

621.15(075)

444

М.М. Чепурний, С.Й. Ткаченко, Є.С. Корженко

Експлуатація промислових парогенераторів

3270-25

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Вінницький державний технічний університет

М.М. Чепурний, С.Й. Ткаченко, Є.С. Корженко

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

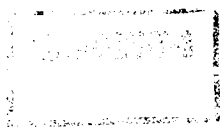
НТБ ВНТУ



3270-25

621.18(075) Ч 44 2002

Чепурний М.М. Експлуатація промислових п.



Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного університету як навчальний посібник для студентів спеціальності "Теплоенергетика". Протокол № 11 від 2 липня 2001 р.

Вінниця ВДТУ 2002

Рецензенти:

А.Ф. Пономарчук, доктор технічних наук, професор

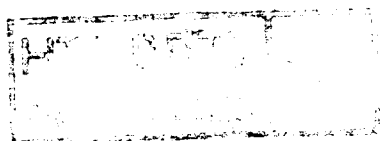
П.Д. Лежнюк, доктор технічних наук, професор

І.С. Черкунов, кандидат технічних наук

Рекомендовано до видання Ученою радою Вінницького державного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Ч 44 Чепурний М.М., Ткаченко С.Й., Корженко Є.С. **Експлуатація промислових парогенераторів** –Вінниця: ВДГУ, 2002. – 136 с.

Викладені основні питання експлуатації промислових барабанних парогенераторів. Розглянуті умови їх роботи в змінних режимах експлуатації а також пуски і зупинки. Розглянуті питання водного режиму і чистоти пари, температурного режиму поверхонь нагріву. Коротко розглянуті корозійні процеси і контроль за станом металевих поверхонь. Висвітлені питання експлуатації допоміжного устаткування і наведені основні положення про експлуатаційні випробування.



Зміст

1	Питання організації технічної експлуатації	4
	теплоенергетичного устаткування	
2	Пуск і зупинка промислових парогенераторів	7
2.1	Пуск парогенераторів	7
2.2	Тривалість розпалювання парогенератора	17
2.3	Прогрів паропровода від парогенератора до магістралі	19
2.4	Блочний пуск парогенератора і турбіни	21
2.5	Зупинка і розхолодження парогенератора	24
2.6	Теплові втрати під час пуску і зупинки парогенератора	23
2.7	Приклади	29
3	Експлуатація промислових парогенераторів	31
3.1	Загальні положення	32
3.2	Аналіз експлуатації парогенераторів в перехідних режимах	39
3.3	Особливості роботи циркуляції в перехідних режимах.	47
3.4	Приклади	50
4	Водний режим парогенераторів і чистота пари	54
4.1	Організація водного режиму парогенератора	54
4.2	Отримання чистої пари	55
4.3	Видалення відкладень з поверхонь нагріву	59
5	Корозія елементів парогенератора	62
5.1	Зовнішня високотемпературна корозія	62
5.2	Зовнішня низькотемпературна корозія	64
5.3	Внутрішня корозія труб	68
5.4	Корозійна утомленість і крихкі руйнування металу	71
5.5	Приклади	72
6	Експлуатація тягодуттєвого устаткування	78
6.1	Характеристики тягодуттєвих машин і газоповітроводів	78
6.2	Сумісна робота тягодуттєвих машин	84
6.3	Регулювання тягодуттєвих машин	88
6.4	Деякі заходи запобігання і усунення неполадків	93
	в роботі тягодуттєвих машин	
7	Основи експлуатаційних випробувань парогенераторів	95
7.1	Класифікація і організація випробувань	95
7.2	Аналіз продуктів згоряння палива	98
7.3	Тепловий баланс парогенератора	105
7.4	Складання режимних карт парогенератора	109
7.5	Приклад	111
	Література	113
	Додатки	113

1 Питання організації технічної експлуатації тепло-енергетичного устаткування

В основу правил технічної експлуатації (ПТЕ) покладений багаторічний досвід, який узагальнений в офіційних документах [1-4]. Головною метою експлуатації є забезпечення відпуску енергії за умови безаварійної та максимально економічної роботи основного і допоміжного устаткування з дотриманням норм охорони навколишнього середовища від шкідливих викидів. Державний нагляд з охорони праці здійснюють: міністерство праці та соціальної політики, міністерство палива і енергетики, управління держнаглядоохорони праці, санітарні та технічні організації, прокуратура. Державний нагляд за економічною експлуатацією устаткування здійснюється державним комітетом з енергозбереження, центральною і регіональними інспекціями з енергозбереження. Екологічний контроль здійснюється міністерством екології та природних ресурсів і обласними управліннями.

