\text{год}); \quad (2.29)$$

$$Q_{\text{гр}} = 3,527 + 6,276N; \Delta Q_{\text{гр}}/\Delta N = 6,276, \text{ МВт}/\text{МВт}; \quad (2.30)$$

$$Q_{\text{т}} = 5,8N. \quad (2.31)$$

На рис. 2.7 показані залежності змін витрат умовного палива (лінія 1) і питомих витрат умовного палива (лінія 2), а на рис. 2.8 – залежності змін коефіцієнтів використання теплоти палива (лінія 1) і часток теплоти палива на виробництво теплової потужності α_T на виробництво теплової потужності.

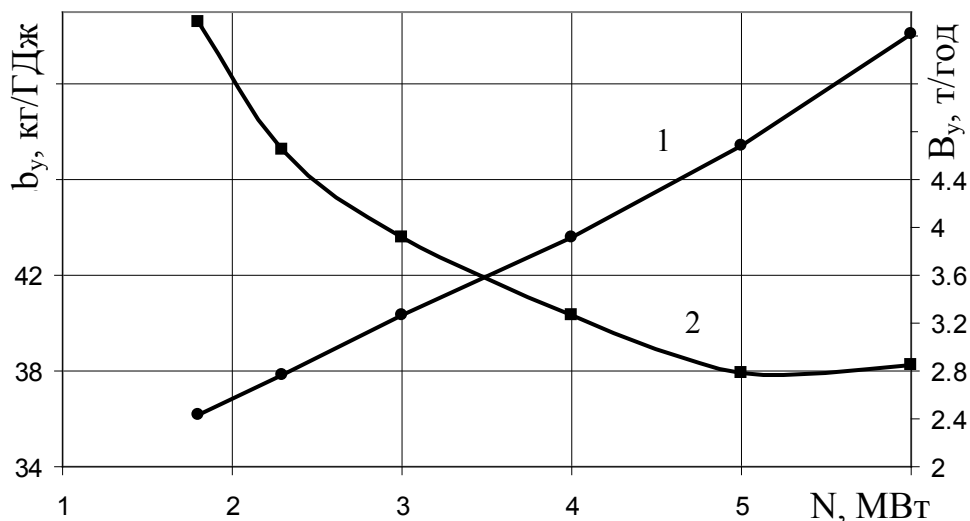


Рисунок 2.7 – Поточні значення витрат умовного палива V_y і питомих витрат умовного палива b_y

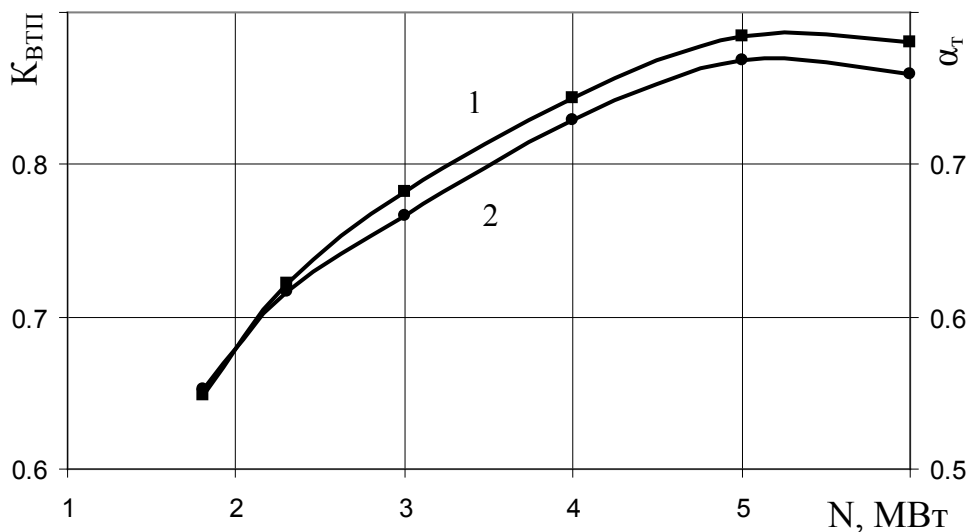


Рисунок 2.8 – Поточні значення коефіцієнта використання теплоти палива K_{VTP} і частки теплоти палива на виробництво теплової потужності α_T

Залежність витрати умовного палива від завантаження турбогенератора на рис. 2.7 описується рівнянням

$$V_y = 1,12 + 0,75N; \Delta V_y / \Delta N = 0,75, \text{ т}/(\text{МВт} \cdot \text{год}); \quad (2.32)$$

де перший доданок характеризує витрату умовного палива на холостий хід турбогенератора.

Із табл. 2.4 і рис. 2.7 та 2.8 наочно видно, що найбільш ефективні режими роботи турбоустановки спостерігаються за умови 80–100% її завантаження. Зі зменшенням частки завантаження турбоустановки ефективність її роботи значно погіршується.

Варто зазначити, що для розглянутого режиму роботи паротурбінної установки залишається сталим коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні. Це підтверджує висновок [8] про те, що цей показник не може «одноосібно» характеризувати ефективність роботи турбоустановок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії. В даному випадку ефективність роботи турбоустановки, одночасно з коефіцієнтом використання теплоти палива, характеризує і частка теплоти палива α_T , яка витрачається на виробництво теплової потужності (див. рис. 2.8).

Показники роботи турбоустановки для варіанта з незначною витратою пари з відбору турбіни на регенеративний підігрів живильної води і змінними витратами пари з протитиску турбіни наведені в табл. 2.5. В цьому випадку витрата пари із протитиску може бути збільшена до досягнення номінальної електричної потужності турбогенератора. За цих умов завантаження паротурбінної установки залежить від завантаження теплових споживачів пари із протитиску.

Таблиця 2.5 – Показники роботи турбоустановки при змінних витратах пари в протитиску

Показники	Електрична потужність, МВт					
	1,8	2,4	3	4	5	6
Витрата пари на турбіну, т/год	14,941	18,734	22,528	28,852	35,176	41,502
Потужність парогенератора, МВт	11,147	13,980	16,811	21,527	26,245	30,964
Витрата умовного палива, т/год	1,802	2,095	2,431	2,972	3,532	4,227
Вироблена тепла потужність, МВт	9,545	11,970	14,390	18,433	22,473	26,512
Питома витрата умовного палива, кг/ГДж	44,11	40,52	38,8	36,78	35,67	36,11
Коефіцієнт використання теплоти палива	0,775	0,840	0,881	0,928	0,956	0,945
Коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні	0,188	0,201	0,208	0,212	0,225	0,227
Частка теплоти палива, яка витрачена на виробництво теплоти	0,652	0,700	0,728	0,765	0,782	0,771

Витратна і тепла характеристики турбоустановки наведені на рис. 2.9.

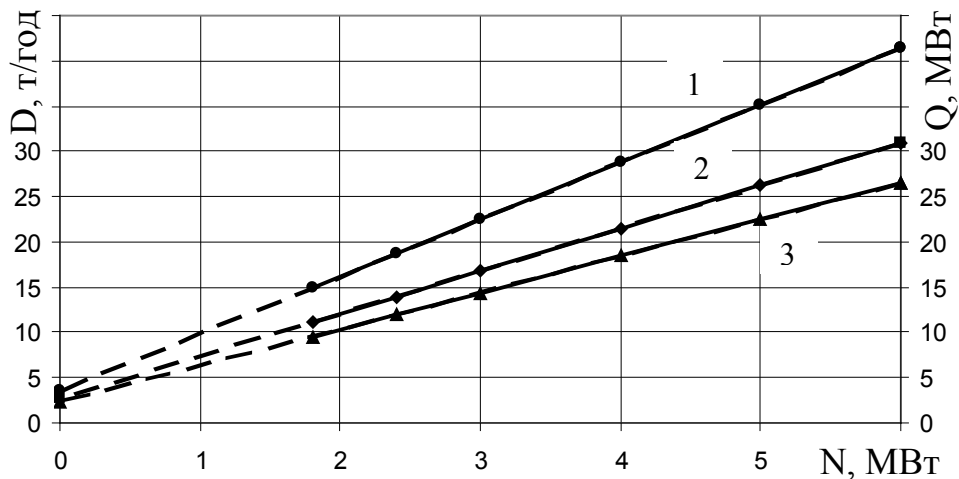


Рисунок 2.9 – Залежності: 1 – $D = f(N)$; 2 – $Q_{гр} = f_1(N)$; 3 – $Q_{т} = f_2(N)$

Залежності на рис. 2.9 з точністю $\pm 1,2\%$ описуються рівняннями:

$$D = 3,556 + 6,234N; \Delta D/\Delta N = 6,234, \text{ т}/(\text{МВт}\cdot\text{год}); \quad (2.33)$$

$$Q_{гр} = 2,682 + 4,713N; \Delta Q_{гр}/\Delta N = 4,713, \text{ МВт}/\text{МВт}; \quad (2.34)$$

$$Q_{т} = 2,275 + 4,039N; \Delta Q_{т}/\Delta N = 4,039, \text{ МВт}/\text{МВт}. \quad (2.35)$$

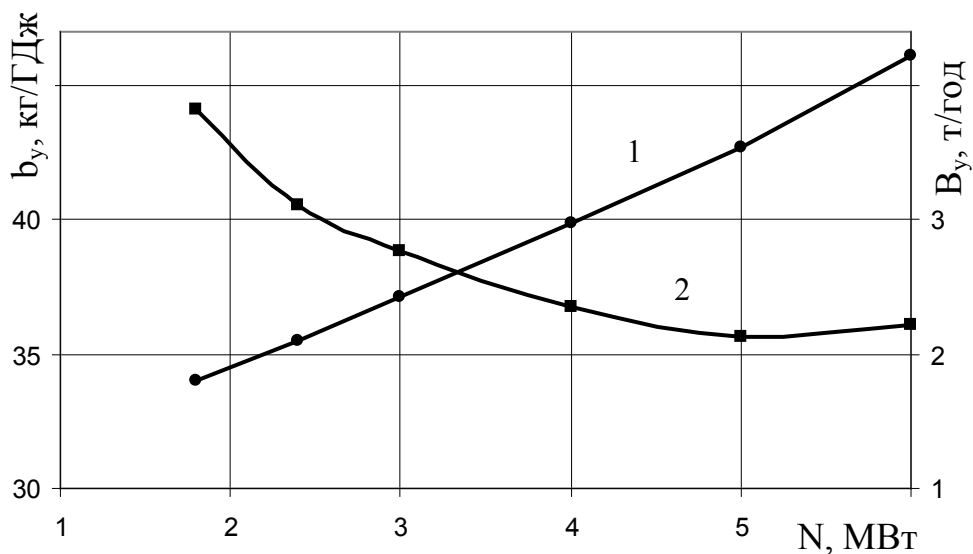


Рисунок 2.10 – Характер зміни витрат умовного палива V_y , т/год (лінія 1) і питомих витрат умовного палива b_y , кг/ГДж (лінія 2)

Характер зміни залежностей на рис. 2.7 і 2.10 ідентичний. Залежність витрати умовного палива від завантаження турбогенератора на рис. 2.10 апроксимується рівнянням

$$V_y = 0,7627 + 0,577N; \Delta V_y/\Delta N = 0,577, \text{ т}/(\text{МВт}\cdot\text{год}). \quad (2.36)$$

Порівнюючи значення питомих витрат умовного палива для однакових потужностей турбогенератора, наведених в табл. 2.4 і 2.5, можна побачити, що для режиму роботи зі змінними витратами протитискової пари ефективність експлуатації паротурбінної установки вища, ніж для режиму зі змінними завантаженнями відбору. Це пояснюється тим, що зі збільшенням витрати пари із протитиску турбіни зростає частка потужності, яка виробляється з більшим теплоперепадом. Внаслідок цього зменшується як загальна витрата пари на турбіну, так і витрата умовного палива. Підвищення ефективності роботи турбоустановки для даного режиму добре ілюструється за допомогою коефіцієнта використання теплоти палива $K_{ВТП}$. Залежність $K_{ВТП}$ від завантаження турбогенератора наведено на рис. 2.11.

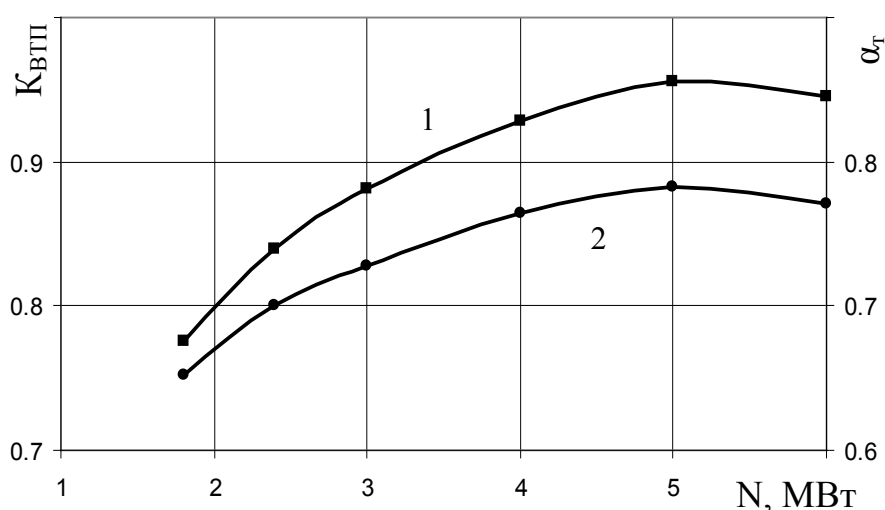


Рисунок 2.11 – Залежності: 1 – $K_{ВТП} = f(N)$; 2 – $\alpha_T = f_1(N)$

Характер залежностей $K_{ВТП} = f(N)$ на рис. 2.8 та 2.11 якісно узгоджується, але значення цього коефіцієнта ефективності роботи порівняно з попереднім режимом вищі на 6–16%, особливо в діапазоні невеликих завантажень турбогенератора ($1,8 < N < 4$ МВт). Зі збільшенням потужності турбогенератора аналогічно зростанню коефіцієнта використання теплоти палива зростають значення коефіцієнта теплоти палива, який витрачається на виробництво теплоти. Для розглянутого режиму роботи турбоустановки зі збільшенням її завантаження дещо зростає коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні.

Аналіз роботи паротурбінних установок з протитисковими турбінами дозволяє констатувати: ефективність їх роботи однозначно характеризується питомою витратою умовного палива на сумісне виробництво теплової та електричної енергії; недовантаження турбоустановок такого типу призводить до суттєвого погіршення ефективності роботи; індикатором ефективності зазначених енергоустановок нарівні з коефіцієнтом використання теплоти палива є коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні.

2.3 Характеристики теплофікаційних турбоустановок

Характеристики роботи турбоустановок з теплофікаційними турбінами типу Т розглянемо на конкретному прикладі.

Приклад 2.4. Визначити показники роботи паротурбінної установки з турбіною Т-12-35, яка має один регульований і два нерегульованих відбори пари.

Розв'язування

За даними [13–15] визначається:

- номінальна електрична потужність – $N_{ем} = 12$ МВт;
- початковий тиск і температура 3,43 МПа і 435 °С, відповідно;
- тиск в конденсаторі турбіни – 3,92 кПа;
- кінцева міра сухості пари – 0,91;
- температура живильної води – 155 °С;
- витрата пари для номінального навантаження і номінальних витратах у відборах – 81,5 т/год;
- тиск пари в регульованому відборі – 0,118-0,12 МПа;
- тиск пари в нерегульованих відборах – 0,065 і 0,57 МПа, відповідно;
- максимальна витрата пари в циліндрі високого тиску – 90 т/год;
- мінімально допустима витрата пари в конденсатор – 8,6 т/год;
- максимально допустима витрата пари в циліндрі низького тиску – 80 т/год.

Із побудови робочого процесу пари в турбіні на h-S діаграмі визначається:

- ентальпія пари на вході в турбіну – $h_0 = 3305$ кДж/кг;
- ентальпія пари в конденсаторі – $h_k = 2340$ кДж/кг;
- ентальпія пари в нерегульованих відборах: $h_1 = 2975$ і $h_2 = 2650$ кДж/кг;
- ентальпія пари в регульованому відборі – $h_{рг} = 2750$ кДж/кг.

Теплоперепади до відповідних відборів, кДж/кг:

$$H_1 = h_0 - h_1 = 3305 - 2975 = 330;$$

$$H_{рг} = h_0 - h_{рг} = 3305 - 2750 = 555;$$

$$H_2 = h_0 - h_2 = 3305 - 2650 = 655.$$

Робочий теплоперепад в турбіні, кДж/кг

$$H_p = h_0 - h_k = 3305 - 2340 = 965.$$

За допомогою [16] визначаємо ентальпії конденсатів пари і води:

- ентальпія конденсатів пари в нерегульованих відборах: $h'_1 = 670$ і $h'_2 = 360$ кДж/кг;
- ентальпія конденсату пари в регульованому відборі $h'_{рг} = 439,4$ кДж/кг;
- ентальпія конденсату в конденсаторі $h'_к = 121,4$ кДж/кг;
- ентальпія живильної води $h'_{жв} = 653$ кДж/кг.

Питома витрата пари для номінального завантаження з відборами пари дорівнює, кг/(кВт·год)

$$d = D/N_{ем} = 81,5/12 = 6,791.$$

Оскільки інформація про електромеханічний ККД турбогенератора відсутня, його значення визначалось на підставі розрахунків теплової схеми турбоустановки за умови номінального її завантаження і мінімально допустимої витрати пари в конденсатор турбіни. В результаті цих розрахунків виявлено, що $\eta_{ем} = 0,922$. Для цього значення ККД коефіцієнт холостого ходу за (2.2) дорівнює – $x = 0,0846$.

Змінні режими роботи турбоустановки виникають, в основному, внаслідок зміни витрати пари із регульованого відбору турбіни. При цьому можливі два варіанти експлуатації турбоустановки. За першим варіантом для будь-яких витрат пари із регульованого відбору через циліндр низького тиску турбіни проходить максимально допустима витрата пари, внаслідок чого зі зменшенням відбірної пари зростає електрична потужність турбогенератора. За другим варіантом для будь-яких витрат пари в регульованому відборі підтримується стала електрична потужність турбогенератора, внаслідок чого на виробництво електроенергії може витрачатись менша витрата пари. Результати розрахунків показників роботи турбоустановки за зазначеними варіантами наведені в табл. 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.6 – Показники роботи турбоустановки за умови сталої витрати пари через циліндр низького тиску і змінних витрат пари із регульованого відбору

Показники	Витрата пари з відбору, т/год					
	65	50	36	18	7,2	0
Частка завантаження відбору	1	0,833	0,554	0,277	0,111	0
Електрична потужність, МВт	12	13,11	15,22	15,85	16,72	17,88
Витрата пари на турбіну, т/год	81,5	80	80	80	80	80
Витрата пари в конденсатор, т/год	8,64	20,58	32,94	48,51	56,79	64,78
Витрата умовного палива, т/год	8,15	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1
Потужність теплофікації, МВт	42,21	32,30	23,11	11,55	4,66	0
Питома витрата умовного палива, кг/ГДж	41,7	49,8	59,0	82,6	105,9	126,6
Коефіцієнт використання теплоти палива	0,818	0,689	0,581	0,418	0,320	0,271
Коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні	0,285	0,405	0,658	1,372	3,587	-
Частка теплоти палива, яка витрачається на виробництво теплоти	0,636	0,492	0,350	0,176	0,07	-

Із табл. 2.6 видно, що найбільш ефективно турбоустановка працює за умови максимального відбору пари із регульованого (теплофікаційного) відбору турбіни. Зі зменшенням завантаження теплофікаційного відбору зростає витрата пари в конденсатор турбіни. Хоча за рахунок збільшення частки конденсаційного виробництва електроенергії потужність турбогенератора зростає, але ефективність використання теплоти палива зменшується.

Неважко помітити, що для зазначеного режиму експлуатації турбоустановки коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні зростає зі зменшенням ефективності роботи. Це підтверджує висновки [8, 12], що даний коефіцієнт не завжди характеризує ефективність теплофікаційних установок. Коефіцієнт (частка) теплоти палива, яка витрачається на виробництво теплової енергії α_t , навпаки, зменшується зі зменшенням ефективності роботи турбоустановки. Це означає, що саме цей коефіцієнт може бути індикатором ефективності роботи турбогенератора.

Показники роботи турбоустановки за другим варіантом експлуатації наведені в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Показники роботи турбоустановки за умови сталої номінальної електричної потужності та змінних витрат пари із регульованого відбору

Показники	Витрата пари з відбору, т/год				
	65	50	36	18	0
Частка завантаження відбору	1	0,833	0,554	0,277	0
Витрата пари на турбіну, т/год	81,5	74,8	65,8	61,3	57
Витрата пари в конденсатор, т/год	8,64	16,68	24,45	35,57	43,21
Витрата умовного палива, т/год	8,15	7,53	6,67	6,17	4,39
Потужність теплофікації, МВт	42,22	32,11	23,11	11,55	0
Питома витрата умовного палива, кг/ГДж	41,7	47,0	52,8	72,95	101,73
Коефіцієнт використання теплоти палива	0,818	0,726	0,646	0,468	0,335
Коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні	0,285	0,307	0,519	1,039	-
Частка теплоти палива, яка витрачається на виробництво теплоти	0,636	0,555	0,425	0,229	-

Порівнюючи дані, які наведені в табл. 2.6 та 2.7, можна констатувати, що для однакових витрат пари із регульованого відбору показники ефективності роботи турбоустановки, яка працює за другим режимом експлуатації, вищі, ніж за першим. Спільним в обох режимах роботи є те, що зі зменшенням відбірної пари ефективність роботи турбоустановки погіршується. Крім того, спільною ознакою є збільшення коефіцієнта виробництва енергії на тепловому постачанні зі зменшенням ефективності роботи турбогенератора і, відповідно, зменшення частки теплоти, яка витрачається на

виробництво теплової енергії. Останнє не суперечить фізичній суті комбінованого (сумісного) виробництва теплової та електричної енергії.

Вище були розглянуті прості наближені методи для визначення показників роботи турбоустановок з турбінами різного типу. Для визначення показників роботи турбоустановок з більш складними тепловими схемами доцільно користуватись діаграмами режимів, які наведені в [13, 17, 18].

Контрольні питання

1. Поясніть, які режими роботи спостерігаються в процесі експлуатації турбогенераторів.
2. Поясніть, що розуміють під холостим ходом турбогенератора.
3. Поясніть, як визначається питома витрата пари на турбіну для номінального і змінного режимів завантажень турбогенератора.
4. Поясніть, що розуміють під питомою витратою умовного палива і як вона витрачається.
5. Поясніть, який зв'язок існує між питомою витратою умовного палива і коефіцієнтом використання теплоти палива.
6. Поясніть суть коефіцієнта виробництва електроенергії на тепловому постачанні та коефіцієнта теплоти палива, що витрачена на виробництво теплової потужності.
7. Поясніть, який вигляд мають парова, тепла і паливна характеристики турбогенератора.
8. Поясніть, які характерні режими роботи спостерігаються в процесі експлуатації турбін з регульованими відборами пари.
9. Поясніть, за допомогою яких чинників визначається ефективність паротурбінних установок.

3 РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ТУРБОГЕНЕРАТОРАМИ В РАЗІ ЇХ СУМІСНОЇ РОБОТИ

Зменшення споживання енергетичного палива на теплових електростанціях можливе не тільки завдяки застосуванню новітніх технологій в енергетиці [19] (активний метод підвищення ефективності енергоустановок), але й завдяки застосуванню раціональних режимів експлуатації існуючого устаткування (режимний метод). В процесі експлуатації кількох турбогенераторів, які працюють паралельно, завжди виникає задача найбільш ефективного розподілення навантаження між ними [9, 20]. Ця задача може бути розв'язана за допомогою енергетичних характеристик. Дійсні енергетичні характеристики будуються за результатами експлуатаційних випробувань турбогенераторів. При цьому потрібно мати на увазі, що маневрування навантаженням обмежується як максимальною, так і мінімальною потужністю устаткування. Для того, щоб експлуатаційний персонал міг здійснювати економічні режими роботи, необхідно мати нормативний матеріал. Методика розрахунків енергетичних характеристик турбогенераторів розглянута в попередньому розділі.

Економічний розподіл навантаження між двома турбогенераторами однакової потужності розглянемо на конкретних прикладах. Беремо, наприклад, турбогенератор парової турбіни К-100-90 з початковими параметрами пари: $P_0 = 8,82$ МПа; $t_0 = 535$ °С; $h_0 = 3482$ кДж/кг і тиском в конденсаторі турбіни $P_k = 3,6$ кПа. Максимальна і мінімальна потужності турбогенератора становлять 110 і 30 МВт, відповідно. На підставі [13, 15] визначаємо поточні гарантійні значення питомих в повних витрат пари на турбіну, температур живильної води; питомих витрат теплоти на турбоустановку, а також ККД електрогенератора, які наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Гарантійні дані першого турбогенератора турбіни К-100-90

Навантаження турбогенератора, МВт	Показники				
	D_1 , т/год	d_1 , кг/(кВт·год)	$t_{жв}$, °С	q , МДж/(кВт·год)	$\eta_{ег}$
110	400	3,63	225	9,09	0,99
100	366	3,66	220	9,09	0,99
80	296	3,71	207	9,175	0,989
60	238	3,96	191	9,45	0,985
40	180	4,51	180	9,55	0,982
30	155	5,16	166	9,67	0,979

Внутрішній відносний ККД турбіни в циліндрах високого і низького тиску дорівнює 0,845 і 0,86, відповідно. В результаті побудови робочого процесу пари в турбіні визначено, що робочий теплоперепад становить 1215 кДж/кг. За формулами (2.4) – (2.13) обчислені енергетичні характеристики турбогенератора, значення яких наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Поточні значення енергетичних характеристик першого турбогенератора

Навантаження електрогенератора, МВт	Показники			
	Q_1 , МВт	V_1 , т/год	b_1 , кг/(кВт·год)	η_1
110	280	34,427	0,313	0,393
100	260	32,076	0,32	0,384
80	220	27,115	0,338	0,363
60	180	22,162	0,369	0,333
40	140	17,208	0,43	0,286
30	120	14,832	0,492	0,25

Графічна інтерпретація основних характеристик показана на рис. 3.1 і рис. 3.2.

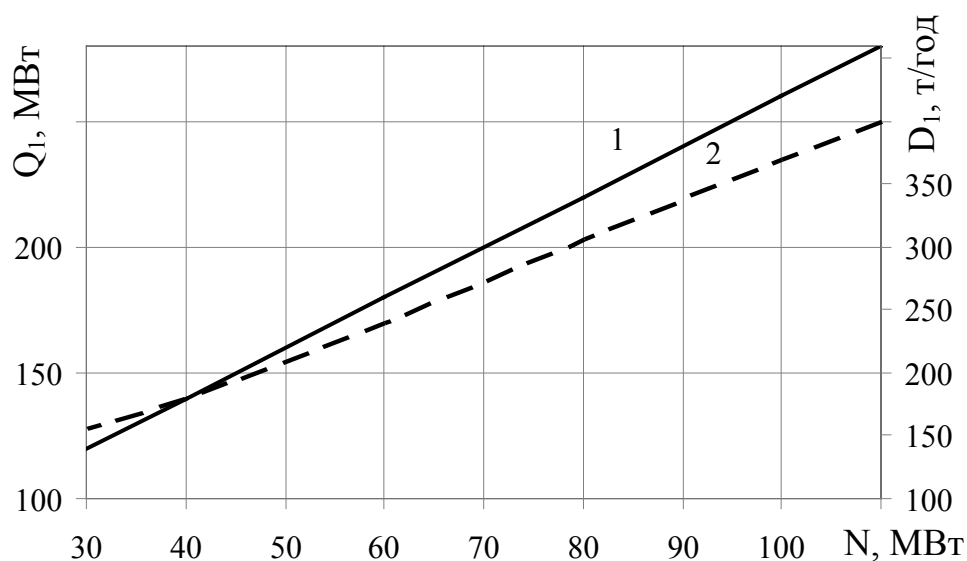


Рисунок 3.1 – Теплова (лінія 1) і витратна (лінія 2) характеристики першого енергоблока К-100-90

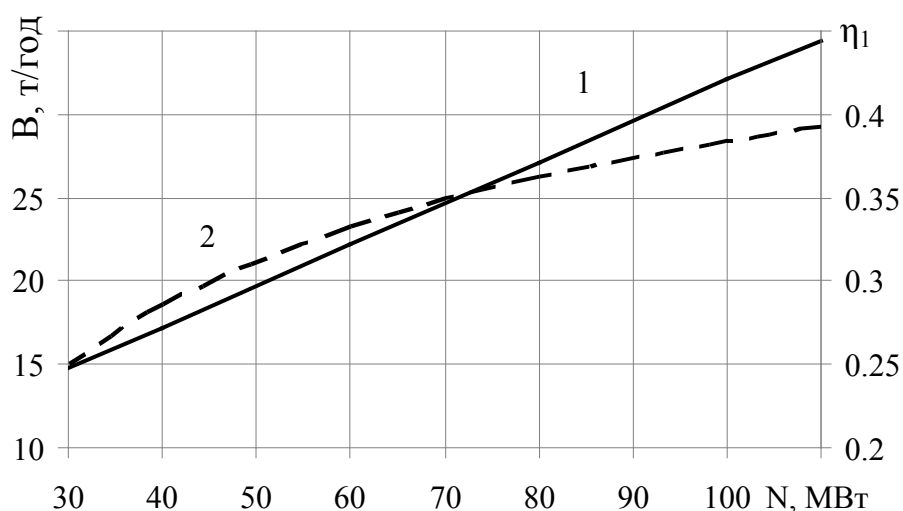


Рисунок 3.2 – Паливна характеристика $V_1 = f_2(N)$ (лінія 1) і залежність ККД бруто $\eta_1 = f_3(N)$ (лінія 2)

Із наведених рисунків видно, що теплова $Q_1 = f(N)$, витратна $D_1 = f_1(N)$ і паливна $B_1 = f_2(N)$ характеристики лінійні. Для даного енергоблока їх рівняння

$$Q_1 = 60 + 2N, \text{ МВт}; \quad \Delta Q_1 / \Delta N = 2, \text{ МВт/МВт}; \quad (3.1)$$

$$D_1 = 63,125 + 3,0625N, \text{ т/год}; \quad \Delta D_1 / \Delta N = 3,0625, \text{ т/(МВт}\cdot\text{год)}; \quad (3.2)$$

$$B_1 = 7,486 + 0,2449N, \text{ т/год}; \quad \Delta B_1 / \Delta N = 0,2449 \text{ т/(МВт}\cdot\text{год)}. \quad (3.3)$$

Основною визначальною характеристикою слід вважати теплову характеристику $Q = f(N)$. Вона, по суті справи, характеризує приріст сумарних теплових втрат, оскільки саме сумарні, а не окремі, втрати визначають ефективність роботи турбогенератора. Відносний приріст сумарних теплових втрат, як побачимо далі, може бути надійним критерієм економічного перерозподілу навантаження між окремими турбогенераторами, які працюють паралельно.

Із практики експлуатації відомо, що навіть однотипні турбогенератори мають хоч і схожі, але неоднакові характеристики. Нехай другий турбогенератор на ТЕС з турбіною К-100-90 має теплову характеристику, яка наведена в табл. 3.3 і на рис. 3.3.

Таблиця 3.3 – Дані основних характеристик другого енергоблока

Навантаження електрогенератора, МВт	Показники			
	Q_2 , МВт	B_2 , т/год	b_2 , кг/(кВт·год)	η_2
30	133	16,398	0,546	0,225
40	150	18,493	0,462	0,266
60	188	23,123	0,385	0,319
80	225	27,673	0,346	0,355
100	262	32,223	0,322	0,381
110	280	34,427	0,313	0,393

Рівняння лінійних характеристик:

$$Q_2 = 78 + 1,8375N, \text{ МВт}; \quad \Delta Q_2 / \Delta N = 1,8375, \text{ МВт/МВт}; \quad (3.4)$$

$$B_2 = 9,633 + 0,2254N, \text{ т/год}; \quad \Delta B_2 / \Delta N = 0,2254 \text{ т/(МВт}\cdot\text{год)}. \quad (3.5)$$

Із порівняння даних, наведених в табл. 3.2 і табл. 3.3 видно, що другий турбогенератор працює з більш низьким ККД, ніж перший. Але, порівнюючи (3.1) і (3.4), неважко виявити, що другий турбогенератор має менший відносний приріст теплоти.

Теплові характеристики енергоблоків показані на рис. 3.3.

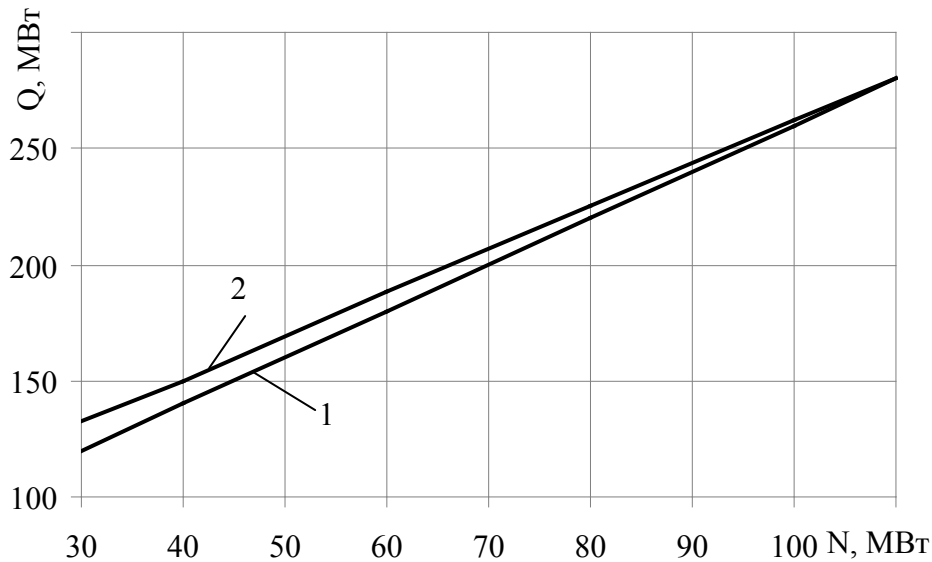


Рисунок 3.3 – Теплові характеристики першого (1) і другого (2) турбогенераторів

Нехай сумарне навантаження на ТЕС становить 140 МВт. Здавалось би цілком логічним завантажити на максимальну потужність турбогенератор з більшими значеннями ККД. Але спробуємо розвантажувати перший турбогенератор і довантажувати другий. Основні показники роботи окремих парогенераторів та ТЕС наведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Показники сумісної роботи турбогенераторів на ТЕС

N_1 , МВт	Q_1 , МВт	B_1 , кг/с	η_1	N_2 , МВт	Q_2 , МВт	B_2 , кг/с	η_2	$N_{ТЕС}$, МВт	$Q_{ТЕС}$, МВт	$B_{ТЕС}$, кг/с	$\eta_{ТЕС}$
110	280	9,563	0,393	30	133	4,555	0,225	140	413	14,118	0,339
100	260	8,9	0,384	40	150	5,137	0,266	140	410	14,037	0,341
80	220	7,53	0,363	60	188	6,423	0,319	140	408	13,95	0,343
60	180	6,156	0,333	80	225	7,687	0,355	140	405	13,84	0,346
40	140	4,78	0,286	100	262	8,95	0,3816	140	402	13,73	0,348
30	120	4,1	0,25	110	280	9,563	0,393	140	400	13,63	0,35

За допомогою табл. 3.4 можна визначити найбільш ефективні режими роботи для будь-якого розподілу навантаження між турбогенераторами. Наведені дані свідчать про те, що передача навантаження від енергоблока з більшими значеннями ККД до енергоблока з меншими значеннями ККД, але з більш пологою тепловою характеристикою (меншим приростом теплоти) підвищує ефективність роботи ТЕС, що наочно видно із рис. 3.4. Неважко помітити, що в роботі ТЕС з $N_1 = 110$ МВт і $N_2 = 30$ МВт витрата умовного палива становить 14,118 кг/с (50,825 т/год), а в режимі роботи з $N_1 = 30$ МВт і $N_2 = 110$ МВт вона становить 13,63 кг/с (49,068 т/год). Отже для $N_{ТЕС} = 140$ МВт досягається економія умовного палива в кількості 1,757 т/год.

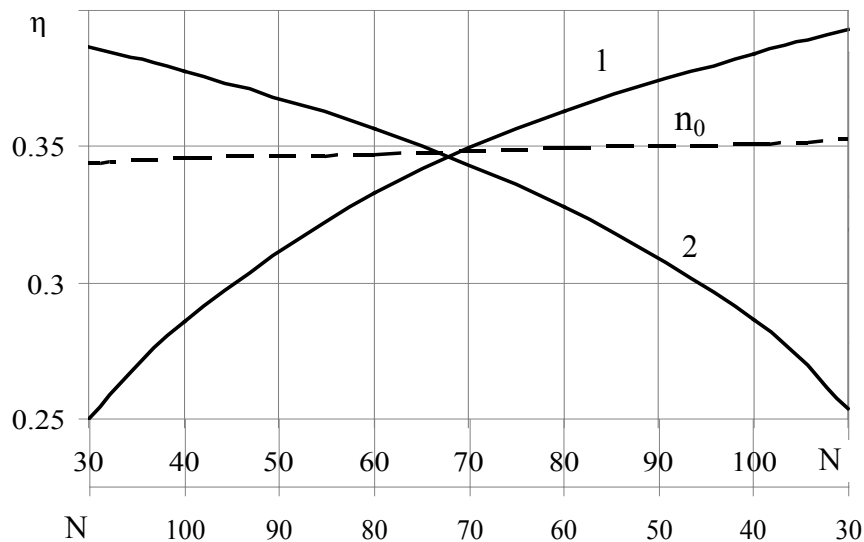


Рисунок 3.4 – Значення коефіцієнтів корисної дії: 1 – першого енергоблока; 2 – другого енергоблока; 3 – ТЕС

Розглянемо тепер роботу ТЕС за умови, що третій енергоблок має теплову характеристику, яка зображена на рис. 3.5, а інші показники наведені в табл. 3.5.

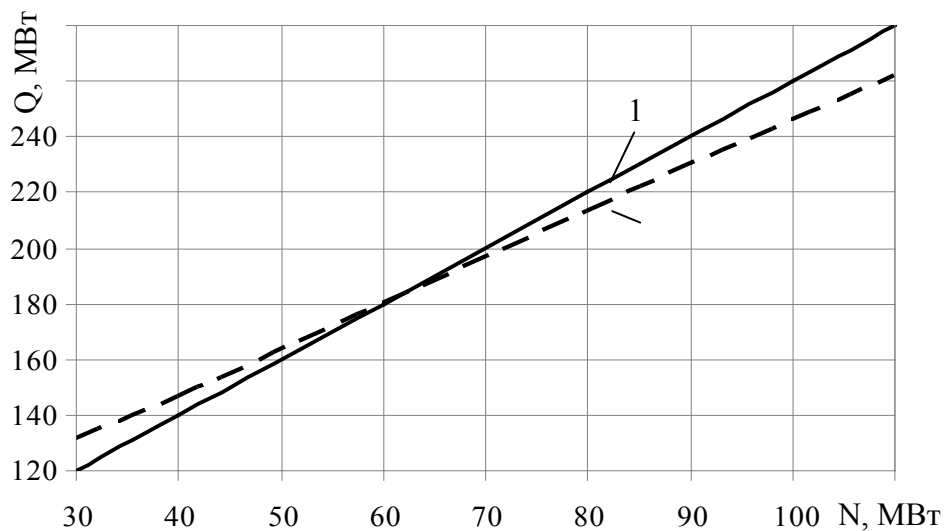


Рисунок 3.5 – Теплові характеристики першого (1) і третього (3) турбогенераторів

Таблиця 3.5 – Показники основних характеристик третього енергоблока

Навантаження електрогенератора, N_3 , МВт	Показники			
	Q_3 , МВт	B_3 , кг/с	b_3 , кг/(кВт·год)	η_3
30	130	4,456	0,534	0,23
40	150	5,137	0,462	0,266
60	180	6,156	0,369	0,333
65	190	6,493	0,359	0,342
80	215	7,347	0,33	0,372
100	250	8,542	0,307	0,4
110	267	9,122	0,298	0,412

Із рис. 3.5 видно, що рівновелика ефективність першого і третього енергоблоків досягається за умови, що $N_1 = N_3 = 60$ МВт. При цьому для $N_3 < 60$ МВт ефективність роботи третього турбогенератора менша, ніж першого, для $N_3 > 65$ МВт – навпаки. Рівняння теплової та паливної характеристики третього турбогенератора мають вигляд:

$$Q_3 = 78,57 + 1,714N, \text{ МВт}; \quad \Delta Q_3 / \Delta N = 1,714, \text{ МВт/МВт}; \quad (3.6)$$

$$B_3 = 9,735 + 0,21N, \text{ т/год}; \quad \Delta B_3 / \Delta N = 0,21 \text{ т/(МВт}\cdot\text{год)}. \quad (3.7)$$

Знову звертаємо увагу на те, що і в цьому разі приріст теплоти в третьому турбогенераторі менший, ніж в першому і другому. Це дозволяє очікувати, що передача навантаження на третій турбогенератор має підвищувати ефективність роботи ТЕС.

Показники сумісної роботи першого і третього енергоблоків та ТЕС зведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Показники роботи турбогенераторів та ТЕС

N_1 , МВт	Q_1 , МВт	B_1 , кг/с	η_1	N_3 , МВт	Q_3 , МВт	B_3 , кг/с	η_3	$N_{\text{ТЕС}}$, МВт	$Q_{\text{ТЕС}}$, МВт	$B_{\text{ТЕС}}$, кг/с	$\eta_{\text{ТЕС}}$
110	280	9,563	0,393	30	130	4,456	0,23	140	410	14,02	0,341
100	260	8,9	0,384	40	150	5,137	0,266	140	410	14,02	0,341
80	220	7,53	0,363	60	180	6,156	0,333	140	400	13,685	0,35
60	180	6,156	0,333	80	215	7,347	0,372	140	395	13,528	0,354
40	140	4,78	0,286	100	250	8,541	0,4	140	390	13,32	0,356
30	120	4,1	0,25	110	267	9,122	0,412	140	387	13,21	0,362

Дані табл. 3.5 свідчать про те, що до завантаження 60 МВт ефективніше працює перший енергоблок. Це пояснюється тим, що витрати теплоти на холостий хід у нього менші, ніж у третього. Після навантаження 60 МВт ефективніше працює третій енергоблок, оскільки відносний приріст теплоти, а, отже і теплові втрати в ньому менші, ніж в першому. Виходить, що до навантажень 60 МВт доцільно, в першу чергу, завантажувати перший турбогенератор, а після навантаження 60 МВт – третій. В решті-решт завантаження третього турбогенератора до максимальної потужності зумовлює економію умовного палива – $\Delta B = 2,916$ т/год.

Аналогічні результати можна отримати, порівнюючи роботу другого і третього енергоблоків на ТЕС. Таким чином, критерієм економічного розподілу навантаження між енергоблоками на ТЕС є відносний приріст теплоти на виробництво енергії [9, 12]. В разі паралельної роботи теплофікаційних турбін на теплоелектроцентралях (ТЕЦ) забезпечення споживачів теплотою здійснюється за певним графіком (рис. 3.6) і пов'язано з певною витратою D за час τ . На графіку можна виділити сталу частину парового навантаження, яка еквівалентна площі $O-A-B-B-O$ і змінну частину, яка розташована вище лінії $A-B$.

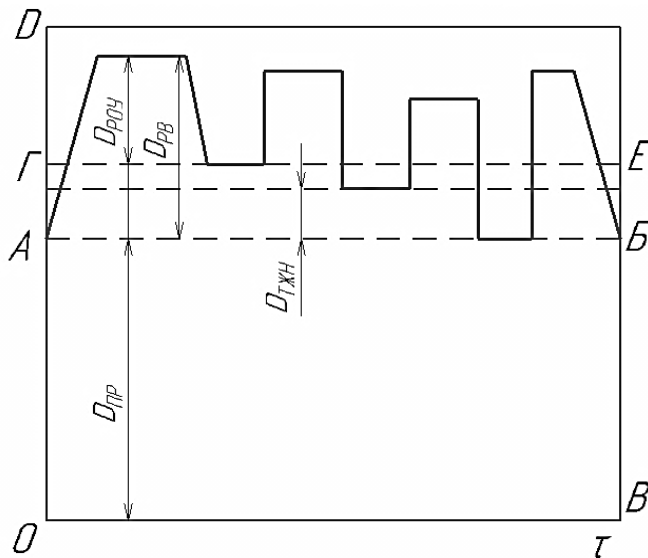


Рисунок 3.6 – Графік розподілу парового навантаження на ТЕЦ: $D_{пр}$ – протитискові турбіни; $D_{рв}$ – турбіни з регульованим відбором пари; $D_{тжв}$ – турбопривод живильних насосів; $D_{роу}$ – пара від РОУ

Оскільки ефективність протитискових турбін найвища, то базову сталу графіка навантаження повинні покривати саме протитискові турбіни. Змінну частину графіка навантажень можуть покривати турбіни з регульованими відборами пари. Невелика пікова частина парового завантаження з метою здешевлення устаткування може покриватися від редуційно-охолоджувальної установки (РОУ). Якщо турбіни живильних насосів допускають роботу з необхідним протитиском, то електроприводи насосів можна замінити на турбоприводи. В цьому разі

витрата пари на турбоживильні насоси $D_{тжн}$ буде постачатись тепловим споживачам, а витрата електроенергії на власні потреби зменшується.

В разі ізолюваної роботи турбоагрегатів на ТЕЦ доцільно, щоб потужність протитискових турбін покривала 90–95% теплового постачання, а пікова частина графіка завантажень покривалась від РОУ [21].

Контрольні питання

1. Що характеризує теплова характеристика турбогенератора?
2. Як змінюється питома витрата умовного палива зі збільшенням навантаження?
3. Яка із характеристик є визначальною для економічного розподілу навантаження між турбогенераторами?
4. Що характеризує перший і другий доданок у рівняннях характеристик турбогенератора?
5. Що розуміють під відносним приростом теплоти?
6. Поясніть основний принцип розподілу навантаження між турбогенераторами, які працюють паралельно.
7. Що розуміють під базовим навантаженням?
8. Якими турбогенераторами бажано покривати базове навантаження?
9. Якими турбінами покривають пікові навантаження?
10. З якою метою замінюють електроприводи живильних насосів на турбоприводи?
11. Поясніть, яку функцію виконує редуційно-охолоджувальна установка.

4 РЕГУЛЮВАННЯ ПАРОВИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ

Механічна робота обертання вала турбіни перетворюється на електричну енергію в електрогенераторі. Турбіна повинна тривко працювати в усьому діапазоні зміни навантажень від нуля (холостого ходу) до номінальної потужності зі сталою кількістю обертів (частотою). Для усталеного навантаження турбогенератора між витратою пари і обертальним моментом на валу підтримується стале співвідношення. В разі зміни навантаження виникає невідповідність між навантаженням і обертальним моментом, що призводить до зміни кількості обертів ротора турбіни.

Крутильний момент на валу турбіни, який називається ефективним, витрачається на створення крутильного моменту електрогенератора $M_{\text{еф}}$, подолання моменту тертя підшипників $M_{\text{П}}$ і моментів інерції роторів турбіни I_{T} та електрогенератора $I_{\text{ег}}$, тобто

$$M_{\text{еф}} = M_{\text{ег}} + M_{\text{П}} + (I_{\text{T}} + I_{\text{ег}})d\omega/d\tau, \quad (4.1)$$

де ω – кутова швидкість;

τ – час.

Зрозуміло, що за умови сталої кількості обертів турбіни $n = \text{const}$ і $\omega = \text{const}$, а $d\omega/d\tau = 0$. Для усталеного режиму роботи, коли $N_{\text{е}} = \text{const}$ і $n = \text{const}$ останній доданок у (4.1) дорівнює нулю. Тоді $M_{\text{еф}} = M_{\text{ег}} + M_{\text{П}}$. Помноживши (4.1) на кутову швидкість одержимо

$$N_{\text{еф}} = N_{\text{е}} + N_{\text{П}} + (I_{\text{T}} + I_{\text{ег}}) \cdot \omega d\omega/d\tau. \quad (4.2)$$

В разі змінних навантажень ($N_{\text{е}} = \text{var}$) баланс потужностей порушується, що призводить до зміни кількості обертів. За умови підвищення $N_{\text{е}}$ кількість обертів зменшується, а за умови зменшення $N_{\text{е}}$ – навпаки. Кількість обертів буде змінюватись до тих пір, доки органи регулювання не змінять витрату пари до установаження потрібного співвідношення між обертальним моментом і навантаженням. Тому турбіни оснащують регуляторами, які автоматично зберігають швидкість обертання вала, змінюючи витрату і якість пари, яка надходить в турбіну.

4.1 Дросельне регулювання

На рис. 4.1 показана принципова схема зі швидкісним (відцентровим) регулятором і підсилювачем (сервомотором), який діє на єдиний регульований клапан, що дроселює пару на вході в турбіну. Вал 10 за допомогою редуктора 9 обертається від головного вала турбіни 7. Якщо, наприклад, кількість обертів (частота обертання) збільшується, то під дією відцентрових сил вантажі регулятора 2 піднімають муфту регулятора 1 і разом із нею точку В важеля АБВГД.

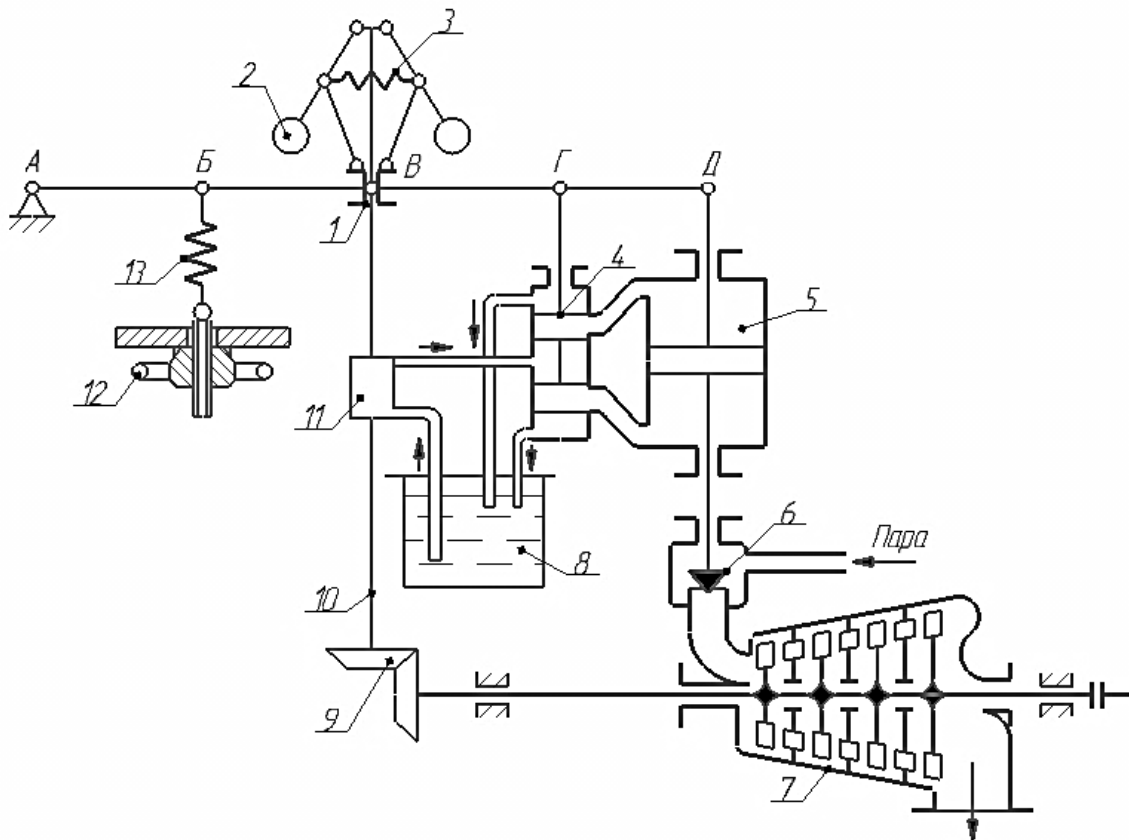


Рисунок 4.1 – Схема найпростішого дросельного регулятора

Поршні золотника 4, які з'єднані з важелем АД в точці Г також починають рухатись угору. Простір усередині золотника між його поршнями з'єднується з верхньою порожниною сервомотора 5, внаслідок чого вона заповнюється маслом, яке перекачує масляний насос 11 із бака 8. Одночасно порожнина під поршнем сервомотора 5 з'єднується з нижньою зливною трубою золотника 4. Під тиском масла поршень сервомотора починає опускатись разом зі з'єднаним регулювальним (дросельним) клапаном 6, який зменшує тиск і витрату пари. Разом із поршнем опускаються точки Г і Д важеля АД, внаслідок чого поршень золотника займає попереднє (нейтральне) положення, припиняючи доступ масла у верхню порожнину сервомотора. Таким способом здійснюється так званий зворотний зв'язок, що припиняє опускання дросельного клапана. В процесі регулювання клапан 6 повністю відкритий тільки за умови роботи турбогенератора з максимальною потужністю. В разі менших потужностей регулювальний клапан тією чи іншою мірою дроселює пару, яка надходить у перший східець турбіни. Внаслідок дроселювання ефективність роботи турбогенератора зменшується через зменшення робочого теплоперепаду в турбіні за рахунок дроселювання [18].

Для синхронізації (підкорегування частоти) необхідно змінювати кількість обертів за умови $N_e = \text{const}$. Для зміни кількості обертів застосовують

спеціальні пристрої (синхронізатори). Найпростіший ручний синхронізатор показаний на рис. 4.1. До точки Б важеля АД приєднана пружина 13 із гвинтом і маховичком у нижній частині. Обертанням цього маховичка можна на ходу змінювати натяг пружини 13, а, отже, положення муфти 1, яка за вищеведеним механізмом примушує пересуватись клапан 6, змінюючи витрату пари, що надходить в турбіну, змінюючи при цьому частоту обертання останньої. Дросельне регулювання доцільно застосовувати на потужних турбогенераторах, які «несуть» базове навантаження в енергосистемі, а їх добове навантаження майже не змінюється і близько до номінального.

4.2 Соплове регулювання

Для турбогенераторів, які працюють зі змінними навантаженнями, доцільно застосовувати кількісний паророзподіл, в якому змінюється витрата пари на турбіну, а якість залишається майже незмінною. Однак здійснити таке регулювання в чистому вигляді неможливо. Тому застосовують змішане регулювання – в основному кількісне, а частково якісне. Таке регулювання здійснюється зміною кількості працюючих сопел. На рис. 4.2 показана принципова схема соплового паророзподілу і регулювання з відцентровим регулятором. На цій схемі умовно показаний лише перший регулювальний східець турбіни 1, насаджений на вал турбіни 2.

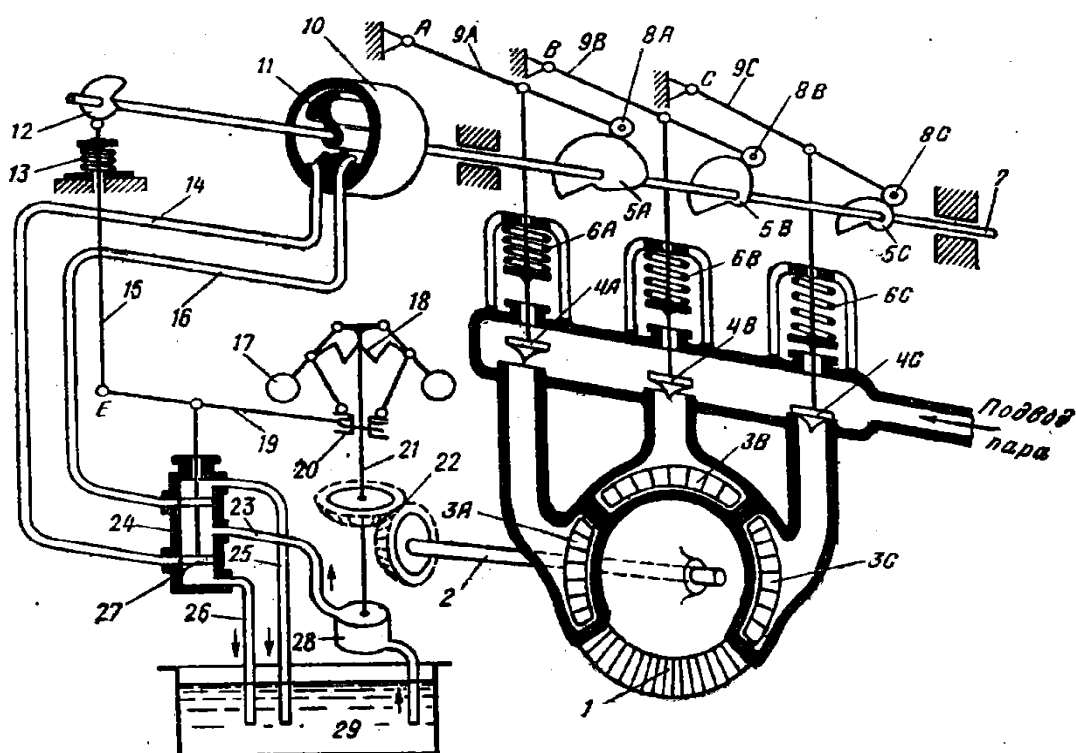


Рисунок 4.2 – Схема соплового регулювання турбін

Сопла поділені на три окремі групи: 3А, 3В, 3С. Впуск пари в кожену групу сопел регулюється клапанами: 4А, 4В, 4С, відповідно. Для управлін-

ня цими клапанами застосовується сервомотор 10 з радіальним поршнем 11, який насаджений на вісь 7. На осі закріплені кулачки 5А, 5В, 5С, на яких ковзають ролики 8А, 8В, 8С, закріплені на важелях 9А, 9В, 9С. Важелі шарнірно закріплені в точках А, В і С. До важелів приєднані штоки регулювальних клапанів 4А, 4В і 4С. Ролики притиснуті до кулачків пружинами 6А, 6В і 6С. Від головного вала турбіни 2 за допомогою редуктора 22 обертаються відцентровий регулятор і масляний насос 28, з якого масло під тиском 0,5–0,6 МПа спрямовується в середню частину золотника 24 по трубопроводу 23.

В разі зміни навантаження турбогенератора, наприклад, при збільшенні його, кількість обертів зменшується і муфта 20 регулятора з вантажами 17 і пружиною 18 буде опускатися. При цьому важіль 19 буде обертатись відносно точки Е і примусить опуститись поршні 27, які з'єднують середню частину золотника маслопроводом 14 з лівою частиною поворотного сервомотора. Під дією тиску масла радіальний поршень 11 почне обертатись за годинниковою стрілкою і обертати вісь 7 з кулачками 5А, 5В і 5С. В результаті цього клапани 4В і 4С почнуть підніматися (клапан 4А вже відкритий). На осі 7 насаджений кулачок 12 зворотного зв'язку, завдяки якому при обертанні осі 7 точка Е важеля 19 буде підніматись важелем 15 з пружиною 13 і поставить поршні 27 золотника у нейтральне положення. Трубки 25 і 26 призначені для зливу масла із золотника в бак 29, а трубка 16 – для зливу масла із сервомотора.

Усі клапани мають бути відкритими в разі повного завантаження турбогенератора. За умови неповного завантаження дроселювання пари буде здійснюватись лише перед частиною соплових апаратів. Тому соплове регулювання більш економічне, ніж дросельне.

Поряд з механічною системою соплового регулювання застосовують більш гнучкі гідравлічні системи, в яких кожний із клапанів приводиться в рух окремим сервомотором. Послідовність відкриття клапанів визначається натягом пружин, які притискають їх до сідла.

4.3 Обвідне регулювання

Як правило, обвідне регулювання застосовують тільки в комбінаціях із сопловим. При цьому соплове регулювання здійснюється до номінального навантаження, а обвідне (рис. 4.3) – до навантажень, які перевищують номінальне. Крім того, обвідне регулювання передбачає підведення пари до першого регулювального східця по всьому колу (міра парціальності дорівнює одиниці).

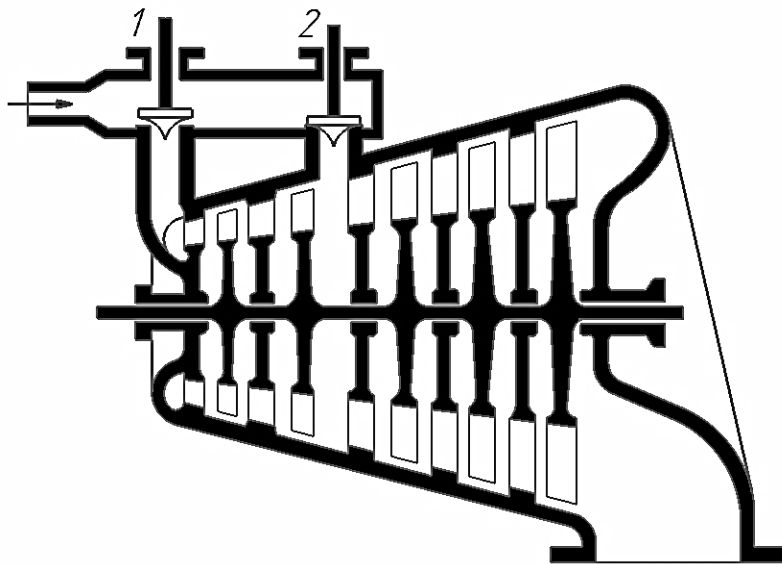


Рисунок 4.3 – Схема обвідного регулювання

В турбінах з обвідним регулюванням пара підводиться не тільки до першого сіддця турбіни через клапан 1, але й до одного із проміжних сіддців через клапан 2. В разі збільшення навантаження понад номінальне починає відкриватись клапан 2. Тиск в проміжному сіддці підвищується, а витрата пари в перших сіддцях зменшується. При цьому збільшується витрата пари в сіддцях за клапа-

ном 2. Внаслідок чого збільшується потужність турбогенератора.

У турбінах з регульованим відбором пари система регулювання ускладнюється в зв'язку з необхідністю підтримання сталого тиску у відборі. Такі схеми регулювання викладені в [17, 18]. Крім регуляторів, які автоматично поновлюють кількість обертів в разі зміни навантаження, на турбінах встановлюється запобіжний вимикач, що припиняє витрату пари на турбіну в разі підвищення кількості її обертів проти стандартного більше як на 10% [17, 18].

4.4 Статичні характеристики турбогенераторів

Вище зазначалось, що з підвищенням навантаження N_e кількість обертів турбогенератора зменшується, а зі зменшенням N_e – навпаки, зростає. Якщо вимірювати кількість обертів турбогенератора n в діапазоні навантажень від холостого ходу N_{xx} до номінального N_n , то можна побудувати залежність $n = f(N)$ (рис. 4.4). На рис. 4.4 штриховою лінією $n_0 - n_0$ позначено стандартну кількість обертів n_0 , яка відповідає стандартній частоті електричного струму ($f_0 = 50$ Гц).

Лінія АВ називається статичною характеристикою турбогенератора. Вона, як правило, з достатньою точністю апроксимується прямою.

Нехай турбогенератор працює зі стандартною кількістю обертів n_0 , якій відповідає потужність N_0 . Якщо потужність турбогенератора змінюється на ΔN у бік збільшення або зменшення потужності, то кількість обертів або зменшується на $\Delta n_2 = n_0 - n_1$, або збільшується на $\Delta n_1 = n_1 - n_0$.

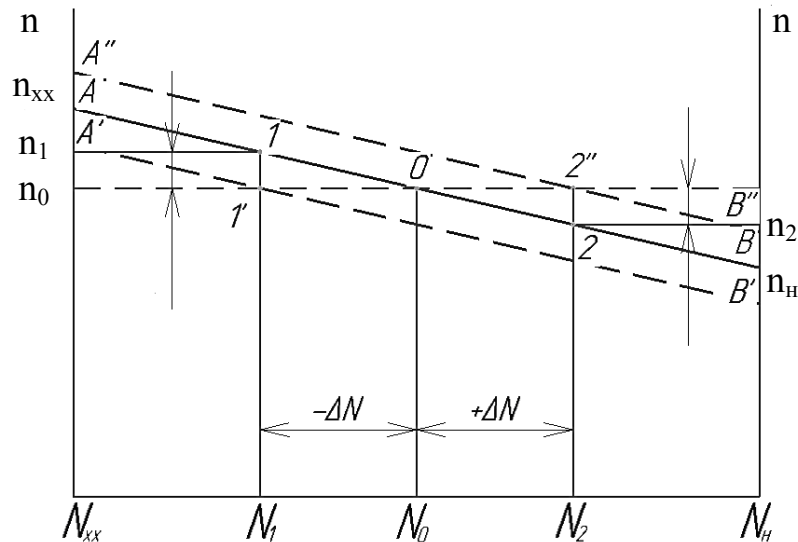


Рисунок 4.4 – Статична характеристика турбогенератора

Відношення

$$(n_{xx} - n_H)/n_0 = \delta, \quad (4.3)$$

називають мірою нерівномірності регулювання.

Для того, щоб забезпечити плавне регулювання кількості обертів турбогенератора, значення δ береться в межах 3–5%. Для $n_0 = 3000$ об/хв можна обчислити Δn для різних значень δ . Ці значення наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення Δn

$\delta, \%$	3	3,5	4	4,5	5	5,5
Δn	90	103	120	135	150	165

Умовою роботи турбогенератора на електромережу є те, що будь-якому його завантаженню має відповідати стандартна частота обертання вала n_0 . Це означає, що для навантаження N_1 точка 1 повинна перейти в положення $1'$, а для завантаження N_2 точка 2 – в положення $2''$. Тобто в першому випадку необхідно опустити статичну характеристику до $A'B'$, а в другому підняти до $A''B''$. Примусове зміщення статичної характеристики здійснюється за допомогою синхронізатора (див. рис. 4.1).

Якщо статичну характеристику AB вважати прямою лінією, то її рівняння буде

$$n = b - a \cdot N \quad n = b - a \cdot N^*, \quad (4.4)$$

де $N^* = N_i/N_H$; N_i – поточна потужність турбогенератора.

Якщо вважати, що $n = n_0$ для $N^* = 1$, то одержимо

$$n_0 = b - a. \quad (4.5)$$

В разі $n = n_{xx}$ будемо мати

$$n_{xx} = b - a \cdot x, \quad (4.6)$$

де x – коефіцієнт холостого ходу.

З іншого боку,

$$n_{xx} = n_0 + \Delta n. \quad (4.7)$$

Тоді неважко отримати

$$b = n_{xx} + a \cdot x,$$

$$\Delta n = (b - a) - (b - a \cdot x) = a(1 - x). \quad (4.8)$$

З останнього рівняння виходить

$$a = \Delta n / (1 - x), \quad (4.9)$$

де $\Delta n = \delta \cdot n_0$.

Приклад 4.1. Визначити кількість обертів вала турбогенератора для половинного завантаження, якщо відомо: $\delta = 4\%$; $n_0 = 3000$ об/хв; $x = 0,084$; $n = n_0$, коли $N^* = 1$.

Розв'язування

Значення Δn , об/хв

$$\Delta n = n_{xx} - n_0 = \delta \cdot n_0 = (4/100) \cdot 3600 = 120.$$

Кількість обертів на холостому ході, об/хв

$$n_{xx} = n_0 + \Delta n = 3000 + 120 = 3120.$$

Значення коефіцієнта a в рівнянні статичної характеристики, об/хв

$$a = \Delta n / (1 - x) = 120 / (1 - 0,084) = 131.$$

Значення коефіцієнта b в рівнянні статичної характеристики, об/хв

$$b = n_{xx} + a \cdot x = 3120 + 131 \cdot 0,084 = 3131.$$

Кількість обертів для половинного завантаження турбогенератора

$$n = b - a \cdot N^* = 3131 - 131 \cdot 0,5 = 3065,5.$$

Приклад 4.2. За умови прикладу 4.1 визначити рівняння статичної характеристики, якщо $n = n_0$, коли $N^* = 0,6$.

Розв'язування

За цієї умови на підставі (4.4) одержимо, об/хв

$$n_0 = 3000 = b - 0,6 \cdot a.$$

Тоді значення b

$$b = n_0 + 0,6 \cdot a = 3000 + 0,6 \cdot a. \quad (I)$$

З іншого боку для $n = n_{xx}$ матимемо, об/хв

$$n_{xx} = 3120 = b - a \cdot N_{xx}^* = b - a \cdot x = b - 0,084 \cdot a. \quad (II)$$

Із (I) і (II) одержимо, об/хв

$$a = (n_{xx} - n_0)/(0,6 - x) = \Delta n/(0,6 - x) = 120/(0,6 - 0,084) = 232,5.$$

Значення b у рівнянні статичної характеристики, об/хв.

$$b = n_0 + 0,6 \cdot a = 3000 + 0,6 \cdot 232,5 = 3139,5$$

або

$$b = n_{xx} + x \cdot a = 3120 + 0,084 \cdot 232,5 = 3139,5.$$

Отже рівняння статичної характеристики буде мати вигляд, об/хв

$$n = 3139,5 - 232,5 \cdot N^*.$$

Для $N^* = 1$ $n_H = 3139,5 - 232,5 = 2907$.

Значення Δn , об/хв

$$+\Delta n = n_{xx} - n_0 = 3120 - 3000 = 120;$$

$$-\Delta n = n_0 - n_H = 3000 - 2907 = 93.$$

Різниця Δn , об/хв

$$\delta n = +\Delta n - (\Delta n) = 120 - 93 = 27.$$

Відношення $\varepsilon = (2 \cdot \Delta n / n_0) \cdot 100$ називають мірою нечутливості регулювання.

$$(2 \cdot \delta n / n_0) \cdot 100 = \varepsilon = (2 \cdot 27 / 3000) \cdot 100 = 1,8\%. \quad (4.10)$$

4.5 Сумісна робота турбогенераторів

Якщо на ТЕС працює кілька турбогенераторів різного типу, то немаловажним є питання щодо їх навантаження або перезавантаження. На завантаження турбін впливає вид статичної характеристики. На турбогенераторах, які мають більш полого статичну характеристику навантаження змінюється більш суттєво, ніж на турбогенераторах з крутою характеристикою. Навантаження турбогенератора може довільно змінюватись, якщо регулювання має недостатню міру нечутливості. За цієї умови турбогенератор працює нестійко. Статичні характеристики базових турбін повинні бути більш крутими, особливо на ділянці економічних навантажень. Збільшення крутизни статичної характеристики ε , однак, несприятливим з точки зору динамічного закиду кількості обертів у випадках різкого скидання навантаження, яке виникає в разі аварійного відключення електрогенератора. Динамічним закидом кількості обертів називають співвідношення

$$\Delta n_d = 0,5 \varepsilon \cdot n_0. \quad (4.11)$$

В процесі експлуатації нерідко виникає потреба перерозподілу навантаження між паралельно працюючими турбогенераторами. Розглянемо методику такого перерозподілу. Розташуємо статичні характеристики турбогенераторів одну навпроти одної, як показано на рис. 4.5. Робочою точкою двох паралельно працюючих турбогенераторів є точка перетину двох статичних характеристик з лінією стандартної кількості обертів n_0 (на рис. 4.5 точка P).

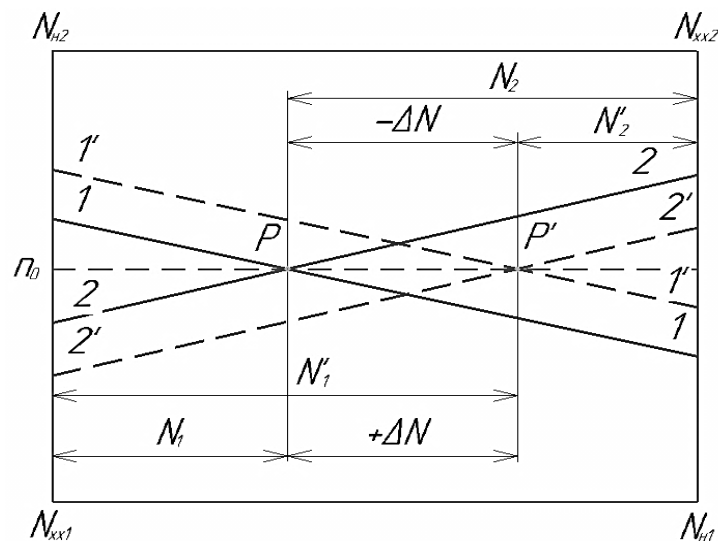


Рисунок 4.5 – Графічне зображення перерозподілу навантаження між турбогенераторами

В початковому стані перший турбогенератор з характеристикою 1–1 навантажений на потужність N_1 , а другий з характеристикою 2–2 працює з потужністю N_2 . Якщо, наприклад, потрібно розвантажити турбогенератор 2 і довантажити турбогенератор 1 на величину ΔN , то статичну характеристику 2–2 потрібно змістити в положення 2'–2' (опустити), а статичну характеристику 1–1 змістити в положення 1'–1' (підняти) до перетину їх в точці P' з прямою стандартної кількості обертів n_0 . Зміщення робочої точки P в положення P' зумовлює необхідний перерозподіл навантаження між турбогенераторами. Нагадаємо, що статичні характеристики зміщуються за допомогою синхронізаторів. Синхронізатором першого турбогенератора збільшують кількість обертів, а синхронізатором другого турбогенератора зменшують до тих пір, доки частота обертання їх не стане однаковою (нормативною).

Контрольні питання

1. Що називають ефективним моментом турбогенератора і на що він витрачається?
2. Як змінюється кількість обертів турбогенератора в разі збільшення і зменшення його потужності?
3. Поясніть суть дросельного регулювання.
4. На яких турбогенераторах застосовується дросельне регулювання?
5. Поясніть суть соплового регулювання.
6. Коли застосовують обвідне регулювання?
7. З якою метою застосовують запобіжний вимикач?
8. Що розуміють під статичною характеристикою турбогенератора?
9. Що називають мірою нерівномірності регулювання?
10. Як виглядає рівняння статичної характеристики?
11. Що розуміють під мірою нечутливості регулювання?
12. Як здійснюється перерозподіл навантаження між паралельно працюючими турбогенераторами?

5 ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ І ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

Такі показники характеризують умови, в яких працюють турбогенератори або теплові електростанції в цілому. Позначимо сумарну електричну потужність, яка установлена на ТЕС, через $N_{уст}$. Середньодобова і середньорічна потужність буде дорівнювати, відповідно, МВт [9, 36]

$$\bar{N}_д = \sum_{i=1}^n N_i \cdot \tau_i / 24; \quad \bar{N}_р = \sum_{i=1}^z N_i \cdot \tau_i / 8760, \quad (5.1)$$

де N_i – поточна потужність;

τ_i – термін роботи з певною поточною потужністю, год.

Добовий і річний коефіцієнти використання установленної потужності

$$K_{вп}^д = N_д / N_{уст}; \quad K_{вп}^р = N_р / N_{уст}. \quad (5.2)$$

Аналогічно визначається коефіцієнт використання теплової потужності турбогенератора або ТЕС.

Кількість годин використання установленної потужності

$$\tau_{вп}^д = K_{вп}^д \cdot 24; \quad \tau_{вп}^р = K_{вп}^р \cdot 8760. \quad (5.3)$$

Коефіцієнтом використання робочих годин називають відношення терміну роботи устаткування $\tau_{роб}$ до певного терміну експлуатації τ , тобто

$$K_{рг} = \tau_{роб} / \tau. \quad (5.4)$$

Якщо позначити річну кількість годин, коли турбогенератор перебуває в резерві, $\tau_{рез}$ і кількість годин, протягом яких він перебуває в ремонті, $\tau_{рем}$, то

$$8760 = \tau_{роб} + \tau_{рез} + \tau_{рем}. \quad (5.5)$$

Показник, який характеризує надійність роботи турбогенератора, називають коефіцієнтом готовності

$$K_{гот} = (\tau_{роб} + \tau_{рез}) / 8760. \quad (5.6)$$

Якщо відомий коефіцієнт робочих годин, то середній коефіцієнт завантаження устаткування дорівнюватиме

$$f_{ср} = K_{вп} / K_{рг}. \quad (5.7)$$

Середня питома витрата пари за (2.6), кг/(кВт·год)

$$d_{\text{сер}} = d_{\text{н}} (x/f_{\text{сер}} + 1 - x). \quad (5.8)$$

Середня витрата пари, кг/год

$$D_{\text{сер}} = d_{\text{сер}} \cdot N_{\text{сер}}. \quad (5.9)$$

Середнє завантаження парогенераторів за (2.7), МВт

$$\bar{Q}_{\text{пг}} = D_{\text{сер}} [(h_{\text{o}} - h'_{\text{жв}}) + \alpha_{\text{пг}} (h'_{\text{пр}} - h'_{\text{жв}})] / 3,6. \quad (5.10)$$

Середня витрата умовного палива, кг/с

$$V_{\text{сер}} = \bar{Q}_{\text{пг}} / (29,3 \cdot \bar{\eta}_{\text{пг}}). \quad (5.11)$$

Середнє значення питомої витрати умовного палива, кг/ГДж

$$b_{\text{сер}} = V_{\text{сер}} \cdot 10^3 / (\bar{Q}_{\text{т}} + \bar{N}). \quad (5.12)$$

Середнє значення коефіцієнта використання теплоти палива

$$\bar{K}_{\text{вп}} = 34,13 / b_{\text{сер}}. \quad (5.13)$$

Витрата палива може бути описана лінійною залежністю

$$V = a \cdot K_{\text{вп}} + c. \quad (5.14)$$

За умови $N_{\text{н}} = 0$; $K_{\text{вп}} = 0 - V = C = V_{\text{хх}}$,

де $V_{\text{хх}}$ – витрата палива на холостий хід турбогенератора.

Тоді середня витрата умовного палива може визначатись за формулою

$$V_{\text{сер}} = V_{\text{хх}} + b^* \cdot N_{\text{сер}}, \quad (5.15)$$

де $b^* = (V_{\text{н}} - V_{\text{хх}}) / N_{\text{уст}}$ – так звана приведена витрата палива.

В процесі експлуатації завжди можна визначити витрати палива для номінальної $V_{\text{н}}$ і мінімальної $V_{\text{мін}}$ потужностей, яким відповідають $K_{\text{вп}}^{\text{н}}$ і $K_{\text{вп}}^{\text{мін}}$.

Тоді на підставі (5.15) можна записати рівняння

$$\left. \begin{aligned} V_{\text{н}} &= a \cdot K_{\text{вп}}^{\text{н}} + c \\ V_{\text{мін}} &= a \cdot K_{\text{вп}}^{\text{мін}} + c \end{aligned} \right\}. \quad (5.16)$$

Розв'язуючи (5.16) визначають a і c , а потім за (5.15) – середню витрату палива, кг/с.

Приклад 5.1. Установлена потужність конденсаційного турбогенератора дорівнює 50 МВт. З максимальною потужністю турбогенератор працює 4 год; з потужністю 45 МВт – 5 год; з потужністю 40 МВт – 8 год; з потужністю 28 МВт – 7 год. ККД турбогенератора для максимальної потужності дорівнює 0,35, а для мінімального – 0,24. Визначити середньодобову витрату умовного палива.

Розв'язування

Середньодобова потужність, МВт

$$\begin{aligned}\bar{N}_d &= (N_1 \cdot \tau_1 + N_2 \cdot \tau_2 + N_3 \cdot \tau_3 + N_4 \cdot \tau_4) / 24 = \\ &= 50 \cdot 4 + 45 \cdot 4 + 40 \cdot 8 + 28 \cdot 7 / 24 = 39,2.\end{aligned}$$

Коефіцієнт використання потужності

$$K_{\text{вп}} = \bar{N}_d / N_{\text{уст}} = 39,2 / 50 = 0,784.$$

Коефіцієнт використання мінімальної потужності

$$K_{\text{вп}}^{\text{min}} = N_{\text{min}} / N_{\text{уст}} = 28 / 50 = 0,56.$$

Питомі витрати умовного палива, кг/(кВт·год)

$$\begin{aligned}b_H &= 0,123 / \eta_H = 0,123 / 0,35 = 0,351, \\ b_{\text{min}} &= 0,123 / \eta_{\text{min}} = 0,123 / 0,24 = 0,512.\end{aligned}$$

Секундні витрати умовного палива, кг/с

$$\begin{aligned}B_H &= b_H \cdot K_{\text{вп}} \cdot N_{\text{уст}} / 3,6 = 0,351 \cdot 1 \cdot 50 / 3,6 = 4,875, \\ B_{\text{min}} &= b_{\text{min}} \cdot K_{\text{вп}}^{\text{min}} \cdot N_{\text{уст}} / 3,6 = 0,512 \cdot 0,56 \cdot 50 / 3,6 = 3,982.\end{aligned}$$

Лінійні залежності (5.16)

$$\left. \begin{aligned}4,875 &= a \cdot K_{\text{вп}}^H + c = a \cdot 1 + c \\ 3,982 &= a \cdot K_{\text{вп}}^{\text{min}} + c = a \cdot 0,56 + c\end{aligned} \right\}.$$

Із системи рівнянь визначаємо: $a = 2,0295$; $c = B_{\text{xx}} = 2,845$.

Приведена витрата умовного палива, кг/с

$$B^* = (B_H - B_{\text{xx}}) / N_{\text{уст}} = (4,875 - 2,845) / 50 = 0,0406.$$

Середня витрата умовного палива, кг/с

$$V_{\text{сер}} = V_{\text{хх}} + V^* \bar{N}_d = 2,845 + 0,0406 \cdot 39,2 = 4,436.$$

Середня питома витрата умовного палива, кг/с

$$b_{\text{сер}} = 3,6 \cdot V_{\text{сер}} / \bar{N}_d = 3,6 \cdot 4,436 / 39,2 = 0,4047.$$

Середньодобове значення ККД

$$\eta_{\text{сер}} = 0,123 / b_{\text{сер}} = 0,123 / 0,4047 = 0,3018.$$

Середньодобова витрата умовного палива, т/добу

$$\bar{V}_d = 3,6 \cdot V_{\text{сер}} \cdot 24 = 3,6 \cdot 4,436 \cdot 24 = 383,27.$$

Приклад 5.2. Турбіна Р-12-35/5 працює з протитиском 0,4 МПа. При цьому добові завантаження турбіни становлять: термін роботи з максимальною електричною потужністю $N = 12$ МВт і тепловою потужністю $Q_T = 66,4$ МВт дорівнює 4 год; з потужностями $N = 9,6$ МВт і $Q_T = 54$ МВт – 5 год; з потужностями $N = 7,2$ МВт і $Q_T = 41,5$ МВт – 8 год; з потужностями $N = 4,8$ МВт і $Q_T = 29$ МВт – 4 год; з потужностями $N = 3,6$ МВт і $Q_T = 22,8$ МВт – 3 год. Витрати умовного палива для максимального і мінімального завантажень становлять 10,89 і 3,67 т/год, відповідно. Визначити добову витрату умовного палива і середньодобові показники ефективності роботи.

Розв'язування

Середньодобова електрична потужність за (5.1), МВт

$$\bar{N}_d = 12 \cdot 4 + 9,6 \cdot 5 + 7,2 \cdot 8 + 4,8 \cdot 3 + 3,6 \cdot 3 / 24 = 7,65.$$

Середньодобова тепла потужність, МВт

$$\bar{Q}_d = 66,4 \cdot 4 + 54 \cdot 5 + 41,5 \cdot 8 + 29 \cdot 4 + 22,8 \cdot 3 / 24 = 43,83.$$

Коефіцієнт використання потужності

$$K_{\text{вп}}^N = \bar{N}_d / N_{\text{уст}} = 7,65 / 12 = 0,6375,$$

$$K_{\text{вп}}^Q = \bar{Q}_d / Q_{\text{уст}} = 43,83 / 66,4 = 0,66.$$

Коефіцієнт використання мінімальної потужності

$$K_{\text{ВП}}^{N_{\text{min}}} = N_{\text{min}} / N_{\text{уст}} = 3,6/12 = 0,3,$$
$$K_{\text{ВП}}^{Q_{\text{min}}} = Q_{\text{min}} / Q_{\text{уст}} = 22,8/66,4 = 0,343.$$

Запишемо співвідношення за 5.16

$$10,89 = 1 \cdot a + c;$$
$$3,67 = 0,3 \cdot a + c,$$

звідки визначаємо $a = 10,314$; $c + B_{\text{xx}} = 0,5757$.

Приведена витрата умовного палива за (5.15), т/год

$$B^* = (B_{\text{н}} - B_{\text{xx}}) / N_{\text{уст}} = (10,89 - 0,5757) / 12 = 0,859.$$

Середньодобова витрата умовного палива, т

$$B_{\text{сер}} = B_{\text{xx}} + B^* \cdot \bar{N}_{\text{д}} = (0,5757 + 0,859 \cdot 7,65) = 7,151.$$

Добова витрата умовного палива, т

$$B_{\text{д}} = B_{\text{сер}} \cdot \tau_{\text{д}} = 7,151 \cdot 24 = 171,625.$$

Середньодобова потужність спаленого палива, МВт

$$\bar{Q}_{\text{пал}} = (B_{\text{сер}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}) / 3,6 = (7,151 \cdot 29,3) / 3,6 = 58,2.$$

Середньодобове значення коефіцієнта використання теплоти палива

$$\bar{K}_{\text{втіп}} = (\bar{Q}_{\text{тд}} + \bar{N}_{\text{д}}) / \bar{Q}_{\text{пал}} = (43,83 + 7,65) / 58,2 = 0,884.$$

Середньодобове значення питомої витрати умовного палива, кг/ГДж

$$b_{\text{сер}} = 34,13 / \bar{K}_{\text{втіп}} = 34,13 / 0,884 = 38,585.$$

Контрольні питання

1. Що розуміють під коефіцієнтом використання установленної потужності?
2. Який показник характеризує надійність роботи турбогенератора?
3. Який зв'язок існує між коефіцієнтом використання потужності і коефіцієнтом робочих годин?
4. Що характеризує величина приведеної витрати палива?
5. Що характеризують коефіцієнти a і c в рівнянні (5.14)?

6 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Основними задачами експлуатації паротурбінних установок (ПТУ) є:

- 1) організація безаварійної роботи ПТУ;
- 2) організація роботи відповідно до графіка енергопостачання;
- 3) організація роботи ПТУ в режимах, які наближені до максимальної економічності.

Робота ПТУ регламентується «Правилами технічної експлуатації електричних станцій і мереж» (ПТЕ) [1]. Права, обов'язки та відповідальність обслуговуючого персоналу визначаються спеціальними службовими інструкціями. Черговий машиніст турбоустановки несе відповідальність за точне виконання інструкцій. Оперативно він підпорядковується начальнику зміни і зобов'язаний виконувати всі його розпорядження. Машиніст не має права допускати до турбіни сторонніх осіб, а під час зміни відволікатися сторонніми заняттями. Під час чергування він не має права змінювати режими роботи устаткування, а також зупиняти або запускати устаткування без спеціального розпорядження начальника зміни.

В разі аварії турбоагрегату він зобов'язаний негайно повідомити начальника зміни і самостійно вжити заходів щодо її ліквідації, діючи згідно з протиаварійною інструкцією. Якщо турбоагрегату погрожує серйозна небезпека машиніст повинен негайно вибити запобіжний вимикач, який перекриває доступ пари на турбіну.

Прийом і здача чергування також визначаються службовою інструкцією. Машиніст не має права покинути робоче місце доки інший машиніст не прийняв у нього зміну. Приймання–здавання зміни оформлюється записом у добовому журналі, де також указується стан устаткування. Усі виявлені несправності або недоліки в роботі під час зміни фіксуються в журналі і повідомляються зміннику. Основна задача змінника – порівняти показання контрольно-вимірювальних приладів, відкриття арматури, стан і роботу механізмів і допоміжного устаткування з нормативними; з'ясувати, чому змінилися попередні показання і що потрібно зробити для нормалізації роботи агрегату або установки. Правила пуску, зупинення і обслуговування турбоагрегату визначаються спеціальними виробничими інструкціями. Спеціальний розділ інструкції містить протиаварійні вказівки, які визначають дії машиніста в аварійних ситуаціях.

6.1 Обслуговування турбоустановки під час роботи

Машиніст турбогенератора повинен чітко знати теплову схему ПТУ і будову турбогенератора. Під час зміни (вахти) він повинен підтримувати устаткування в належній чистоті. Машиніст мусить вести постійний нагляд за показаннями контрольно-вимірювальних пристроїв і регулярно записувати ці показання, порівнюючи їх з попередніми. В разі відхилення цих показань від попередніх і нормальних для заданого режиму потрібно не-

гайно повідомляти начальнику зміни, а в аварійних ситуаціях вжити заходів, керуючись протиаварійною інструкцією. Під час чергування машиніст повинен слухати і чути звук роботи турбогенератора. Слід звернути увагу на те, що сила звуку залежить не тільки від відстані, а й від орієнтації відносно турбіни слухача. В разі зміни шуму потрібно з'ясувати, чи змінювалась витрата пари на турбіну або протитиск, вакуум, тиск в регулювальному східці. В разі цих змін необхідно зіставити тиск в камері регулювального східця з його максимально допустимими значенням і вияснити, чи є запас за тиском в камері регулювального східця і за відкриттям клапанів. Крім безпечних змін звуку, які пов'язані зі зміною швидкості обертання, машиніст має розрізняти небезпечні звуки. Дзижчання – ознака вібрації, яка має бути виявлена і потребує необхідних заходів для її усунення або навіть і зупинення турбіни. Стукіт у головних паропроводах, шипіння вологої пари, звук пробою фланця можуть примусити негайно зупинити турбіну при ознаках водяного (гідравлічного) удару. Різкий металевий звук, дзвін натягнутої струни свідчать на несправності усередині турбіни і потребують її негайного зупинення. Завиваючі звуки свідчать про хитання регулювання і потребують заходів щодо його усунення.

До обов'язків машиніста входять: періодичне корегування частоти синхронізатором, а також регулювання подачі та розподілу пари на кінцеві ущільнення. Таке регулювання потрібне як під час пуску турбіни, так і при змінах її навантаження, коли відбувається зміна тиску в камері регулювального східця. За інструкцією (не менш як раз за зміну) належить змащувати рідким маслом швидкісний регулятор і важільні з'єднання системи регулювання. В полі зору машиніста завжди повинні бути показання температури свіжої пари, тиску масла на мащення, тиску пари в камері регулювального східця. У випадках різкого зменшення температури свіжої пари може трапитись закидання води в турбіну (гідравлічний удар) і машиніст повинен встигнути зупинити подачу пари. Межі безпечної зміни температури свіжої пари визначаються державними стандартами і правилами технічної експлуатації.

Збільшення або зменшення тиску масла змушує, насамперед, звернути увагу на його температуру. Зі зменшенням температури тиск масла зростає, а зі збільшенням – навпаки. Зміна тиску буде свідчити про необхідність підрегулювання системи охолодження масла. Зміна тиску масла для мащення зумовлює перевірку включення допоміжних насосів. Усі зміни та відхилення тиску мастила повинні враховуватись машиністом. Не можна допускати падіння тиску масла в системі регулювання, оскільки це може викликати зупинення її роботи. Тиск у масляній системі повинен контролюватись трьома манометрами: на напірному маслопроводі після головного масляного насоса; на маслопроводі перед маслоохолодником; на маслопроводі до підшипників. Тимчасовим заходом для підтримання тиску масла є включення в роботу допоміжного маслотурбонасоса.

Для кожної турбіни мають бути характеристики, які визначають залежність тиску в камері регулювального східця від електричного навантаження (для протитискових турбін) або від витрати пари (для турбін з регульованим відбором пари). Наближення цього тиску до допустимого значення сигналізує про те, що для даного стану проточної частини подальше її навантаження недопустиме. Зниження тиску в камері регулювального східця може свідчити про небезпечне безпарове обертання. Для турбін з регульованим відбором пари цей тиск є показником експлуатаційного стану турбіни (чистота проточної частини турбіни). Ні за яких умов, незалежно від потужності та витрати пари, тиск в камері перед регулювальним східцем не повинен перевищувати допустимого значення. Орієнтовно гранично допустимому значенню тиску в камері регулювального східця відповідає 75–80% гранично допустимого навантаження.

Регулярно машиніст повинен записувати показання приладів у журнал роботи. Записи – це контроль своєчасного огляду турбогенератора черговим персоналом. Під час огляду машиніст повинен перевіряти вузли в зоні установлення приладів, перевіряти вібрацію і осьове положення ротора, контролювати справність контрольно-вимірювальних приладів. Знімаючи показання приладів, машиніст повинен оцінювати відхилення показань від допустимих норм, а також які зміни в роботі турбіни можуть викликати дані показники. Система регулювання працює нормально, якщо подвійні амплітуди коливань не перевищують 0,25 Гц. Коливання в 1 Гц характеризує аварійний режим роботи.

Три рази за зміну машиніст зобов'язаний перевіряти рівень масла в масляному баці по масломірному склу. Щодобово у денну зміну разом з черговим по КВП перевіряється робота сигналізації та запобіжних клапанів. Усунення мілких дефектів, як виключення, здійснюється разом із начальником зміни і ремонтним персоналом. Всі переключення, зміни режиму роботи, настроювання, випробування та інше здійснюється лише черговим машиністом, який забезпечує безперервне спостереження і безпечність виконання операцій як з точки зору безпеки людей, так і з точки зору безаварійної та економічної роботи.

6.2 Пуск конденсаційної турбіни із холодного стану

Точний порядок і послідовність операцій з пуску турбіни визначається в експлуатаційній інструкції, яка складається для кожної турбіни окремо, але основні правила пуску і зупинення турбіни однакові для турбін одного типу. Різниця може бути лише в деяких деталях пускових операцій. Тому, засвоївши основні загальні для всіх турбін правила пуску, легко розібратись в індивідуальній виробничій інструкції. Найбільш складним є пуск конденсаційної турбіни з регенерацією із холодного стану, тобто після тривалого простою.

Операцію пуску починають з прогріву паропроводу між парогенераторами і турбіною та створення в ньому робочого тиску, а також прогріву перепускних труб і парових коробок регулювальних клапанів. Ця операція має здійснюватись повільно і обережно. В разі швидкого прогріву в паропроводі можуть виникати значні теплові напруги, які призводять до руйнації фланцевих з'єднань і пошкодження паропроводу. Впуск пари в холодний паропровід спочатку супроводжується інтенсивною конденсацією, внаслідок чого в окремих ділянках паропроводу може накопичуватись вода, здійснюватись гідравлічні удари, а пізніше закид води в турбіну. Тривалість прогріву паропроводу залежить від його довжини, конфігурації, параметрів пари і визначається індивідуальною інструкцією. Тиск в паропроводі для середніх параметрів пари має зростати зі швидкістю 0,15 МПа за хвилину. Перед початком прогріву всі дренажні лінії мають бути відкриті та з'єднані з атмосферою. Продувка паропроводу здійснюється до тих пір, поки витікання конденсату повністю не припиниться.

Прогрів перепускних труб і парових коробок регулювальних клапанів повинен здійснюватись з відкритим стопорним клапаном і закритими регулювальними клапанами. До початку обертання ротора турбіни має бути забезпечено мащення всіх підшипників. Це досягається за допомогою допоміжного масляного насоса з турбоприводом. Турбопривод насоса живиться парою із паропроводу свіжої пари і не залежить від роботи турбіни. Протягом кількох хвилин прогривається паропровід до турбіни масляного насоса і перевіряється справність останнього. Якщо насос створює потрібний тиск у масляній системі і не спостерігається ненормального шуму і вібрації, то він готовий до роботи. Якщо виявиться несправність допоміжного масляного насоса, розпочинати пуск турбіни не можна. Після пуску допоміжного масляного насоса починається циркуляція масла між насосом, підшипниками і масляним баком, внаслідок чого масло прогривається. Коли температура масла дорівнюватиме нормальному значенню (35–40 °С), необхідно подати охолодну воду на маслоохолодники і в подальшому підтримувати температуру масла на зазначеному рівні шляхом регулювання витрати охолодної води.

Далі здійснюють перевірку запобіжних пристроїв турбіни, а також органів паророзподілу і регулювання. Така перевірка здійснюється за допомогою гідравлічної передачі. Якщо турбіна запускається в хід за допомогою стопорного клапана, то всі регулювальні клапани мають бути попередньо відкриті. Якщо турбіна запускається за допомогою спеціальної пускової засувки, то перед пуском має бути повністю відкритий стопорний клапан.

Перед пуском пари в турбіну створюється розрідження в конденсаторі. Необхідне розрідження має бути не менше 300 мм рт. ст. Пуск конденсаційної установки складається із таких операцій: пуск циркуляційного і конденсаційного насосів. Обидва насоси запускають без відкриття напірного вентиля. Попередньо конденсатор заповнюють конденсатом або во-

дою із хімводоочистки на 3/4 висоти водомірного скла. Конденсатний насос запускається на рециркуляцію по замкненому контуру: конденсатор – конденсатний насос – холодильник парових ежекторів – конденсатор.

Після того як через холодильники парових ежекторів починається циркуляція, можна подавати пару на ежектори, за допомогою яких утворюється розрідження в конденсаторі. Розрідження в конденсаторі, яке необхідно створити до початку прогріву самої турбіни, має становити більше 300 мм рт. ст. Прогрів турбіни починається з поштовху ротора турбіни паром. Для цього відкривають обвідний вентиль пускової засувки, а в разі його відсутності – засувку або стопорний клапан настільки, щоб створити за клапаном тиск пари, достатній для приведення ротора в повільне обертання. Прогрів турбіни в разі нерухомого ротора заборонений. Тиск пари за пусковим клапаном залежить від маси ротора кількості підшипників та інших особливостей конструкції. Його значення має бути вказано у виробничій інструкції.

Перед поштовхом ротора необхідно перевірити відкриття усіх дренажних вентилів. Коли ротор почав обертатись, повністю закривають засувку або клапан, за допомогою яких здійснюється пуск турбіни. Це робиться для запобігання різкого підвищення кількості обертів, небезпечного для нормального прогріву турбіни. Після цього знову починають повільно відкривати пускову засувку для підтримання обертання ротора з малою кількістю обертів.

Одночасно подають свіжу пару на кінцеві ущільнення турбіни, щоб довести розрідження в конденсаторі до нормальної величини. Забороняється подача пари на ущільнення до поштовху турбіни для запобігання одностороннього місцевого прогріву ротора та його скривлення. В турбінах, оснащених валоповоротним пристроєм, пара на ущільнення може подаватись до впуску пари в турбіну. Швидкий прогрів турбіни недопустимий, оскільки ротор прогривається швидше, ніж статор, що може призвести до зміни зазорів у проточній частині турбіни і до чиркання ротора. Необхідний час прогріву турбіни має бути точно вказано в індивідуальній інструкції. Період прогріву турбіни поділяється на два послідовних процеси: прогрівання з малою кількістю обертів (до 15% від номінального) і прогрівання з поступовим збільшенням кількості обертів до номінального значення (для турбін середнього тиску становить 150 об/хв).

Головний масляний насос може забезпечувати необхідний тиск масла, як правило, після досягнення половини робочих обертів. Після вступу в роботу головного масляного насоса можна зупиняти допоміжний масляний насос. Зупинення здійснюється поступовим прикриванням парової засувки на лінії свіжої пари. Якщо тиск масла починає зменшуватись, то з відключенням допоміжного насоса потрібно почекати. На випадок аварійного порушення роботи головного масляного насоса має бути передбачено автоматичне включення в роботу допоміжного насоса.

Для кожного турбінного ротора існує критичне число обертів, при досягненні якого з'являються значні вібрації. Якщо ротор гнучкий, то критичне число обертів менше стандартного і становить, як правило, 55–75%. Перехід через критичне число обертів повинен здійснюватись швидко. У валів із жорсткими валами критичне число обертів більше стандартного, а посилення вібрації спостерігається при переході через число обертів, яке кратно стандартному.

Під час прогрівання турбіни машиніст регулює подачу пари вручну. При цьому муфта швидкісного регулятора має бути виведена синхронізатором в крайнє положення, яке відповідає найменшому числу обертів при повністю відкритих усіх регулювальних клапанах. Коли в процесі підвищення кількості обертів відцентрова сила, яка діє на вантажі регулятора, буде перевищувати опір регуляторної пружини (див. рис. 4.1), муфта регулятора почне переміщуватись, зумовлюючи переміщення золотника. Цей момент і буде моментом введення в дію системи автоматичного регулювання турбогенератора. При цьому всі регулювальні клапани почнуть поступово закриватись до тих пір, поки в роботі не залишиться тільки один не повністю відкритий клапан. Після досягнення стандартного числа обертів належить перевірити запобіжний вимикач турбіни шляхом підвищення кількості обертів, перевірити дії синхронізатора, а також перевірити щільності органів паророзподілу.

Після цього на генератор подають збудження і переходять до його синхронізації. Підключення генератора на паралельну або синхронну роботу з іншими генераторами має здійснюватись в момент, коли частота генератора (число періодів змінного електричного струму) та його напруга однакові з такими в електромережі, а також збігаються фази напруг. Зміна частоти здійснюється вручну за допомогою синхронізатора турбіни. Після того як турбогенератор синхронізований і включений на паралельну роботу з електромережею, він починає працювати зі сталою кількістю обертів. Помітна зміна числа обертів і частоти генератора тепер може виникнути тільки у випадках суттєвої зміни навантаження в енергосистемі. Безпосередньо після включення в електромережу турбогенератор працює на холостому ході. Тривала робота в цьому режимі не рекомендується, оскільки викликає небажаний перегрів хвостової частини турбіни внаслідок низького ККД. Для завантаження турбогенератора, який працює на електромережу, користуються синхронізатором. Тепер зміна положення синхронізатора зумовлює не зміну кількості обертів, яка залишається сталою, а збільшення потужності внаслідок збільшення витрати пари на турбіну. Завантажувати турбогенератор потрібно поступово і обережно, оскільки ще триває прогрівання ротора, виникає перерозподіл температур по довжині турбіни. В процесі збільшення кількості обертів до стандартної величини корпус турбіни перебуває під розрідженням. В головній частині турбіни установлюється температура значно нижча нормальної, а в хвостовій – навпаки більш висока. В процесі завантаження температура в частині високого тиску

(ЧВТ) може різко зростати, а температура в останніх східцях турбіни – навпаки, зменшується внаслідок збільшення ККД. В результаті різкого підвищення температури в перших східцях турбіни може виникнути ослаблення посадки дисків на валу. Навантаження турбін середнього тиску здійснюється зі швидкістю 5% номінальної потужності за хвилину. Навантаження, як правило, здійснюють ступінчасто з витримкою певного часу для окремих навантажень. Рекомендується витримувати турбіну при навантаженнях 40–50% не менше 30 хвилин. Це також визначається умовами обережного прогрівання обмотки електрогенератора.

Після того, як набрано невелике навантаження на турбогенератор, можна припинити рециркуляцію конденсату, закриваючи засувку на лінії між холодильниками ежекторів і конденсатом, за умови, що в нижчій частині конденсатора підтримується стійкий рівень конденсату.

Подача свіжої пари до переднього кінцевого ущільнення може бути припинена після того, як у камері першого східця турбіни досягається тиск, більший атмосферного, а із вистової труби спостерігається слабке паріння. Після цього турбіна може бути переведена на самоущільнення, тобто пара, яка просочується із першої камери турбіни, відводиться до хвостових ущільнень, що перебувають під розрідженням. Регулювання подачі пари на ущільнення здійснюється протягом усього періоду завантаження. В разі великих навантажень турбіни частина пари із переднього ущільнення відводиться на регенеративні підігрівники.

Регенеративні підігрівники включаються в роботу після того, як у відповідній камері відбору досягається атмосферний тиск. Підігрівники низького тиску, які працюють під розрідженням, як правило, завжди підключені до відбору. Між турбіною і таким підігрівником ставиться зворотний клапан для запобігання аварійного закиду води в турбіну із системи регенерації.

Операції з пуском турбіни супроводжуються періодичними наглядами за температурним режимом підшипників і тепловим розширенням турбіни, а також періодичними прослуховуваннями з метою виявлення шуму і вібрацій.

6.3 Особливості пуску турбін з регульованим відбором пари і протитиском

Пуск конденсаційної турбіни з регульованим відбором пари здійснюється так само, як і чисто конденсаційної турбіни до моменту включення регульовального відбору. Цей відбір можна здійснювати лише після того, як турбіна завантажена на 30–40% від номінальної потужності. Перед пуском регулятор тиску у відборі має бути відключений, а перепускні клапани перед частиною низького тиску (ЧНТ) відкриті. Регулятор тиску повинен включатись в роботу безпосередньо в процесі переходу на роботу з регульованим відбором пари. Одночасно вводиться в дію золотник регулюван-

ня відбору пари, керуючий перепускними клапанами або поворотною діафрагмою [37, 38]. Після установлення сталого тиску відкривають запірну засувку на лінії відбору між турбіною і споживачами пари та поступово прогривають цей паропровід. В процесі прогривання турбіни повинні бути відкритими дренажні лінії в камері відбору і на магістралі відбірної пари. До прогриву турбіни перевіряються стан автоматичного затвора і запобіжних клапанів на лінії відбору.

Пуск протитискової турбіни, як правило, здійснюють на вихлоп в атмосферу, для чого закривають вентиль, який відокремлює турбіну від промислової магістралі та вручну відкривають атмосферний клапан. Переключення турбіни на роботу з протитиском здійснюється після досягнення стандартної кількості обертів. Для цього поступово прикривають атмосферний клапан з метою створення за турбіною протитиску, який ненабагато перевищує тиск в промисловій магістралі, а потім повільно відкривають вентиль подачі пари в цю магістраль. Весь період пуску аж до синхронізації електрогенератора з електромережею турбіна керується швидкісним регулятором, після чого включають в роботу регулятор тиску і турбіна починає працювати за тепловим графіком. Регулятор швидкості відіграє роль запобіжного пристрою на випадок аварійного розгону турбіни.

6.4 Пуск турбіни із гарячого резерву

Нерухомий вал зупиненої турбіни охолоджується нерівномірно. В процесі остигання турбіни нижня частина вала охолоджується швидше, ніж верхня, внаслідок чого вал вигинається догори. Із остиганням вигин вала спочатку зростає, а потім починає зменшуватись і після вирівнювання температури між верхньою та нижньою частинами турбіни вал знову стає прямим. Отже вигин вала під час остигання носить змінний і тимчасовий характер. Якщо під час зупинки в турбіну просочується пара внаслідок нещільностей запірних вентилів, регулювальних клапанів, дренажних ліній, то деформація вала може опинитись надмірно великою і не щезати в процесі остигання до тих пір, доки не буде усунено просочування пари.

Для запобігання потрапляння пари в зупинену турбіну на відповідній трубі із паропроводу свіжої пари до турбіни між пусковою засувкою і стопорним клапаном установлюється так званий вентиль обезпарювання, який повністю відкривається після зупинення турбіни. Гранично допустима величина прогину вала повинна бути значно меншою радіальних зазорів лабіринтових ущільнень. У вітчизняних турбінах радіальні зазори дорівнюють 0,15–0,2 мм. Тому допустиму величину температурного прогину вважають рівною 0,05 мм.

Пуск недостатньо остигнувшої турбіни може викликати сильну вібрацію, загинання лабіринтових ущільнень та їх руйнацію, а в подальшому може призвести до пошкодження опорних підшипників. Тому інструкціями забороняється пуск турбіни, яка не має валоповоротного пристрою.

Протягом певного періоду після зупинення турбіни він здійснюється лише з дозволу головного інженера електростанції з дотриманням обережності. В цьому випадку має бути збільшений час прогрівання турбіни на малих обертах, оскільки значно прискорюється вирівнювання температур в роторі та статорі, внаслідок чого скривлення вала поступово щезає. Якщо при цьому все ж таки з'являється вібрація, то це означає, що прогрів турбіни був недостатнім. Потрібно зменшити кількість обертів до такого значення, при якому вібрація щезне, і знову збільшувати оберти після додаткового прогрівання.

Якщо турбіна оснащена валоповоротним пристроєм, можна обмежувати температурний прогин шляхом повороту вала на 180° через певні проміжки часу. Безперервним повільним обертанням ротора за допомогою валоповоротного пристрою в період остигання турбіни можна запобігти температурній деформації вала. При цьому кількість обертів може становити від двох до чотирьох за хвилину.

6.5 Зупинення парової турбіни

В процесі зупинення турбогенератора порядок операцій, в основному, є зворотним порядком пускових операцій. Перед тим як починати операції зупинення, необхідно перевірити справність допоміжного турбомаслонасоса і резервного масляного насоса з електроприводом. Якщо зупиняється турбіна з регульованими відборами пари, то переходять на роботу без відборів, зі ступінчастим зменшенням електричної потужності, а також включають регенеративні підігрівники. Зменшення навантаження здійснюється за допомогою синхронізатора. Якщо турбогенератор працює ізольовано, то зменшення навантаження здійснюється поступовим відключенням споживачів. Услід за тим знімають збудження та відключають електрогенератор відбірних шин і після цього вибивають запобіжний вимикач або закривають головну пускову засувку.

В процесі зменшення навантаження включається лінія рециркуляції конденсату для того, щоб не порушити режиму охолодження ежекторів і не зірвати роботу конденсатного насоса, оскільки розрідження в конденсаторі має зберігатись аж до зупинення ротора. Після відключення турбіни від паропроводу кількість обертів починає різко зменшуватись і увесь корпус опиняється під розрідженням. Тому необхідно подати пару на кінцеві ущільнення, щоб запобігти різкому погіршенню розрідження і, внаслідок цього, перегріву останніх сідців турбіни до температури, вищої за допустиму. В перші хвилини процесу зупинення турбіни кількість обертів сповільнюється. Якщо побудувати залежність зміни кількості обертів за часом, то така крива називається кривою вибігу. Головний масляний насос вже на початку процесу вибігу не забезпечує достатньої подачі масла в систему мащення. Через це виникає необхідність пуску допоміжного турбомаслонасоса, який залишають в роботі ще на 20–30 хвилин після повного зупи-

нення ротора. Для того, щоб забезпечити охолодження циркуляційного масла, маслоохолодники також працюють до зупинення допоміжного масляного насоса. Якщо після зупинення допоміжного масляного насоса температура масла починає зростати до 50 °С, то останній необхідно знову включити в роботу на деякий час. Якщо турбіна оснащена валоповоротним пристроєм, то після зупинення ротора його включають на кілька годин. При цьому повинні бути забезпечені мащення і охолодження підшипників за допомогою допоміжного масляного насоса.

Конденсатний насос зупиняють одночасно з ежектором після зупинення ротора, а циркуляційний насос – після зупинення допоміжного масляного насоса. Далі відкривають вентиль, який з'єднує з атмосферою паропровід перед стопорним клапаном. В процесі зупинення має бути точно визначена тривалість вибігу турбогенератора. Час вибігу в турбіні має бути однаковим. Відхилення часу вибігу від нормальної величини вказує на дефекти в стані турбогенератора.

Аварійні зупинки турбогенератора передбачені в протиаварійній інструкції. При цьому зупинення здійснюється в нормальному порядку, а в особливо небезпечних випадках – зі зриванням вакууму в конденсаторі. Зрив вакууму здійснюється з метою прискорення зупинення. Прискорене зупинення в деяких випадках дає можливість врятувати турбіну або уникнути більш серйозних пошкоджень. Прискорене зупинення зі зривом вакууму небажане, оскільки викликає перегрів хвостової частини турбіни.

Для того, щоб зірвати вакуум, необхідно відкрити вентиль на повітропроводі між конденсатором і ежектором та з'єднати, таким чином, паровий простір конденсатора з атмосферою.

Випадки, в яких обов'язкова аварійна зупинка турбіни [37].

1. Металічні звуки усередині турбіни.
2. Ознаки гідравлічного удару і закидання води в турбіну.
3. Підвищення кількості обертів і неспрацьовування регулятора безпеки.
4. Небезпечний осьовий зсув ротора і неспрацьовування реле осьового зсуву.
5. Аварії масляної системи.
6. Поява вібрації, вищої за допустиму межу.
7. Аварії та несправності підшипників.
8. Збільшення температури вихлопного патрубка вище допустимого в інструкції значення.
9. Зменшення обертів до 95% від нормального (частоти до 47,5 Гц).
10. Серйозне пошкодження устаткування і паропроводів.
11. Випадки, коли подальша робота турбогенератора загрожує життю та здоров'ю людей або пошкодженню основного устаткування.
12. Пожежа в турбінному залі, яка не може бути негайно ліквідована.

6.6 Контрольно-вимірювальні прилади турбоустановки

Сигналізація, яка надходить від контрольно-вимірювальних приладів (КВП) поділяється на пуско-налагоджувальну, оперативну, сигнальну і підсумкову. Доцільно оперативну інформацію сконцентрувати в одному місці – на щиті приладів турбоустановки. Щит має містити лише основні, головні показники. Він має бути установлений таким чином, щоб показання його приладів були добре видні з робочого місця машиніста турбіни. Поруч зі щитом оперативної інформації необхідно установити апарат зв'язку з щитом управління. Сигнальна інформація повинна бути сконцентрована на щиті сигналізації, який установлюється з боку від щита оперативної інформації. Контрольно-вимірювальні прилади, які необхідні в періоди пуску або налагодження паротурбінної установки, рекомендується установлювати безпосередньо біля об'єктів контролю. Підсумкову інформацію зручно концентрувати на одному щиті з тим, щоб миттєві дані цієї інформації доповнювали оперативну інформацію.

Прилади оперативної інформації, які, як правило, виносяться на щит: кіловатметр, частотомір, тахометр, манометр тиску свіжої пари; показник температури свіжої пари; манометри тиску за регульовальним клапаном і в камері регульовального східця; манометри тиску в регульовальних відборах і в протитиску; вакуумметр на горловині конденсатора; манометри тиску масла після масляного насоса, в лініях регулювання і мащення; дистанційні показники осьового зміщення ротора; показники віброметрів та інших захисних приладів. Рекомендується виносити на щит показники рівня масла, манометр тиску води на маслоохолодники.

Сигнальна інформація концентрується на щиті сигналізації. Вона, в основному, складається із світлових сигналів, які вказують на те, звідки надходить сигнал. На щиті має бути також звуковий сигнал, який сповіщає про відхилення певного показника від його нормального значення. На щиті можуть бути установлені такі КВП: температури пари у відборах або вихлопної пари; показники рівня масла; багатоканальний потенціометр; самозаписувачі контролю вакууму або протитиску; температури пари в регульованих відборах; температури живильної води і т. ін.

Щит підсумкової інформації має бути укомплектований приладами, оснащеними самозаписувачами: витрати пари на турбіну; тиску і температури пари перед дросельним органом витратоміра; витратоміром відбірної пари; тиску і температури відбірної пари; температури протитиску; температури у вихлопному патрубку, температури води після регенеративних підігрівників.

Пуско-налагоджувальні прилади розміщуються, як правило, окремими групами. Манометри перед головною паровою засувкою і стопорним клапаном; манометр за регульовальними клапанами (в разі соплового паророзподілу). На кожному насосі манометри та мановакууметри на лініях нагнітання і всмоктування, відповідно. На кожному теплообміннику (підігрів-

нику, маслоохолоднику, повітроохолоднику) – манометр або мановакууметр на лінії грійної пари; термометри на вході та виході теплоносіїв; показчики рівня на усіх ємностях (баках, розширниках продувки, конденсаторі і холодильниках ежекторів, підігрівниках). Термометри на зливних лініях із підшипників та із вкладишів підшипників; термометри на робочих баках упорного підшипника; манометри на підшипниках, мащення яких здійснюється маслом під тиском, що відрізняється від тиску в загальній магістралі; манометри тиску масла після головного масляного насоса, манометри на лінії масла допоміжного маслонуасоса, а також на лінії допоміжного маслонуасоса з електроприводом. Манометри тиску перед кожним ступенем ежектора; вакуумметри на кожному ступені; термометри на вході та виході конденсату в холодильник. На конденсаторі – вакуумметр, термометри на вході та виході циркуляційної води і на виході конденсату, дифманометр для визначення опору конденсатора.

Перелічені КВП розміщуються поодиноці або групами на щитках допоміжного устаткування, що розташовані безпосередньо біля об'єктів вимірювання. Можливо, що деякі пуско-налагоджувальні КВП будуть дублюватися з приладами оперативної інформації, що розташовані на щиті турбіни (наприклад, манометр перед головною паровою засувкою або стопорним краном; манометр тиску масла після головного масляного насоса і под.). У таких випадках кількість пуско-налагоджувальних приладів може бути зменшено.

Контрольні питання

1. Які основні задачі експлуатації паротурбінних установок?
2. Як здійснюється операція приймання – здавання зміни?
3. Які обов'язки машиніста турбіни під час експлуатації?
4. Що характеризує залежність тиску в камері регульовального східця від електричного навантаження турбогенератора?
5. Які показання вимірювальних пристроїв в першу чергу мають бути в полі зору машиніста?
6. З чого починають операції пуску парової турбіни?
7. Яке устаткування має бути в роботі до початку обертання ротора турбогенератора?
8. З яких операцій складається пуск конденсаційних турбін із холодного стану?
9. Яким пристроєм регулюється подача пари в турбіну в процесі пуску?
10. З якою метою після поштовху ротора турбіни закривають парову засувку або клапани?
11. Що розуміють під критичним числом обертів та гнучким і жорстким валом?
12. Коли припиняють рециркуляцію конденсату?

13. Коли припиняють подачу пари до переднього кінцевого ущільнення?
14. Коли включають в роботу регенеративні підігрівники?
15. Коли здійснюють регульований відбір пари із турбіни?
16. Які особливості пуску турбіни із гарячого стану?
17. Яке призначення валоповоротного пристрою?
18. Робота якого устаткування перевіряється перед зупиненням турбіни?
19. Коли зупиняють роботу конденсатного насоса і ежекторів під час зупинення турбіни?
20. В яких основних випадках обов'язкове аварійне зупинення турбогенератора?
21. Які контрольно-вимірювальні прилади (КВП) містить щит оперативної інформації?
22. Які КВП містить щит підсумкової інформації?
23. Якими КВП оснащуються насоси?
24. Якими КВП оснащуються конденсатори?
25. Якими КВП оснащуються теплообмінники?

7 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

7.1 Експлуатація насосів

Основні правила пуску відцентрових насосів викладені в [7, 39]. Перед пуском насоса необхідно:

- перевірити наявність масла в камерах підшипників і в разі необхідності долити масло;
- перевірити підключення і справний стан усіх контрольно-вимірювальних приладів;
- переконатись, що всмоктувальна засувка відкрита, а засувка на напірній лінії закрита;
- залити насос водою (у живильних, конденсатних і деяких допоміжних насосів лінія всмоктування завжди перебуває під рівнем води);
- подати воду на ущільнення вала.

Пуск насоса здійснюють в такому порядку:

- відкрити вентиль подачі води на охолодження підшипників (при пуску живильного насоса – відкрити також лінію розвантаження для запобігання перегріву живильної води та її закипання);
- включити електропривод насоса;
- переконатися у відсутності ненормального шуму, стукоту та вібрації;
- перевірити по амперметру навантаження електронасоса;
- перевірити по манометру напір насоса;
- відрегулювати подачу води на охолодження масла в підшипниках, щоб температура масла не перевищувала 30 °С;
- повільно відкривати засувку на нагнітальній лінії.

Особливості пуску конденсатного насоса

Перед пуском конденсатного насоса всмоктувальна камера має бути з'єднана з паровим простором конденсатора шляхом відкриття вентиля на з'єднувальній трубі. По цій трубці під час роботи насоса здійснюється відсмоктування повітря, що попадає в насос через нещільності, а також що вивільнюється із води. Перед пуском насос заливається самопливом водою із конденсатозбірника конденсатора. При цьому потрібно видалити повітря через спеціальний кран або через лінію рециркуляції. Після пуску насоса повільно відкривають засувку на напірній лінії і вентиль на лінії рециркуляції. Під час роботи насоса здійснюється регулювання рівня води в конденсаторі за допомогою напірної засувки.

Особливості пуску циркуляційних насосів

Циркуляційні насоси, як правило, працюють з розрідженням на всмоктуванні. Тому перед пуском необхідно видалити повітря із системи, а також залити насос водою за допомогою спеціальних пристроїв. Застосовуються різні способи заливки [7, 38]:

- залив водою від стороннього джерела через воронку;
- залив шляхом відсмоктування повітря із всмоктувальної лінії та насоса завдяки розрідженню, яке може створюватись паровими (або водяними) ежекторами або спеціальними вакуумними насосами. Схема роботи циркуляційних насосів показана на рис. 7.1.

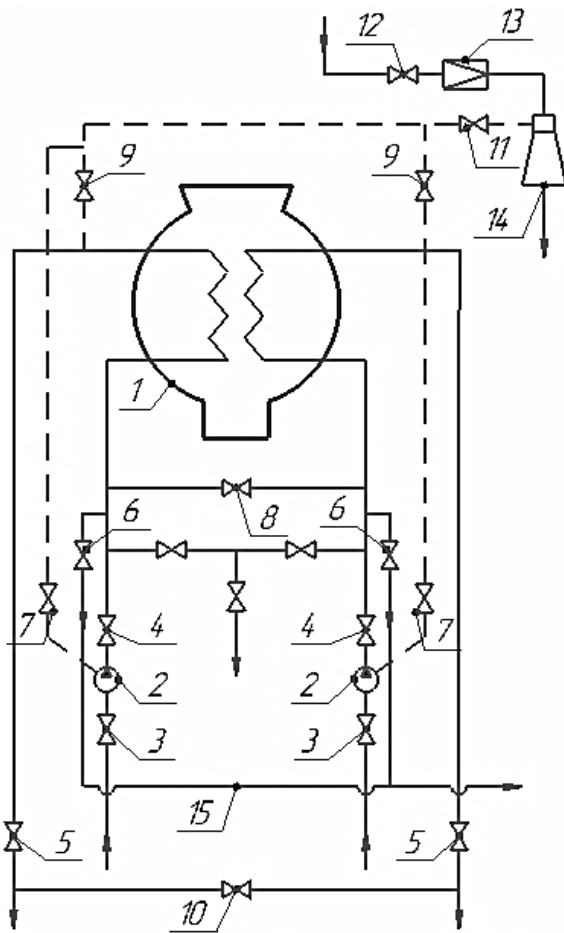


Рисунок 7.1 – Схема включення циркуляційних насосів

Конденсатор 1 може працювати від двох циркуляційних насосів 2, які мають засувки 3 на лінії всмоктування і засувки 4 на нагнітальній лінії нагнітання, а також засувки 5 і 6 на зливних лініях. В схемі є перемички із засувками 8 і 10, які дають можливість кожному насосу працювати на обидві половини конденсатора. Відсмоктування повітря із корпусів та із зливних ліній здійснюється від ежектора 14 за допомогою вентилів 7, 9 і 11. Пара або вода підводяться до ежектора через вентиль 12 і редуційний клапан 13. Масло із лінії зливу 15 надходить на маслоохолодники. Після того як насос залитий водою, його пуск здійснюється за наведеними вище правилами.

Основні операції в разі зупинення насоса:

– закрити засувку на напірній лінії;

– зупинити електродвигун;

– закрити засувку на всмоктувальній лінії.

Під час роботи насосів необхідно стежити за станом сальників. Вони повинні трохи підтікати і не нагріватись. Нагрівання сальників можуть спричинити перекіс або занадто сильна затяжка. Необхідно періодично перевіряти рівень масла в камерах підшипників і слідкувати за роботою масляних кілець. Нагрів підшипників перевіряють навпомацки. Температура масла в підшипниках не повинна перевищувати 60 °С. Регулювання подачі насосів викладено в [7, 39].

Обслуговування турбонасосів

Пуск, зупинка та обслуговування турбонасосів мають свої особливості, які пов'язані з пуском приводної парової турбіни.

На рис. 7.2 наведена орієнтовна схема трубопроводів турбонасоса живильної води. Перед пуском турбонасоса перевіряють рівень масла в масляному баці турбіни 1; випускають відстій води. Здійснюють огляд мащення системи регулювання, а також перевіряють чи немає заїдання запобіжного клапана 3 на вихлопній магістралі турбіни.

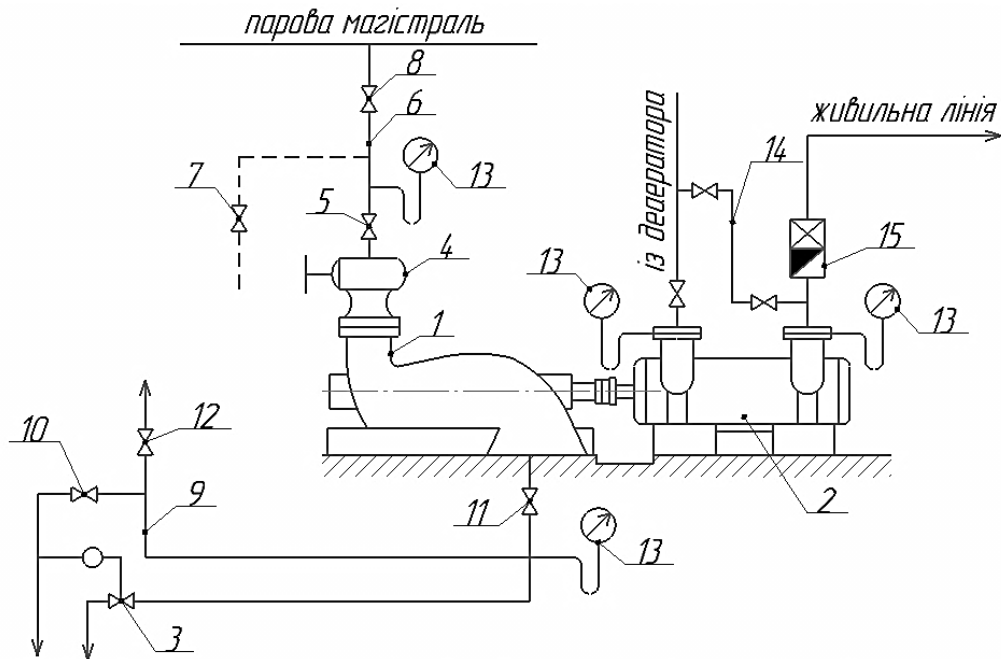


Рисунок 7.2 – Схема живильного турбонасоса

Далі установлюють синхронізатор на мінімальне число обертів і перевіряють запобіжний вимикач, відкриваючи на одну третину стопорний клапан 4 за умови закритої парової засувки 5 і потім повертають його на місце за допомогою рукоятки вимикача.

Прогрів головного паропроводу 6 здійснюється при відкритих дренажах 7 поступовим відкриттям засувки 8. При цьому засувка 5 має бути відкрита. Після прогріву паропроводу дренажний вентиль 7 закривається. Далі здійснюється прогрів паропроводу протитиску 9 з відкритим вентилем 10. Повільно відкриваючи засувку 11 прогрівають паропровід 9 і доводять в ньому тиск до нормального, для чого закривають вентиль 10.

Насос 2, який з'єднаний з турбіною за допомогою муфти, має бути підготовлений до пуску за загальною інструкцією. До початку прогрівання турбіни засувка на всмоктувальній лінії має бути відкрита, а на нагнітальній лінії – закрито. Лінія розвантаження 14 відкривається. Перед пуском турбонасоса необхідно трохи відкрити атмосферний запобіжний клапан 3. Пуск турбіни здійснюється повільним відкриттям стопорного клапана з вихлопом в атмосферу. Турбіну прогрівають на малих обертах, а потім переводять її роботу на протитиск, для чого відкривають засувку 11. Кількість обертів підтримують стопорним клапаном 4.

Обслуговування турбіни здійснюється за правилами, зазначеними в підрозділі 7.1. Кількість обертів контролюється тахометром. Напірна (живильна) лінія оснащується зворотним клапаном 15.

Тиск води і масла вимірюються манометрами. Вимірюється температура пари перед стопорним клапаном, а також температура масла в підшипниках, яка повинна бути в межах 35–50 °С. Живильний турбонасос має перебувати в гарячому резерві.

7.2 Експлуатація регенеративних підігрівників

Перший за ходом води підігрівник низького тиску постійно підключений з боку пари до турбіни. Конденсат грійної пари цього підігрівника через сифонний злив відводиться в конденсатор турбіни: заповнення сифона водою із конденсатного бака здійснюється під час пуску турбіни. Включення інших регенеративних підігрівників здійснюється таким чином.

1. Відкрити вентилі на дренажних лініях і переконатись, що в паровому просторі немає води.
2. Перевірити чи закритий голчастий клапан в конденсаційному горщику.
3. Перевірити справність механізму зворотного клапана на лінії відбору пари.
4. Перевірити готовність до пуску дренажних насосів в системі регенерації.
5. Перевірити обвідні засувки на живильній лінії кожного підігрівника, які мають бути відкритими.

Включення підігрівників здійснюється в порядку їх нумерації за ходом води. Підігрівники низького тиску включають в роботу, коли тиск пари в точці відбору буде перевищувати 0,1 МПа. При цьому здійснюють такі операції:

- повільно відкривають водяні засувки, залишаючи відкритими обвідні засувки;
- відкривають повітряні крани на водяній камері та закривають їх, коли з них потече вода;
- відкривають вихідні засувки і закривають їх обвідні засувки;
- повільно відкривають парову засувку для прогріву паропроводу і зливної системи, а потім відкривають її повністю;
- відкривають вентилі відсмоктування повітря із парового простору підігрівника;
- відкривають дренажні вентилі та запускають насоси дренажної системи.

Підігрівники високого тиску включаються спочатку за водою, а потім за парою. Порядок їх включення такий самий як підігрівників низького тиску.

В процесі експлуатації підігрівників необхідно весь час слідкувати за рівнем конденсату в паровому просторі.

Водопоказне скло має бути чистим і добре освітленим. У випадках підвищення рівня води внаслідок несправності насоса або механізму водовідведення потрібно негайно відключити підігрівник від паропроводу та ізолювати його від живильної лінії, відкривши обвідну лінію і закривши вхідну та вихідну засувки. Крім того, необхідно закрити зливні та повітряні лінії підігрівника. Якщо аварія трапилась внаслідок розриву трубок, то тиск у трубній системі підігрівника має знизитись майже до тиску грійної пари. Якщо зменшення тиску не спостерігається, то причиною аварії є несправність конденсаційної ємкості.

Раз за зміну потрібно перевіряти справність механізму водовідвідників за допомогою спеціальної рукоятки. Перевірка щільності обвідних засувок здійснюється періодично шляхом спостереження за різницею температур живильної води на вході та на виході із підігрівника. Підвищення різниці температур грійної пари та води на виході із підігрівника свідчить про забруднення поверхні нагріву або скопичення повітря у паровому просторі. В разі нормальної роботи підігрівника ця різниця не має бути вищою 5 °С. Недостатній нагрів води може бути викликаний несправністю зворотного клапана або неповного відкриття запірної засувки на паропроводі.

Відключення підігрівників здійснюється в зворотному порядку: спочатку відключають підігрівники високого тиску. Для цього закривають парову засувку перед підігрівником і відкривають обвідну засувку на водяній лінії та закривають засувки на вході та на виході з підігрівника. Далі закривають вентиля на лініях відсмоктування повітря, зупиняють дренажний насос. Після спорожнення парового простору закривають засувки на дренажних лініях і відкривають спускний ventиль із парового простору.

7.3 Експлуатація деаератора

Будова і принцип дії деаератора розглянуто в [13, 36]. Схема деаератора наведена на рис. 7.3. Перед пуском деаератора необхідно перевірити стан арматури і контрольно-вимірювальних приладів. Парова засувка 1, засувка 2 на лінії основного конденсату турбіни, засувка 3 на лінії зворотного конденсату, засувки 7 і 8 на лінії живильних насосів, а також засувка 9 на лінії спуску води повинні бути закритими.

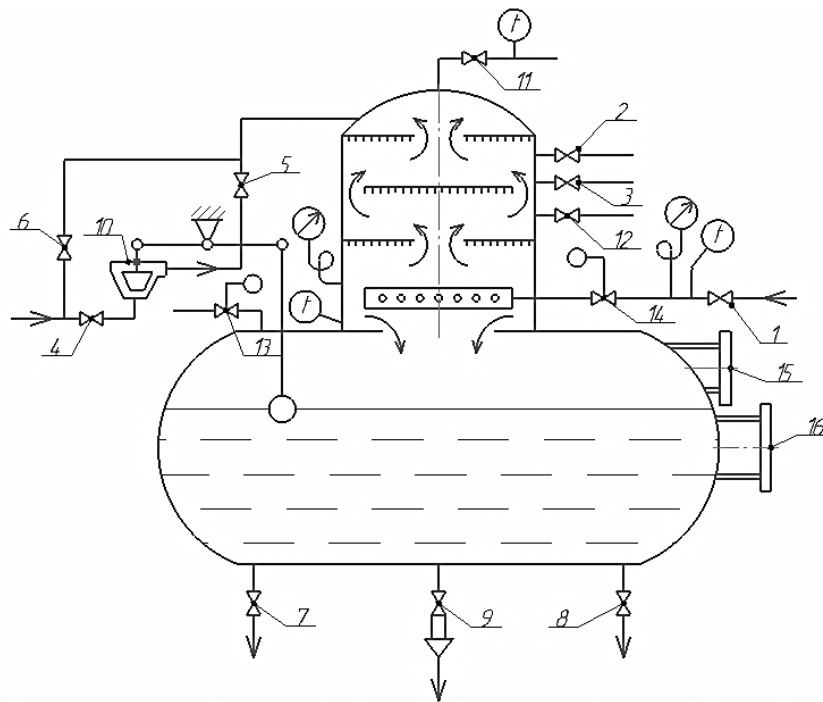


Рисунок 7.3 – Схема деаератора

Якщо деаератор включається в роботу із холодного стану, він насамперед має бути заповнений хімічно очищеною водою на 1/3 верхнього водомірного скла 25 через вентиль 6.

Під час включення деаератора живильний насос працює на хімічно очищеній воді із деаератора, для чого потрібно відкрити засувки 7 і 8. Рівень води в деаераторі регулюється автоматичним регулятором рівня 10. Потроху відкриваючи вентиль 11 на трубопроводі випуску повітря із деаератора, починають включати подачу пари за допомогою засувки 1. Подачу пари потрібно здійснювати повільно, щоб уникнути різких температурних розширень підвідного паропроводу та деаератора. Із вістової труби 11 під час пуску має бути невелике випаровування. Витрата пари регулюється за тиском в головці деаератора, що також забезпечує підтримання необхідної температури води. Включення деаератора на живлення конденсатом від турбіни здійснюється шляхом відкриття засувки 2. Одночасно вентиль на лінії подачі хімічно очищеної води автоматично перекривається поплавковим регулятором рівня 10.

Після включення деаератора в роботу відкривають вентиль 3 на лінії зворотного конденсату і вентиль 12 на лінії дренажів. Витрата пари на деаератор автоматично регулюється за тиском дросельним клапаном 14.

В процесі обслуговування деаератора здійснюється регулярний запис показань контрольно-вимірювальних приладів: тиск в головці деаератора; температура і рівень води в деаераторі; тиск у конденсатній лінії 2; тиск в лінії подачі хімічно очищеної води; температура пароповітряної суміші в лінії 11, витрата грійної пари та показання киснеміра. Зниження тиску в деаераторі спричиняє недогрів води та неповну її деаерацію.

Здійснюється нагляд за рівнем води у водомірних приладах 15 і 16. Один раз за зміну береться проба живильної води із бака деаератора для аналізу на вміст кисню, який не повинен перевищувати $0,03 \text{ г/м}^3$. Один раз за зміну ведеться продування водопоказних приладів. Здійснюється нагляд за щільністю усіх з'єднань трубопроводів і арматури.

В разі паралельної роботи двох деаераторів усі вони повинні живитись парою однакового тиску із загального колектора. Парові простори деаераторів мають бути з'єднані зрівняльними паропроводами. Перед відключенням деаератора необхідно переконатись, що живлення парогенераторів забезпечується від інших джерел.

Контрольні питання

1. Назвіть передпускові операції відцентрових насосів.
2. Поясніть порядок пуску відцентрових насосів.
3. Поясніть особливості пуску конденсатних насосів.
4. Поясніть особливості пуску циркуляційних насосів.
5. Поясніть, яку роль виконує ежектор під час пуску циркуляційних насосів.
6. Поясніть операції зупинення насосів.
7. Поясніть, як здійснюють прогрівання паропроводів турбоживильного насоса.
8. Поясніть, як здійснюється пуск регенеративних підігрівників низького тиску.
9. Поясніть, як здійснюється пуск підігрівників високого тиску.
10. Поясніть, як здійснюється обслуговування регенеративних підігрівників.
11. Поясніть передпускові операції деаератора.
12. Поясніть порядок пуску деаератора із холодного стану.
13. Поясніть, які параметри автоматично регулюються в процесі роботи деаератора.
14. Поясніть, які необхідні умови існують для паралельної роботи деаераторів.
15. Поясніть порядок обслуговування деаератора.

8 ОСНОВИ ВИПРОБУВАНЬ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

Випробування турбоустановки здійснюється з метою перевірки гарантійних характеристик, а також для виявлення впливу відхилення окремих параметрів на показники її роботи. Практика показує, що характеристики заводів-виготовлювачів, в основному, можна використовувати для орієнтовного експлуатаційного контролю. Більш достовірні та зручні для експлуатації дані можна отримати в разі зняття та побудови характеристик на даній турбоустановці для конкретних умов її роботи. Рекомендується будувати характеристики залежно від електричної потужності турбогенератора. При цьому вони набувають приблизно прямолінійну форму, що спрощує їх побудову.

Перед зняттям характеристик кіловатметр (мегаватметр) має бути ретельно перевірений. Перевіряється також точність приладів контролю турбоустановки (манометрів, термометрів датчиків температури). Для випробувань використовують контрольно-вимірювальні прилади з класом точності 0,2–0,5. В процесі зняття характеристик повинні підтримуватись сталі параметри свіжої пари, а їх коливання не повинні перевищувати $\pm 5\%$. Не слід допускати коливання протитиску. Якщо спостерігаються коливання, то перед вимірюванням можна трохи здроселювати вихлопну пару засувкою з тим, щоб підігнати тиск до точної величини. Для отримання достовірних даних з витрати пари на турбіну користуються записами приладів самозаписувачів. За допомогою цих записів визначається середнє значення витрати пари за інтервал вимірювання, коли параметри пари наближались до сталого значення. Для побудови характеристики достатньо зняти чотири-шість груп точок через рівні інтервали потужності. В кожній групі має бути п'ять – десять точок вимірювань. Точки, які відхиляються від середнього значення величини, відкидаються. Зняття характеристик здійснюється за умови чистої проточної частини турбіни. Методики побудови діаграми режимів і теплової характеристики наведені в розділі 2.

В паспортних даних турбіни наведена діаграма режимів, а також поправкові коефіцієнти на відхилення початкових параметрів P_0 , t_0 і температури охолодної води для турбін, які мають конденсатор. Потужність турбогенератора в разі відхилення цих параметрів від паспортних даних визначають за формулою

$$N_e = k_p \cdot k_t \cdot k_{ов} \cdot N_{e0}, \quad (8.1)$$

де k_p , k_t і $k_{ов}$ – поправкові коефіцієнти, які враховують відхилення початкового тиску, початкової температури та охолодної води від гарантійних даних;

N_{e0} – паспортна електрична потужність.

В процесі випробувань турбоустановки визначають зміну цих коефіцієнтів і будують залежності їх зміни (рис. 8.1).

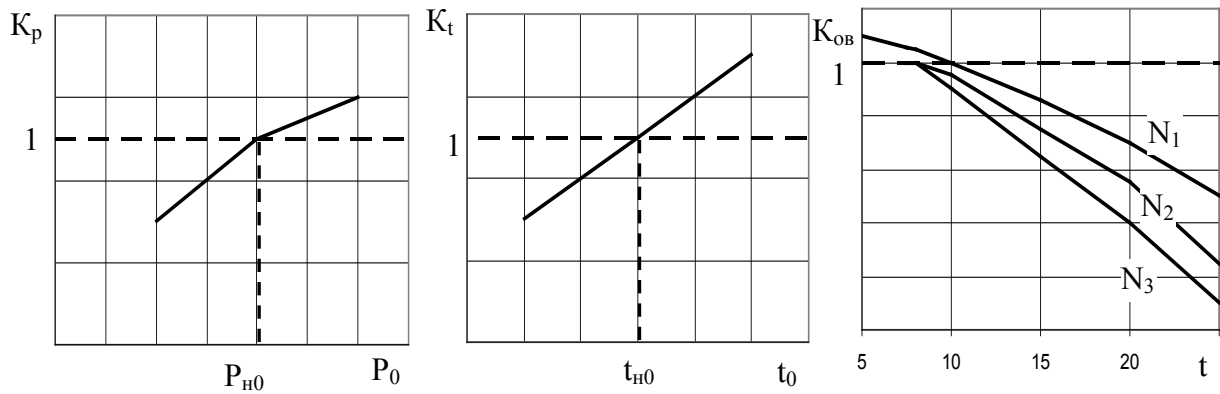


Рисунок 8.1 – Приклади зміни поправкових коефіцієнтів (індексом «н» позначені номінальні значення величин)

В разі відхилення цих параметрів від гарантійних визначають також поправкові коефіцієнти до витрати пари на турбіну, яка визначається за формулою

$$D_o = D_{он} (1 + \alpha_p + \alpha_t + \alpha_{ов}), \quad (8.2)$$

де α_p , α_t , $\alpha_{ов}$ – поправкові коефіцієнти.

Приклади зміни поправкових коефіцієнтів наведені на рис. 8.2.

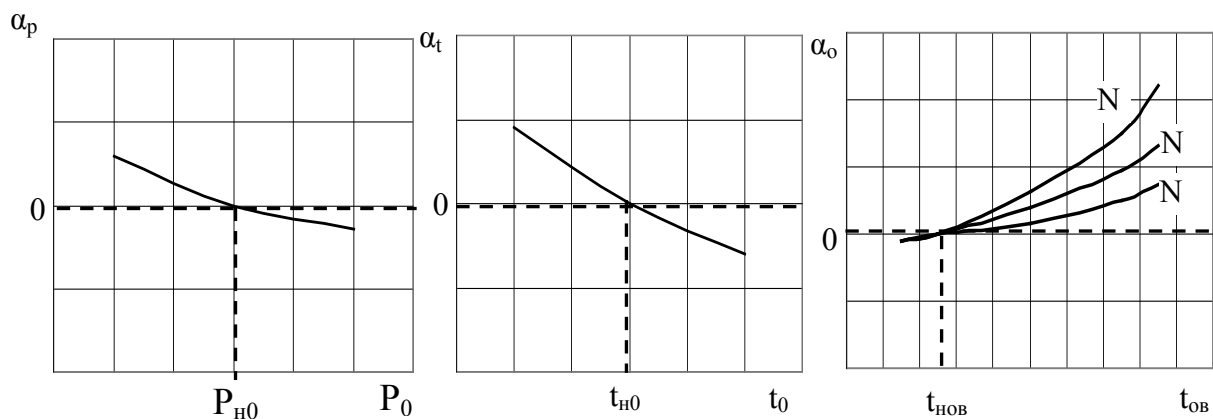


Рисунок 8.2 – Характерні зміни поправкових коефіцієнтів у формулі (8.2)

Окрім зазначених поправкових коефіцієнтів визначають поправкові коефіцієнти на відхилення температури живильної води, кінцевого тиску за турбіною (протитиску). На рис. 8.3 для прикладу показано зміну поправкового коефіцієнта K_p , який враховує відхилення тиску в протитиску турбіни, P_p , МПа.

Як зазначалось раніше, зняття характеристики зміни тиску пари в регульовальному східці турбіни дозволяє визначити допустиме забруднення проточної частини турбіни. Після установлення певного тиску в регульовальному східці протягом 2–3 хвилин здійснюють вимірювання електричної потужності турбогенератора і визначають її середню величину. Крім того,

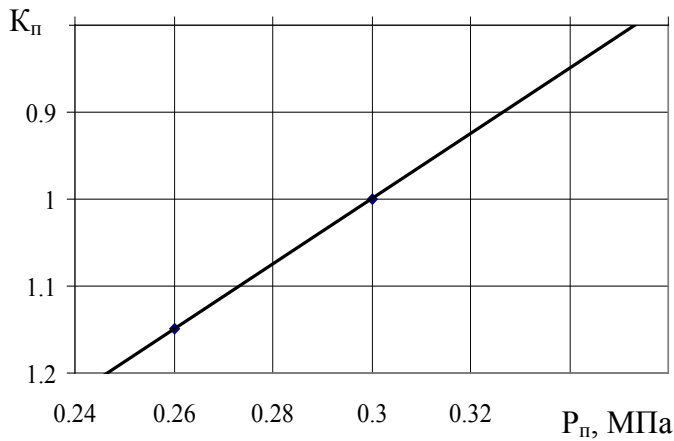


Рисунок 8.3 – Значення поправкового коефіцієнта K_p залежно від протитиску в турбіні

визначають середню витрату пари на турбіну за цей проміжок часу, а також величину відкриття клапанів за показниками, що установлені безпосередньо на кожному клапані. Визначену величину електричної потужності корегують за величинами початкових параметрів пари

$$N_e = N_{ei} \cdot H_{oi} / H_o, \quad (8.3)$$

де N_e – потужність для побудови характеристик;
 N_{ei} – потужність, яка отримана під час вимірювання;
 H_o – теоретичний тепलोперепад в турбіні в разі стандартних параметрів пари;

H_{oi} – теоретичний тепलोперепад в турбіні, який відповідає вимірним початковим параметрам пари.

Характеристику будують, проводячи пряму лінію через вимірну групу точок. Лінію $P_p = f(N_e)$ продовжують до перетину з лінією тієї потужності, яка за даними заводу-виготовлювача є гранично допустимою (рис. 8.4).

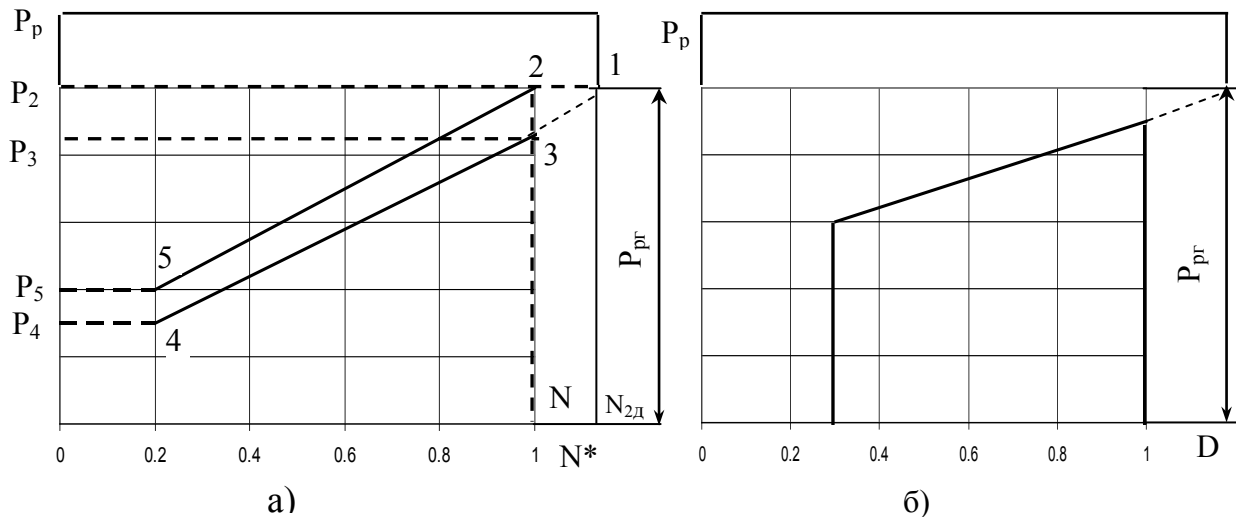


Рисунок 8.4 – Побудова залежності тиску в регульовальному східці турбіни: а) від безрозмірної потужності $N^* = N_i/N_n$; б) від безрозмірної витрати пари $D^* = D_i/D_n$

Точці 1 перетину цих ліній відповідає гранично допустимий тиск в камері регулювального східця. Зручніше характеристику будувати за надлишковим (манометричним) тиском. Якщо є паспортні дані про гранично допустиму витрату пари на турбіну $D_{гр}$, то, продовжуючи пряму $P_p = f(D)$ до перетину зі значенням $D_{гр}$, також визначають і перевіряють гранично допустимий тиск в камері регулювального східця $P_{рг}$. Отримані дані порівнюють з фірмовими і в разі необхідності вносять корективи.

Вважають, що допустимому забрудненню проточної частини турбіни відповідає навантаження, яке становить 75–80% від гранично допустимого $N_{гд}$, тобто $N_i^* = 0,8N_{гд}^*$. Для отримання характеристики, яка відповідає допустимому забрудненню проточної частини проводять пряму 1–2 і визначають тиски P_2 і P_3 (рис. 8.4, а). Різниця тисків $\Delta P = P_2 - P_3$ є гранично допустимим збільшенням тиску в камері регулювального східця турбіни. Частка допустимого збільшення тиску дорівнює $\alpha_p = P_3/P_2$. Якщо помножити тиск в точці 4 (для потужності $N_n^* = 0,2N_n^*$) на цю частину, то одержимо тиск в точці 5. З'єднавши прямою лінією точки 2 і 5 і будемо мати характеристику допустимих забруднень проточної частини турбіни. Якщо вимірний тиск в камері регулювального східця не виходить за межі чотирикутника 4–3–1–2–5, то забруднення проточної частини турбіни перебуває в допустимих межах.

В процесі експлуатації протитискових турбін тиск за турбіною може суттєво відрізнятись від паспортного. В разі роботи зі зниженим протитиском максимально допустима витрата пари має бути обмежена, щоб уникнути перезавантаження робочих лопаток останнього східця турбіни, яке виникає в разі роботи зі значною електричною потужністю внаслідок збільшення витрати пари і збільшення робочого теплоперепаду. Крім того, зі зменшенням протитиску зростають питомі об'єми пари, які потребують більшої різниці тисків до і після східця турбіни. Обмеження за витратою пари може бути визначено за формулою

$$D_{об} = D_o (v_{по} / v_{п})^{0,333}, \quad (8.4)$$

де $D_{об}$ – обмежена витрата пари через зменшення протитиску;

D_o – максимальна паспортна витрата пари;

$v_{по}$ – питомий об'єм пари за паспортними даними тиску;

$v_{п}$ – питомий об'єм пари в разі зменшеного протитиску.

Для визначення $v_{по}$ і $v_{п}$ будується робочий процес пари в турбіні на h-S діаграмі (рис. 8.5).

Для цього необхідно знати (виміряти) температуру пари в протитиску $t_{по}$ або $t_{п}$. Продовжуючи лінію процесу до ізобари, в протитиску $P_{п}$ визначають точки h_o або Π залежно від того, яка температура вимірюється. Із діаграми визначаються питомі об'єми пари в точках $v_{по}$ і $v_{п}$, які підставляються в (8.4). За визначеною величиною обмеженої витрати із характерис-

тики $P_p = f(D^*)$ визначають обмежену величину тиску в камері регулювального східця турбіни. Це значення P_p заносять в інструкцію.

В процесі випробувань знімають характеристики за температурою відбірної або вихлопної пари. Для зняття даних характеристик необхідний час для певного режиму становить 10–15 хвилин.

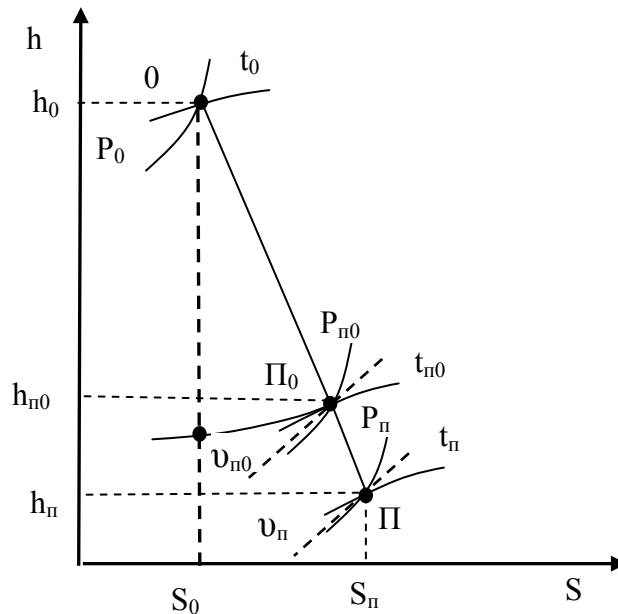


Рисунок 8.5 – Робочий процес розширення пари в турбіні на h-S діаграмі

Вимірювання потужності та витрати пари здійснюється тільки за показаннями приладів самозаписувачів, оскільки за умови $P_o = \text{const}$ і $t_o = \text{const}$ потужність і витрата пари коливаються (рис. 8.6).

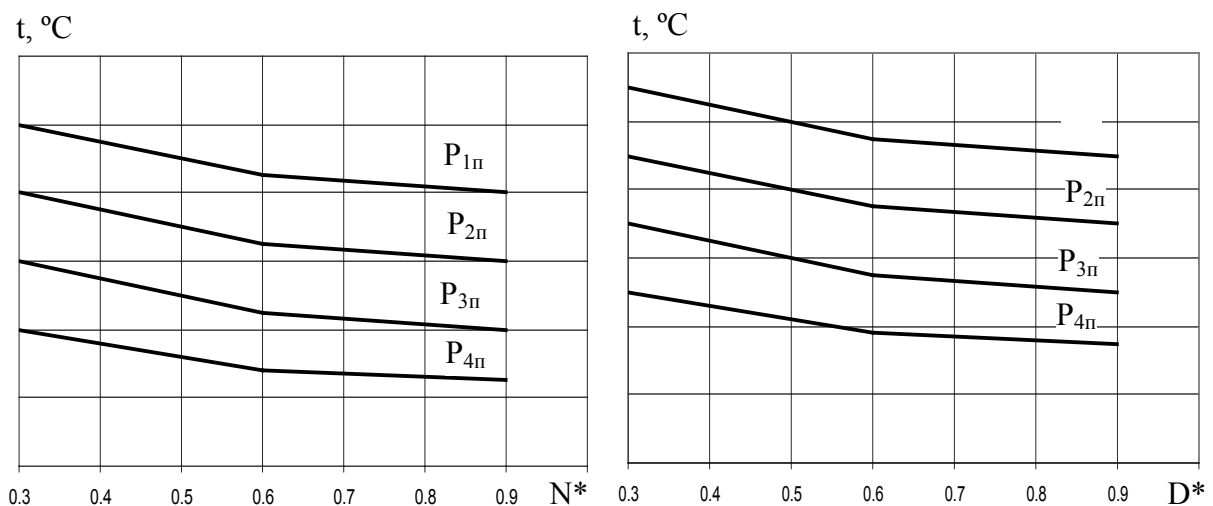


Рисунок 8.6 – Вигляд залежностей температури пари вихлопу або відбору турбіни від електричного навантаження і витрати пари

Характеристики, що наведені на рис. 8.6, мають криволінійну форму. Тому для їх побудови необхідна значна кількість точок. Зрозуміло, що з підвищенням тиску пари у відборі або в протитиску турбіни температура збільшується. Більш зручними характеристиками є характеристики зміни вихлопної (відбірної) температури пари залежно від тиску в регулювальному східці (рис. 8.7).

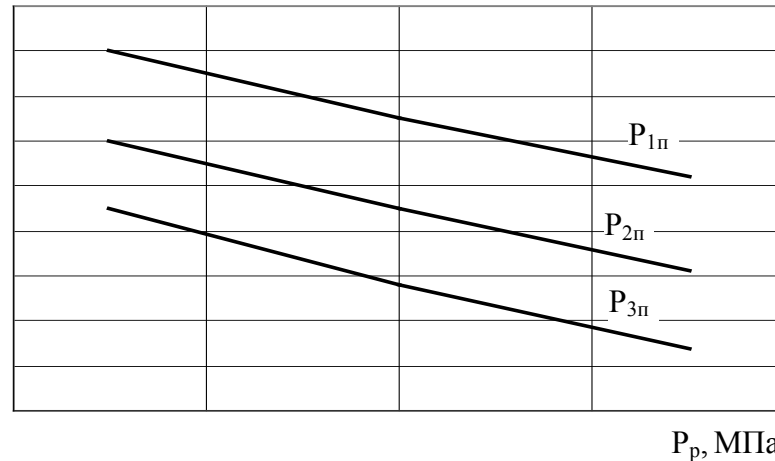


Рисунок 8.7 – Вигляд залежностей температури вихлопної пари від тиску в регулювальному східці для різних протитисків

Для зняття такої характеристики можна користуватись даними стрілкових приладів. Це зумовлено тим, що обидва показники мають певну інерцію. Крім того, спрощується збіг параметрів, що контролюються з параметрами характеристики. Характеристики на рис. 8.7 будуються на базі характеристик $P_p = f(N_e^*)$, $P_p = f(D^*)$ і характеристик, наведених на рис. 8.6. Отже, контроль чистоти проточної частини турбіни, який є одним із найважливіших експлуатаційних показників роботи турбіни, забезпечується подвійною перевіркою.

Для турбіни з конденсатором знімають характеристики конденсатора (рис. 8.8).

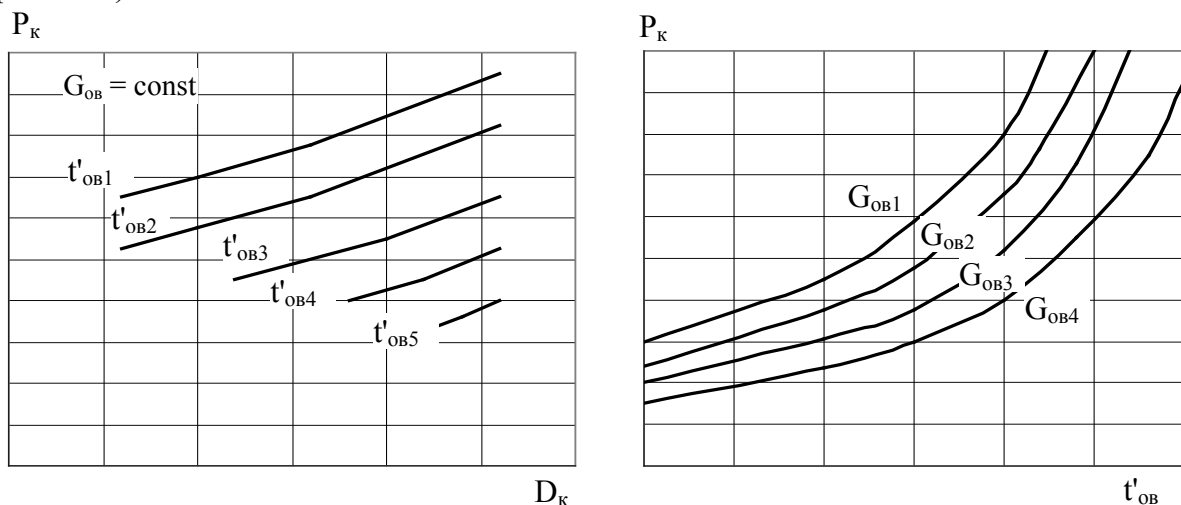


Рисунок 8.8 – Вигляд характеристик конденсаторів

Під характеристиками конденсатора розуміють залежності тиску в конденсаторі від витрати пари, температури охолодної води на вході в конденсатор $t'_{об}$ і витрати охолодної води.

Для побудови характеристик визначають температуру конденсації пари, °С

$$t_{кп} = t'_{об} + \Delta t + \delta t, \quad (8.5)$$

де $\Delta t = t''_{об} - t'_{об}$ – підігрів охолодної води в конденсаторі турбіни;
 δt – поправка.

Величина δt визначається за формулою А. В. Щегляєва

$$\delta t = \frac{n}{31,5 + t'_{об}} (D_k / F_k + 7,5), \quad (8.6)$$

де n – коефіцієнт, величину якого визначають за формулою (8.6) для відомих умов (наприклад, для номінального режиму);

D_k – витрата конденсату;

F_k – поверхня нагріву конденсатора.

Величина Δt або вимірюється, або визначається із рівняння теплового балансу конденсатора, °С

$$\Delta t = D_k (h_k - C_{рв} \cdot t_k) / (G_{об} \cdot C_{рв}), \quad (8.7)$$

де h_k – ентальпія пари на вході в конденсатор;

$C_{рв}$ – теплоємність води;

t_k – температура конденсату;

$G_{об}$ – витрата охолодної води.

Для визначеної температури конденсації пари $t_{кп}$ із термодинамічних таблиць насиченої пари [16] визначають тиск в конденсаторі P_k .

Для зняття статичної характеристики турбогенератора необхідно забезпечити умови [38]:

- система регулювання повинна утримувати холостий хід;
- параметри свіжої пари і пари на виході з турбіни мають бути якомога ближчими до стандартних, а їх коливання не повинно перевищувати $\pm 2\%$;
- регулювання має бути налагоджено таким чином, щоб коливання частоти не перевищувало 0,25 Гц, а найбільш достовірні результати досягаються в разі коливання частоти 0,1 Гц;
- для вимірювання частоти рекомендується застосовувати частотомір класу 0,2 зі шкалою 45–55 Гц.

Під час роботи на холостому ході установлюють синхронізатор в положення, яке відповідає 110% стандартної кількості обертів. Зняття стати-

чної характеристики здійснюють для паралельної роботи турбогенератора з електромережею. Турбіни з протитиском працюють за електричним графіком, а турбіни з регульованим відбором пари – в конденсаційному режимі. За допомогою синхронізатора поступово підвищують навантаження від нуля до максимально допустимого. Таких станів підвищення навантаження має бути більше 10–15. На кожному етапі має установитись усталений режим, в якому коливання параметрів не перевищує допустимих меж. Тривалість кожного етапу становить 10 хвилин.

Під час установленого режиму вимірюють електричну потужність, кількість обертів, параметри та витрату пари, визначають їх середні значення за інтервал вимірювань. За даними вимірювань будуються статичні характеристики (рис. 8.9).

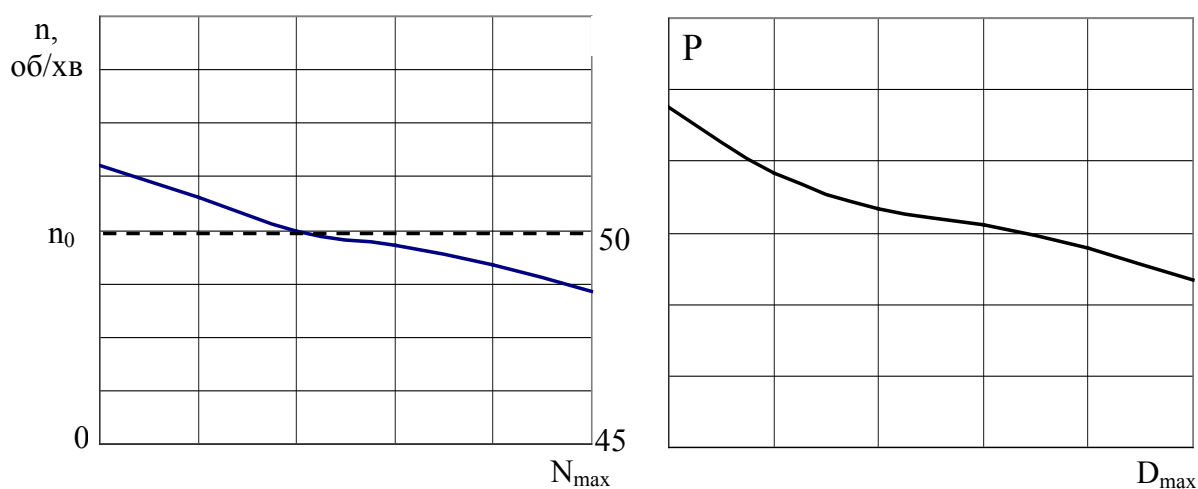


Рисунок 8.9 – Вигляд статичних характеристик регулювання

На підставі отриманої характеристики $n = f(N)$ визначається міра нерівномірності регулювання δ за (4.3) і міра нечутливості регулювання за (4.10). Більш детальний процес побудови статичних характеристик турбогенераторів і роботи системи регулювання викладено в [38].

Для протитискових турбін, які працюють за тепловим графіком, зняття характеристик здійснюється також за умови роботи під управлінням регулятора тиску. Для промислових турбогенераторів, які працюють в умовах змінного навантаження паралельно з електромережею, рекомендується загальну міру нерівномірності установлювати не меншою 5%, а верхня міра її становить 5,6%, оскільки скидання повного навантаження з меншою мірою нерівномірності не витримується. Установлено, що збільшення питомої витрати пари на турбіну підвищує міру нерівномірності регулювання [37]. Збільшення витрати пари на турбіну зумовлено зменшенням робочого теплоперепадку. Величина останнього зменшується в разі зменшення початкових параметрів пари та збільшення кінцевих параметрів пари. Такий самий ефект досягається у випадку забруднення проточної частини турбі-

ни (погіршення її економічності). Цим явищем не можна нехтувати під час експлуатації турбогенераторів на ТЕЦ. За умови роботи таких турбін з великою мірою нерівномірності регулювання у випадках різкої зміни поставання пари за тепловим графіком призводить до роботи зі змінною мірою регулювання. Під час експлуатації примусовий перехід на роботу за електричним графіком викликає необхідність працювати зі зниженими параметрами протитиску. Ця вимога викликана вимогами технології та не забезпечена діапазоном роботи регулятора протитиску. За умови такої роботи турбіна працює зі зниженою мірою нерівномірності, а коливання навантаження в енергосистемі сприймаються малопотужною турбіною як пікові. Це викликає аварії або неполадки турбіни. Зміна міри нерівномірності регулювання може бути викликана вимушеною роботою турбіни з високою температурою. Наведені випадки підтверджуються експериментально. Тому в разі зміни умов роботи необхідно введення поправок і корегувань в систему регулювання для того, щоб підтримувати міру нерівномірності регулювання на заданому рівні.

В процесі випробувань перевіряють вібраційний стан турбогенератора. Вібрація підшипників вимірюється за допомогою вібрографа в трьох напрямках: вертикальному, горизонтальному і горизонтально-поперечному. Виміряна амплітуда коливань не повинна перевищувати нормативну.

Контрольні питання

1. З якою метою здійснюються випробування турбогенераторів?
2. Якими контрольно-вимірювальними приладами користуються в процесі випробувань?
3. Як будуються діаграма режимів і тепла характеристика турбогенератора?
4. Як корегуються потужність турбогенератора і витрата пари на турбіну в разі відхилення параметрів від стандартних значень?
5. Як будуються характеристики тиску в регульованому східці турбіни?
6. Як визначають допустиму міру забруднення проточної частини турбіни?
7. Як визначається допустима витрата пари на протитискову турбіну в разі зменшення тиску за турбіною?
8. Як будуються характеристики за температурою вихлопу пари?
9. Як будується характеристика зміни відбірної або вихлопної температури пари від тиску в регульованому східці турбіни?
10. Як будуються характеристики конденсатора турбіни?
11. Як будуються статичні характеристики турбогенератора?

9 ПОРУШЕННЯ І АВАРІЇ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Під час експлуатації виникають відхилення від нормальної роботи турбоустановок, які зумовлюються порушеннями в роботі основного або допоміжного устаткування. Випадки, які пов'язані з пошкодженням устаткування турбоустановки і які потребують негайного зупинення, називають аваріями, а самі зупинки – аварійними. Несвоєчасне усунення порушень та їх причин сприяє виникненню аварійних ситуацій. Технічні порушення дуже різноманітні і в більшості випадків зумовлені:

- недоліками конструкції, матеріалів і виготовлення турбоустановки;
- недоліками та помилками її монтажу;
- недоліками та помилками експлуатації;
- форс-мажорними ситуаціями.

Більша частина порушень і аварій виникає через провину експлуатаційного персоналу.

9.1 Порушення і аварії в проточній частині турбіни

Основними видами порушень в проточній частині турбіни є: корозія поверхонь; ерозія поверхонь лопаток; солевідкладення (солевий занос). Корозія поверхонь може виникати як в періоди простою турбіни, так і під час роботи на холостому ходу або з навантаженням. Корозія соплових апаратів, дисків з робочими лопатками і діафрагм в періоди зупинки турбіни виникає в разі проникнення пари в турбіну через нещільності в пусковій засувці, обвідному вентилі або стопорному клапані. Корозія деталей зупиненої турбіни виникає внаслідок окислення поверхні металу за рахунок кисню повітря за наявності пари, яка конденсується в проточній частині.

Запобігти корозії в зупиненій турбіні можна шляхом установлення вентиля на головному паропроводі між пусковою засувкою і стопорним клапаном. За допомогою цього вентиля паропровід з'єднується з атмосферою на весь період зупинки.

Корозія деталей турбіни, яка перебуває в роботі, виникає внаслідок окислення за рахунок кисню, який розчинений у водяній парі, а також забруднення пари лугами та кислотами. Лопатки перших східців турбіни зазнають меншої корозії внаслідок того, що покриваються тонким шаром особливого окису заліза, який захищає їх від хімічної дії. Найбільшому корозійному зносу підпадають середні східці турбіни, в яких пара в процесі розширення стає вологою. Останні східці турбіни корозії практично не підпадають, проте зазнають хімічного роз'їдання.

Ерозійний знос спостерігається, як правило, на останніх східцях конденсаційних турбін. Його ефективність тим більша, чим більша вологість пари. Ерозія являє собою механічне зношування поверхонь лопаток за рахунок ударної дії струмин пари з краплями води. Рухаючись з великою

швидкістю в потоці пари, краплини води під час удару об лопатку відриваються від неї найдрібніші частинки металу. Найбільший ерозійний знос лопаток спостерігається на останніх східцях турбіни. Більш за все ерозія уражує зовнішні кінці лопаток, починаючи з вхідної кромки, оскільки краплини води відкидаються відцентровою силою до периферії лопаткового вінця.

Захист лопаток від ерозії здійснюється шляхом напаявання на вхідні кромки лопаток спеціальних накладок із твердих сплавів. Крім того, може застосовуватись відведення води із останніх східців конденсаційних турбін за допомогою спеціальних каналів.

Сольовий занос проточної частини турбіни виникає внаслідок потрапляння солей в пару. Основними причинами виносу солей із барабана парогенератора є: високі лужність і солеміст котлової води; погана сепарація пари; спінювання і викиди води із барабана. Відкладання солей в елементах проточної частини зменшує площі перерізу для проходження пари, внаслідок чого потужність турбіни та її ККД зменшуються. Крім того, сольовий занос викликає перевантаження лопаток і упорного підшипника. Характерними ознаками засолення соплового апарата є: підвищення тиску пари в проміжних східцях турбіни; підвищення температури відпрацьованої пари; підвищення температури упорного підшипника.

Очищення турбіни від солевих відкладень здійснюється, як правило, на ходу промиванням вологою парою. Якщо така продувка малоефективна, турбіна зупиняється для очищення проточної частини.

Найчастіше аварії турбіни виникають в результаті пошкоджень підшипників, ущільнень і лопаток турбін. Лопатки регулювального східця пошкоджуються внаслідок потрапляння сторонніх тіл разом з парою, а також виплавлення упорного підшипника і вібрації. Лопатки середніх східців турбіни виходять з ладу після тривалого терміну роботи та внаслідок корозії. Лопатки останніх східців виходять з ладу внаслідок хімічної корозії, механічного зносу та сильної вібрації. Аварії через пошкодження лопаток викликають сильну вібрацію, але й можуть залишатися непоміченими. Відірвані лопатки та частини бандажних кріплень можуть пролітати через усі наступні східці, руйнуючи їх, і навіть вилітати в конденсатор та пошкоджувати конденсатні труби.

Аварії з руйнуванням дисків можуть викликати повну руйнацію турбіни. Причиною цього є «утомленість» матеріалу дисків внаслідок вібрації. Аваріям з руйнуванням дисків можуть сприяти корозія та ерозія їх поверхонь, конструктивні дефекти, а також ослаблення посадки диска на валу. Ослаблення посадки диска на валу може спричинити вібрацію турбіни, утворення тріщин і, насамкінець, розрив.

Причинами ослаблення дисків можуть бути: дефекти конструкції та монтажу; надто швидкий прогрів у процесі пуску; робота турбіни з перевищенням нормативної температури пари; робота з перевищенням нормативної кількості обертів.

Аварії з валами бувають двох видів: прогин вала і поява тріщин та злам вала. Ротор може отримати прогин внаслідок гідравлічного удару, вібрації, виникнення небалансу. Прогин може виявитись остаточним, якщо не зникає з часом. Вал, отримавший остаточний прогин, підлягає спеціальній правці. Якщо з будь-яких причин стався прогин вала, може виникнути його загинання за лабіринтові ущільнення корпусу турбіни. При цьому вал може додатково угнутися внаслідок місцевого однобічного нагріву за рахунок тертя. Це може призвести до значного залишкового скривлення вала і руйнування лабіринтових ущільнень. Завдяки прогину вала може відбуватись чиркання дисків об кожух (статор) турбіни, що може призвести до серйозної аварії. Зазначене підтверджує наскільки важливим є дотримання правил пуску і зупинки турбіни згідно з виробничими інструкціями.

Найбільш характерним порушенням в роботі діафрагм є їх прогин. Діафрагма працює під дією деякої різниці тисків пари, а тому прогинається. За нормальних умов цей прогин є безпечним, оскільки його величина менша, ніж зазор між діафрагмою і сусіднім диском. Відхилення від нормальних умов експлуатації можуть спричинити збільшення прогину діафрагми, зачіплення диска об діафрагму. Останнє може викликати важкі наслідки аж до руйнування турбіни в цілому. Великий прогин діафрагми виникає за умови:

- різкого збільшення навантаження турбіни;
- перевантаження турбіни понад номінальну потужність;
- різкого коливання навантаження;
- короблення діафрагм;
- заводського дефекту виготовлення;
- соляного заносу проточної частини;
- водяного удару.

Аварії з металевими лабіринтовими ущільненнями виникають через надмірний знос гребінців або їх повну руйнацію, а також через короблення лабіринтових втулок. Надмірний знос гребінців зумовлює різке збільшення витoku пари через ущільнення. Пошкодження заднього лабіринтового ущільнення може викликати надмірний нагрів вихлопної частини турбіни, що призводить до порушення центрування і появи вібрацій. Знос і пошкодження ущільнень в діафрагмах викликає перевантаження упорного підшипника.

Причинами надмірного зносу і руйнування гребінців лабіринтового ущільнення можуть бути: вібрації ротора; прогин ротора; осьовий зсув ротора; короблення корпусу; солевий занос; нерівномірний прогрів ротора і корпусу; недостатні зазори або неправильний їх розподіл; потрапляння в ущільнення сторонніх дрібних тіл; дефекти виготовлення та монтажу.

Втулки графіто-вугільних ущільнень також зношуються, а ущільнені кільця руйнуються внаслідок надмірної вібрації, неправильного монтажу або руйнації стяжних пружин.

Для водяних ущільнень характерні такі порушення і аварії: зачіплення робочого колеса об кожух; вибивання води із ущільнення; підсмоктування зовнішнього повітря в турбіну. Причинами цих порушень є: неправильний монтаж ущільнення; аварійний зсув ротора турбіни; потрапляння сторонніх тіл. Випадки вибивання води із ущільнень можуть спричинити сильне обводнення масла.

9.2 Водяний удар

Різке зниження температури пари перед турбіною небезпечно, оскільки може викликати водяний удар. Водяний удар виникає під час закиду значної кількості води разом з парою. Закид води в турбіну може відбуватись з таких причин:

- під час форсування парогенератора;
- в разі надмірного живлення водою парогенератора;
- у випадках бурного пароутворення і спінювання води в барабані парогенератора;
- в разі недостатнього прогріву та продувки паропроводу і парової коробки турбіни;
- в разі незадовільного стану дренажної системи.

Ознаками водяного удару можуть бути:

- різке зниження температури свіжої пари;
- викидання води або вологої пари із ущільнень, вістових труб, фланців клапанних коробок;
- удари в паропроводі,
- погіршення розрідження в конденсаторі турбіни;
- підвищення температури упорного підшипника;
- зниження кількості обертів або потужності;
- збільшення вібрації.

В разі появи хоча б однієї із перших трьох ознак необхідно негайно зупинити турбіну зі зриванням вакууму. Водяний удар може спричинити важкі пошкодження турбіни. Значному пошкодженню піддається лопатковий апарат, може виникати надмірний прогин діафрагм і чиркання їх об диски. Крім того, внаслідок великої вібрації можуть виникати пошкодження лабіринтових ущільнень.

9.3 Вібрації турбін

Під час обертання ротора турбіни виникають вібрації (коливання), які передаються опорним підшипникам та іншим деталям турбіни. Величина вібрації характеризується амплітудою коливань, їх частотою та напрямом. Розрізняють вертикальну, горизонтально-повздожню і горизонтально-поперечну вібрацію. Залежно від кількості обертів існує нормативна величина вібрації, яка не викликає ніяких порушень в роботі турбіни. Чим

швидкохідніша турбіна, тим менша гранично допустима амплітуда вібрації. Діапазон гранично допустимих амплітуд вібрації наведений в табл. 9.1.

Таблиця 9.1 – Допустима межа вібрацій, мм

Кількість обертів, об/хв	1500	3000	6000
Амплітуда вібрації, мм	0,03–0,07	0,02–0,05	0,015–0,03

Причинами вібрації можуть бути: недоліки конструкції; монтажні недоліки; неправильна експлуатація та зношування. До монтажних недоліків належать: незадовільне балансування ротора під час монтажу після ревізії турбіни; неправильне центрування; неправильний монтаж вузлів, який не передбачає розширення в процесі нагрівання турбіни та інше.

Експлуатаційні причини вібрації в турбіні виникають в разі:

- переходу через критичне число обертів під час пуску;
- нерівномірного прогрівання в процесі пуску;
- потрапляння води разом із паром, що викликає дрижання ротора і хитання регулювання;
- забруднення ущільнень, що зумовлює місцеву вібрацію, нагрів вала або обойми ущільнення;
- соляного заносу проточної частини, який спричиняє підвищення осьового тиску, нагрів упорного підшипника;
- надто низької температури масла, яке надходить до підшипників під час пуску;
- несправності в системі мащення з порушенням масляної плівки в підшипнику внаслідок недостатньої подачі масла;
- зносу і виплавлення опорних та упорних підшипників і осьового зсуву ротора, що викликає порушення центрування турбіни і генератора та черкання ротора об статор;
- надмірного перегріву пари перед турбіною, що зумовлює збільшення теплових розширень турбіни понад допустимі норми;
- ослаблення окремих деталей ротора турбіни або генератора;
- порушення початкового балансування через відривання лопаток.

9.4 Порушення в системі регулювання

Найбільш поширеним недоліком в роботі системи регулювання турбогенераторів є хитання регулювання. Воно викликає періодичні зміни положення регулювальних клапанів, внаслідок чого виникають коливання тиску в камері регулювального східця. При цьому, якщо турбогенератор працює ізольовано від енергосистеми, виникають коливання кількості обертів. Якщо турбогенератор працює на енергосистему, кількість обертів стійка, проте виникають періодичні зміни потужності.

Причинами «хитання» регулювання можуть бути:

- заїдання в клапанах, штоках, регуляторі, сервомоторі, золотниках і важільних передачах внаслідок недостатніх зазорів між втулками, штоками, поршнями, а також внаслідок потрапляння сторонніх тіл;
- наявність «мертвого ходу» в з'єднаннях важільних передач і регуляторі;
- неправильне перекриття золотників.

Якщо хитання регулювання спостерігається при певних парових навантаженнях, то причинами можуть бути:

- неправильне профілювання або виробка кулачкових шайб;
- виробка роликів і профільних елементів зворотного зв'язку;
- неправильне профілювання або знос регулювальних клапанів.

Нерідко системи регулювання не тримають нормальної кількості обертів на холостому ході, що примушує регулювати подачу пари в турбіну вручну за допомогою пускового вентиля. Основною причиною цього є нещільна посадка, яка зумовлює перетікання пари через закриті клапани, а також через раковини в паровій коробці або продувальної лінії. Нещільності усуваються шляхом притирання під час ремонту. Нетримання нормальної кількості обертів на холостому ході може бути наслідком неправильного установлення елементів регулювання. В деяких випадках виникає вібрація регулювальних клапанів, що пояснюється невдалим профілюванням та їх паровою незрівноваженістю. Коливання клапана можуть спричинити його поломку і обривання клапанного штока.

Надмірне підвищення кількості обертів на холостому ході може бути наслідком неправильного складання системи регулювання та її налагодження. Неправильна робота синхронізатора на холостому ході і неможливість завантаження турбогенератора під час паралельної роботи пояснюються помилковим установленням регулювання, внаслідок якого може бути порушена необхідна залежність між ходом муфти регулятора швидкості.

Заїдання в елементах системи регулювання можуть викликати аварійне підвищення кількості обертів. При цьому особливо небезпечним є заїдання стопорного клапана, яке може призвести до розносу турбіни. Внаслідок механічних пошкоджень стопорного клапана також виникає неможливість повного і миттєвого перекриття пари в турбіну, що також може спричинити її рознос.

Самовільне спрацювання запобіжного вимикача під час роботи турбіни з навантаженням може спостерігатись в разі зносу або розчеплення важелів регулювання внаслідок надмірних вібрацій турбіни. Порушення нормальної роботи системи регулювання спостерігається через конструктивні дефекти.

9.5 Порушення в роботі масляної системи

Порушення в роботі масляної системи може відбуватись у випадках:

- нагрівання масла;
- зниження тиску масла;

- погіршення якості масла;
- неполадок в роботі маслоохолодників;
- неполадок в роботі масляного насоса;
- пошкодження підшипників.

Температура масла, яке зливається з підшипників, не повинна перевищувати 60 °С. При температурах, більших 60 °С, масло набуває схильності до швидкого окислення, внаслідок чого утворюється шлам, підвищується в'язкість, а мастильні властивості різко погіршуються; виникає так зване «старіння» масла, що призводить до повної заміни масла в системі.

Якщо нагрів масла на одному з підшипників збільшується понад нормативну величину, це може зумовлюватись забрудненням маслопроводу або зменшенням витрати масла, неправильним регулюванням вентиля перед підшипником, пошкодженням самого підшипника.

Збільшення температури масла одночасно на всіх підшипниках може виникати внаслідок погіршення якості масла (обводнення або старіння); забруднення трубок маслоохолодників; зменшення витрати масла. Подача масляного насоса може здійснюватись зниженням тиску масла внаслідок неправильного настроювання перепускного клапана масляної системи. Зменшення тиску може виникати також через збільшення осьових і радіальних зазорів у головному масляному насосі; нещільності у всмоктувальному маслопроводі; забруднення фільтрів перед насосом; аварійні витoki масла.

Погіршення роботи маслоохолодників виникає внаслідок забруднення трубок як з боку охолодної води, так і з боку масла. Забруднення зумовлює збільшення різниці температур між маслом і водою та підвищення температури масла в системі. Забруднення маслоохолодників найчастіше виникає в результаті відкладення шламу, який утворюється в процесі «старіння» масла. Шлам частково випадає із масла на стінки труб під час охолодження масла, де його швидкість течії мала. Через виділення із масла продуктів окислення, частина яких являє собою особливі органічні кислоти, виникає корозія металевих поверхонь маслосистеми, що, в свою чергу, прискорює процес окислення масла.

Головний масляний насос турбіни складається з пари зчіплених між собою шестерень, які розташовані в корпусі з мінімальними зазорами (0,2–0,3 мм). В процесі експлуатації недопустимим є зменшення цих зазорів до нуля та виникнення зачіплювання. Найбільш небезпечні торцеві зачіплювання, які можуть призводити до поломки насоса і аварії всієї турбіни. Ненормальна робота насоса може виникати в разі різкого підвищення температури масла; порушення мащення через підсмоктування повітря у всмоктувальну лінію внаслідок надмірного зменшення рівня масла в масляному баку; потрапляння в зазори піску та інших забруднювачів. Ознаками аварійного стану шестеренного насоса є: зміна шуму роботи; розігрів його корпусу і кришок; вібрацій корпусу. В цьому плані більш надійними є гвинтові насоси, які не мають кришок і краще змащуються.

Поява витоків масла через фланцеві з'єднання або пошкодження маслопроводів являють собою надзвичайну небезпеку для турбіни і можуть викликати пожежу у випадках потрапляння масла на гарячі поверхні. Серйозну небезпеку являє також розрив трубок маслоохолодника, що може призвести до швидкого зменшення рівня масла в масляному баку, аварії масляного насоса та підшипників.

Аварії опорних підшипників зумовлені пошкодженням шару бабітової заливки. Причинами пошкодження можуть бути: сильне нагрівання вкладишів підшипника; поява тріщин у бабітовому шарі; сильна вібрація ротора. Наслідком пошкодження бабітового шару може бути додатковий нагрів підшипника, що сприяє окисленню і погіршенню якостей турбінного масла. Пошкодження і виплавлення бабітового шару викликає просідання ротора в підшипниках, порушення центрування турбіни та виникнення вібрації, що сприяє подальшому розвитку аварії.

Аварії з упорними підшипниками виникають значно частіше, ніж з опорними внаслідок особливостей конструкції та особливих умов роботи. Упорний підшипник зазнає дії змінного осьового зусилля, яке змінюється залежно від навантаження турбіни і може значно зростати в аварійних ситуаціях: водяному ударі; пошкодженні лабіринтових ущільнень і деталей проточної частини; занесенні солями проточної частини, а також під впливом магнітного поля генератора.

Перевантаження упорного підшипника зумовлює підвищення його температури, підплавлення, а потім і повне руйнування бабітового шару. Колодки (сегменти) упорного підшипника виготовляються із фосфористої бронзи, яка деякий час може працювати після виплавлення бабітового шару, але не може усунути подальший зсув ротора. Інструкція передбачає негайну зупинку турбіни запобіжним вимикачем в разі різкого підвищення температури упорного підшипника. Крім прямого перевантаження упорного підшипника, причинами аварій можуть бути: погіршення мащення і забруднення масла; погіршення роботи маслоохолодників; погана якість бабіту; недоліки конструкції або складання.

9.6 Порушення в роботі конденсаційної системи

Під час експлуатації паротурбінних установок спостерігаються випадки погіршення вакууму в конденсаторах, що, як відомо, призводить до погіршення ефективності роботи ПТУ. Найбільш поширеною причиною погіршення розрідження є забруднення трубок конденсатора. Забруднення виникає з боку охолодної води, а характер забруднень залежить від якості води. Найчастіше такі забруднення бувають біологічного характеру і залежать від вмісту в охолодній воді мілких водоростей і різних мікроорганізмів (бактерій), які відкладаються на стінках трубок. Такі відкладення м'які та крихкі. В деяких випадках спостерігаються на стінках труб тверді відкладення мінеральних солей, що містяться в циркуляційній воді.

У випадках, коли трубки конденсатора забруднюються біологічними відкладеннями, застосовують хлорування охолодної води. В результаті хлорування бактерії стають нежиттєздатними. Для хлорування застосовують хлорне вапно або рідкий хлор. Експлуатація хлораторної установки з хлорним вапном значно простіша, ніж з рідким хлором і є небезпечною для персоналу.

В багатьох випадках погіршення вакууму в конденсаторах виникає внаслідок порушення повітряної щільності турбоустановки. Повітряна щільність вважається дуже доброю, якщо після зупинки ежектора спад розрідження не перевищує 1 мм рт. ст./хв. Збільшення присмоктувань повітря в конденсатор може виникати внаслідок нещільностей у фланцевих та інших з'єднаннях, а також в кінцевих ущільненнях турбіни. Збільшення присмоктувань може викликатись і аварійними причинами: руйнуванням і корозією ділянок труб, утворенням свищів в компенсаторі між турбіною і конденсатором.

Повільне погіршення вакууму в конденсаторі зумовлюється неполадками в роботі ежекторів: повітряна нещільність у з'єднаннях ежекторної установки; забруднення ежекторних холодильників; засмічування парових сопел. Крім того, погіршення вакууму в конденсаторах може викликатись погіршенням роботи циркуляційної системи: присмоктуванням охолодної води в паровий простір конденсатора; зменшенням подачі води через неполадки циркуляційних насосів.

Аварійні пошкодження саме конденсаторів виникають внаслідок: роз'їдання трубок; утворення тріщин в трубах; виникнення вібрації; механічного пошкодження труб в разі вильоту лопаток з турбін.

Хімічне роз'їдання трубок залежить від вмісту кислот або аміаку в охолодній воді. Конденсаторні трубки, як правило, виготовляють із латуні, яка являє собою сплав міді та цинку. Останній легко розчиняється в деяких кислотах. Тому трубки можуть набувати крихкої губчастої структури.

В деяких випадках спостерігається поява повздовжних тріщин в трубах. Вони зумовлюються внутрішніми напруженнями в стінках через дефекти їх виготовлення. Тріщини призводять до потрапляння води в паровий простір і забруднення конденсату. Ознаками значного присмоктування води в паровий простір є: перевантаження конденсатного насоса і збільшення жорсткості конденсату.

Вібрація (поперечні коливання) трубок зумовлюється вібрацією турбіни, але вона може з'являтись внаслідок ударів водяних крапель, які рухаються в потоці водяної пари. Вібрація викликає розладнання сальникових ущільнень і розвальцювання в трубних дошках.

9.7 Порушення в роботі підігрівників і насосів

Типовою аварією підігрівників є пошкодження трубок і потрапляння живильної води в паровий простір. В разі переповнення парового простору підігрівника водою, може виникнути закидання води в турбіну у випадку недостатньої щільності зворотного клапана на лінії підведення пари. Причинами руйнування трубок можуть бути: хімічна корозія трубок і трубних дощок; ерозія, вібрація трубок; гідравлічні удари в разі накопичення повітря в системі та швидкого включення підігрівника; незадовільна робота автоматів живлення; розладнання вальцівки через температурні напруження в трубках.

В процесі експлуатації насосного устаткування турбоустановки можуть виникати такі аварійні ситуації:

- виплавлення опорних підшипників;
- виплавлення упорних підшипників;
- вібрації ротора;
- різке зменшення подачі.

Виплавлення опорних і упорних підшипників виникає внаслідок недостатнього мащення, забруднення масла, наявності осьового тиску. Пошкодження упорного підшипника зумовлює зачіплювання робочих коліс за напрямні апарати та руйнування бокових ущільнень. Вібрації ротора виникають через неправильне центрування і неправильну роботу сальників, потрапляння в насос сторонніх тіл. Причинами різкого зменшення подачі може бути: незадовільна робота приймального клапана; забруднення приймальної сітки; накопичення повітря у всмоктувальній або напірній лінії; несправність запірної засувки; зміщення ротора насоса; зношення ущільнень; забруднення каналів робочого колеса. Зовнішніми ознаками є спад тиску в напірній лінії та величини сили струму електродвигуна.

Контрольні питання

1. Внаслідок чого виникає корозія проточної частини турбіни?
2. За рахунок чого виникає ерозійний знос лопаток і як здійснюється захист від ерозії?
3. Внаслідок чого виникає солевий занос проточної частини турбіни і методи його запобігання?
4. Які види аварій турбіни Вам відомі?
5. Внаслідок чого виникають аварії з руйнуванням дисків?
6. Внаслідок чого виникає прогин вала турбіни?
7. Внаслідок чого виникають аварії лабіринтових ущільнень?
8. Що розуміють під водяним ударом і внаслідок чого він виникає?
9. Які ознаки та наслідки водяного удару?
10. Внаслідок чого виникають вібрації в турбіні?

11. Що розуміють під «хитанням» регулювання і внаслідок чого воно виникає?
12. Які основні види порушень в роботі масляної системи турбіни?
13. Що розуміють під «старінням» масла?
14. Внаслідок чого виникає корозія в маслоохолодниках?
15. Внаслідок чого виникають порушення в роботі масляного насоса?
16. Якими причинами зумовлені аварії опорних і упорних підшипників?
17. Які причини погіршення вакууму в конденсаторах турбін?
18. Внаслідок чого виникають аварійні пошкодження конденсаторів?
19. Які фактори спричиняють руйнування трубок підігрівників живильної води?
20. Внаслідок чого виникають аварійні ситуації в процесі експлуатації насосів?

ЛІТЕРАТУРА

1. Технічна експлуатація електричних станцій і мереж. Правила. – Львів, 2002. – 342 с.
2. Закон України про охорону навколишнього середовища (1264 – 12). – Київ, 1995. – 14 с.
3. Закон України про енергозбереження. – Київ, 1995. – 12 с.
4. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Інформаційно-аналітичний бюлетень. Відомості Міністерства палива та енергетики України. Спеціальний випуск. – Київ, 2012. – 118 с.
5. Гаджиев Р. А. Охрана труда в тепловом хозяйстве промышленных предприятий / Гаджиев Р. А. – М. : Энергоатомиздат, 1995. – 224 с.
6. Положение о системе планово-предупредительных ремонтов основного оборудования теплоэнергетических предприятий (с нормами времени и расходов материалов). – М. : Стройиздат, 1986. – 457 с.
7. Чепурний М. М. Нагнітачі та теплові двигуни / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 98 с.
8. Чепурний М. М. Ефективність роботи паротурбінних і газотурбінних теплоелектроцентралей / М. М. Чепурний // Вісник Вінницького політехнічного інституту, 2008. – № 2. – С. 36–40.
9. Горшков А. С. Технично-экономические показатели тепловых электрических станций / Горшков А. С. – М. : Энергия, 1974. – 239 с.
10. Соколов Б. А. Котельные установки и их эксплуатация / Соколов Б. А. – М. : Академия, 2007. – 428 с.
11. Чепурний М. М. Теплові розрахунки парогенераторів / Чепурний М. М., Степанов Д. В., Корженко Є. С. – Вінниця : ВНТУ, 2005. – 154 с.
12. Чепурний М. М. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Пішенина Н. В. // Наукові праці Вінницького національного технічного університету, 2010. – № 1. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/187/186>
13. Теплотехнический справочник / [под ред. В. М. Юренева и П. Д. Лебедева]. – М.: Энергия, 1976. – Т. 1. – 1976. – 745 с.
14. Кирюхин В. И. Паровые турбины малой мощности КТЗ / Кирюхин В. И., Тараненко Н. М., Огурцова Е. П. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
15. Номенклатурный каталог. Энергетическое оборудование для тепловых электростанций и промышленной энергетики. – М. : ЦНИИТЭИ-тяжмаш, 1997. – Ч. 3. – 1997. – 154 с.
16. Ривкин С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 175 с.
17. Щегляев А. В. Паровые турбины / Щегляев А. В. – М. : Энергия, 1976. – 328 с.

18. Паровые и газовые турбины / [под ред. А. Г. Костюка и В. В. Фролова]. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 316 с.
19. Чепурний М. М. Енергозбережні технології в теплоенергетиці / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2009. – 114 с.
20. Чепурний М. М. Енергетичні характеристики турбогенераторів та економічні режими їхнього завантаження [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент, І. М. Димніч // Наукові праці ВНТУ. – 2012. – № 2. – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/old_jrn/e-journals/VNTU/2012_2/2012-2.files/uk/12mncotl_ua.pdf
21. Чепурний М. М. До питання про раціональні режими роботи ТЕЦ / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1999. – № 4. – С. 28–31.
22. Чепурний М. М. До питання про розподіл витрат палива між видами енергопродукції в когенераційних установках, утворених на базі котельень і ГТУ / М. М. Чепурний, В. В. Бужинський, С. Й. Ткаченко // Вісник ВПІ. – 2004. – № 4. – С. 33–35.
23. Чепурний М. М. Аналіз роботи протитискових турбін на теплоцентралях / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко // Вісник ВПІ. – 2010. – № 1. – С. 52–54.
24. Чепурний М. М. Застосування прибудованих теплофікаційних турбін на промислових теплоелектроцентралях [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, С. В. Дишлюк // Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 1. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/>
25. Чепурний М. М. Ефективність роботи газотурбінних електроцентралей [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, О. В. Куцак // Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 4. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/>
26. Чепурний М. М. Газотурбінні надбудови на промислових теплоелектроцентралях з протитисковими турбінами [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, О. В. Куцак, І. М. Димніч // Наукові праці ВНТУ. – 2011. – № 1. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/>
27. Чепурний М. М. Застосування прибудованих турбін на теплоелектроцентралях з протитисковими турбінами / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, С. В. Дишлюк // Вісник ВПІ. – 2011. – № 4. – С. 82–85.
28. Чепурной М. Н. Газотурбинная надстройка энергоблоков К-300-240 / М. Н. Чепурной, С. И. Ткаченко, Н. В. Резидент // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 63 – 68.
29. Чепурний М. М. Оцінка ефективності енергопостачання від промислових теплоцентралей [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2012. – № 4. – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/old_jrn/e-journals/VNTU/2012_4/
30. Чепурний М. М. Аналіз застосування протитискової турбіни ПР-6-35/5/1,2 для теплофікації [Електронний ресурс] / М. М. Чепур-

- ний, Н. В. Резидент, Є. С. Корженко // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2013. – № 1. – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/old_jrn/e-journals/VNTU/2013_1/2013-1.files/uk/13mmcfhs_ua.pdf
31. Чепурний М. М. Показники роботи протитискової турбіни ПР-6-35/5/1,2 в системах теплофікації / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 13 (1056). – С. 139–146.
 32. Чепурний М. М. Газопарові установки на основі газових і протитискових парових турбін [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент, С. В. Поліщук // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – № 4. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/VNTUV_2014_4_10.pdf.
 33. Чепурной М. Н. Бинарные циклы на ТЭЦ с противодавленческими турбинами / М. Н. Чепурной, Н. В. Резидент // Энергетическая стратегия. – 2014. – № 5 (41). – С. 44–46.
 34. Чепурной М. Н. Электростанции на базе газоперекачивающих станций / М. Н. Чепурной, Н. В. Резидент // Энергетическая стратегия. – 2015. – № 1. – С. 55 – 57.
 35. Чепурний М. М. Теплоелектроцентралі на базі протитискових парових турбін з низькотемпературним робочим тілом / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент, Т. М. Олексина [Електронний ресурс] // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2015. – № 1. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/VNTUV_2015_1_10.pdf.
 36. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции / Рыжкин В. Я. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 458 с.
 37. Иевлев Д. В. Эксплуатация паротурбинных установок небольшой мощности / Иевлев Д. В. – М. : Энергия, 1971. – 352 с.
 38. Липсман В. С. Наладка и эксплуатация промышленных паровых турбин / В. С. Липсман, С. И. Липсман, А. Т. Музыка. – М. : Энергия, 1967. – 215 с.
 39. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини / Мандрус В. І. – Львів : Магнолія, 2007. – 328 с.

Додатки

Додаток А

Гарантійні дані деяких парових турбін

Таблиця А.1 – Гарантійні дані турбін типу П і ПТ

Показники	Тип турбіни					
	П-2,5-35/5	П-4-35/5	П-6-35/5	ПТ-12-35/10	ПТ-12-90/10	ПТ-25-90/10
Електрична потужність, МВт	2,5	4	6	12	12	25
Початковий тиск пари, МПа	3,43	3,43	3,43	3,43	8,82	8,82
Початкова температура пари, °С	435	435	435	435	535	535
Тиск у регульованому відборі, МПа	0,49	0,49	0,49	0,98	0,98	0,98
Витрата пари в промисловому відборі, т/год	18	25	40	50	35	70
Витрата пари в теплофікаційному відборі, т/год	-	-	-	40	25	53
Кількість нерегульованих відборів пари, шт	2	1	2	2	2	4
Тиск пари в конденсаторі, кПа	4,9	3,92	5	3,92	3,6	4,9
Температура живильної води, °С	150	147	150	152	215	218
Витрата свіжої пари для номінальних завантажень, т/год	26,2	36	55,8	119	82,6	160
Максимальна витрата пари через:						
ЦВТ	-	-	-	145	91	190
ЦСТ	-	-	-	80	38	113
ЦНТ	-	-	-	50	39	80

Таблиця А.2 – Гарантійні дані протитискових турбін

Показники							
Тип турбіни	Електрична потужність, МВт	Тиск свіжої пари, МПа	Температура свіжої пари, °С	Тиск за турбіною в межах регулювання, МПа	Температура пари за турбіною, °С	Витрата пари, т/год	
						з відбором	без відбору
Р-12-90/7	12	8,82	535	0,49 – 0,8	245	-	87
Р-12-35/5	12	3,43	435	0,39 – 0,686	225	-	114,7
Р-6-35/6	6	3,43	435	0,392 – 0,686	244	-	66,6
Р-6-35/3	6	3,43	435	0,2 – 0,392	186	-	50,5
Р-4-35/6	4	3,43	435	0,392 – 0,686	247	-	44,8
Р-4-35/3	4	3,43	435	0,2 – 0,392	192	-	35,6
Р-2,5-35/6	2,5	3,43	435	0,392 – 0,686	250	-	32,6
Р-2,5-35/3	2,5	3,43	435	0,2 – 0,392	200	-	29,2
Р-2,5-15/6	2,5	1,47	350	0,392 – 0,686	256	-	63
ПР-6-35/10/5	6	3,43	435	0,392 – 0,686	243	80,5	63,6
ПР-6-35/10/1,2	6	3,43	435	0,07 – 0,245	130	68,8	41,5
ПР-6-35/5/1,2	6	3,43	435	0,07 – 0,245	130	55,2	41,5

Додаток Б

Завдання для самостійної роботи

Задача 1. Визначити і побудувати енергетичні характеристики паротурбінної установки за умови змінної витрати пари промисловим споживачам. Для турбін типу П і ПТ електричну потужність вважати номінальною. Гарантійні дані турбін наведені в додатку А. Допустиме мінімальне завантаження парогенератора становить 30% від номінального. Зміни ККД парогенератора залежно від завантаження наведено в табл. Б.1. Зміною електромеханічного ККД парової турбіни знехтувати. Варіанти завдань наведено в табл. Б.2.

Таблиця Б.1 – Поточні значення ККД парогенератора

	Частка завантаження парогенератора							
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ККД	0,69	0,78	0,84	0,88	0,91	0,915	0,9	0,88

Таблиця Б.2 – Варіанти завдань

№ вар.	Тип турбіни	№ вар.	Тип турбіни
1	П-2,5-35/5	10	ПР-6-35/10/1,2
2	Р-12-90/7	11	Р-6-35/3
3	Р-12-35/5	12	ПР-6-35/5/1,2
4	П-4-35/5	13	Р-2,5-35/3
5	ПР-6-35/5/1,2	14	Р-4-35/6
6	Р-6-35/6	15	Р-4-35/3
7	П-4-35/5	16	ПТ-12-35/10
8	Р-6-35/3	17	ПТ-12-90/10
9	Р-2,5-15/6	18	ПТ-25-90/10

Задача 2. Визначити кількість обертів турбогенератора в характерних точках статичної характеристики і побудувати цю характеристику. Визначити також міру нечутливості регулювання та величину динамічного закиду числа обертів. Дані для розрахунків наведені в таблиці Б.3.

Таблиця Б.3 – Варіанти завдань

Варіант	Стандартна кількість обертів вала турбогенератора, об/хв	Міра нерівномірності регулювання, %	Частка завантаження турбогенератора для стандартної частоти обертання	Кількість обертів для номінального навантаження, об/хв	Кількість обертів для номінального навантаження, об/хв	Електромеханічний ККД турбогенератора
1	3000		0,7	3120		0,91
2	3000		0,65		2890	0,925
3	1500	3	0,58			0,915
4	1500		0,9	1600		0,90
5	2000	3,5	0,6			0,895
6	2000		0,7		1910	0,91
7	2500		0,65	2620		0,9
8	2500	3,4	0,8		2400	0,89
9	4000		0,55	4150		0,92
10	4000		0,8		3820	0,905
11	4500		0,78	5160		0,922
12	5000		0,85		4840	0,925
13	6000		0,68	6200		0,915
14	6000	4	0,8		5820	0,93
15	6500		0,58	6660		0,92
16	6500	3,2	0,65			0,925
17	6800		0,7	6940		0,93
18	6800	3,4	0,85			0,925
19	8000		0,8	8200		0,94
20	8000		0,7		7820	0,93
21	8000	4,25	0,66			0,915

Українсько-англійський словник найбільш вживаних термінів

Важіль	Lever
Вал	Shaft
Вентиль, клапан	Varve
Вимірювальний пристрій	Measuring instrument
Витрата	Expence
Відцентровий	Centrifugal
Власні потреби	Ownership nessecity
Водяний удар	Water blow
Диск	Disk
Діафрагма	Diaphragm
Допоміжне устаткування	Auxiliary device
Дросельний	Throttling
Електростанція	Power station
Ентальпія	Entalpy
Енергосистема	Power grids
Ерозія	Erosion
Ефективність	Efficienty
Зазор	Aperture
Засувка	Slide valve
Знос	Wear
Конденсатор	Condenser
Кулачок	Tappet
Муфта	Coupling
Навантаження	Loading
Напрямний апарат	Directing devise
Насос	Pump
Обвідний трубопровід	Round pipeline
Опорний підшипник	Supporting bearing
Паз	Slot
Паливо	Fuel
Парова турбіна	Steam turbine
Парогенератор	Steam boiler
Підігрівник	Preheater
Підприємство	Enterprise
Подача	Supply
Поправковий	Correction
Промисловий споживач	Industrial consumer
Протитиск	Anti-pressure
Проточний	Flowing
Потужність	Capacity
Регенеративний	Regeneration
Регулювальний	Regulation

Редуктор	Redactor
Робоче тіло	Working body
Робочі лопатки	Working plate
Розподіл	Distribution
Ролик	Roller
Сопло	Nozzle
Температура навантаження	Temperature of saturation
Теплова схема	Heat shame
Тепловий споживач	Heating consumer
Теплоелектроцентрально	Heating plant
Теплофікація	Central heating
Циркуляційний насос	Circulation pump
Характеристика	Characteristic
Частина	Frequency

Навчальне видання

**Резидент Наталія Володимирівна
Ткаченко Станіслав Йосипович
Чепурний Марко Миколайович**

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ

ЧАСТИНА II

**ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ
ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК**

Навчальний посібник

Редактор Т. Старічек
Оригінал-макет підготовлено Н. Резидент

Підписано до друку 28.04.2017 р.
Формат 29,7×42 1/4. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Ум. друк. арк. 5.75
Наклад 50 пр. Зам. № 2017-076

Видавець та виготовлювач
Вінницький національний технічний університет,
інформаційний редакційно-видавничий центр.

ВНТУ, ГНК, к. 114.
Хмельницьке шосе, 95,
м. Вінниця, 21021.
Тел. (0432) 59-85-32, 59-87-38,
press.vntu.edu.ua,
e-mail: kivc.vntu@gmail.com.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.