Основні обов'язки експлуатаційного персоналу теплоенергетичного устаткування:

- виконання заданих умов енергопостачання;
- дотримання нормальної якості відпущеної енергії;
- виконання оперативної – диспетчерської дисципліни;
- забезпечення максимальної економічності та надійності енерговиробництва;
- виконання вимог до вибухової та пожежної безпеки в процесі експлуатації;
- виконання вимог гігієни і безпеки праці;
- зменшення шкідливого впливу виробництва на людей і навколишнє середовище.

Експлуатаційний персонал забезпечує безаварійну роботу устаткування з максимально можливою економічністю виробки і відпуску енергії необхідних параметрів. Крім того, він забезпечує підтримку всього резерв-

ного устаткування в робочому стані. До роботи з теплогенеруючим устаткуванням допускаються особи, які пройшли медичний огляд, мають відповідну освіту (для ІТР) або пройшли відповідну підготовку в системі профосвіти 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 здійснюється здача іспитів з правил технічної експлуатації, правил техніки безпеки і протипожежної безпеки, діючих посадових інструкцій. Навчання, перевірка знань і атестація персоналу здійснюється відповідно до вимог органів держнаглядоохорони праці за програмами, які затверджуються чи 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 держнагляду.

Для персоналу, який працює у виробничих цехах підприємства, на основі галузевих і міжгалузевих “Правил з техніки безпеки”, (ПТБ), повинні бути розроблені інструкції з безпечної експлуатації устаткування. Кожний працівник повинен виконувати правила техніки безпеки і терміново повідомляти своєму безпосередньому керівнику про неполадки 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 в залежності від міри і наслідків порушень.

Адміністрація підприємства зобов'язана:

- організувати роботу робочих, ІТР, 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 спеодягом, індивідуальними засобами захисту;
- здійснювати навчання робочих та ІТР і систематичний інструктаж з техніки безпеки і пожежної безпеки;
- створювати безпечні умови праці під час ремонтних, будівельних, монтажних, пусконаладжувальних та інших робіт;
- організовувати першу допомогу в разі нещасних випадків, здійснювати розслідування нещасних випадків з оформленням актів установленої форми.

Вимоги з ефективного використання палива і охорони навколишнього середовища сформульовані у відповідних законах України [3,4]. Ці документи визначають діяльність підприємств і організацій, яка має бути спрямована на підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів і охорони навколишнього середовища на паливовикористальному устаткуванні. Теплоенергетичне устаткування підлягає експертизі з енергозбереження після його виготовлення, розробки теплових схем підприємств. Експертиза з енергозбереження здійснюється також шляхом аналізу норм споживання паливо – енергетичних ресурсів за видами продукції. Кожне підприємство та організація з річним споживанням умовного палива понад 1000 т або з установленою електричною потужністю понад 100 кВт, має розробити “Енергетичний паспорт підприємства” і 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. Згідно з [4], устаткування, яке використовує паливо, підлягає режимному теплотехнічному налагоджуванню. До комплексу налагоджувальних робіт входять:

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

Кінцевим результатом здійснення налагоджувальних робіт є визначення оптимальних умов, мінімально можливих витрат палива і викидів шкідливих речовин в атмосферу, що не перевищують установлених норм. Налагоджувальні роботи та інвентаризація шкідливих викидів здійснюється спеціалізованими налагоджувальними організаціями та службами підприємств незалежно від їх підпорядкованості та форми власності. Періодичність атестації працівників налагоджувальних організацій – один раз на три роки.

Дозвіл Держнаглядоохорони праці спеціалізованим налагоджувальним організаціям на виконання відповідних робіт видається за умови наявності висновків Держінспекції з енергозбереження Міністерства екологічної безпеки і ліцензії на вид діяльності від головних або регіональних центрів з ліцензування, органів у справах містобудування і архітектури.

2 Пуск і зупинка промислових парогенераторів

Пуски і зупинки парогенераторів супроводжуються значними змінами напруг в їх елементах, що зумовлені діями теплових деформацій. Додаткові напруги можуть досягати небезпечних значень. Тому пуск і зупинка парогенераторів є найбільш відповідальними періодами під час їх експлуатації. Вони потребують чіткого знання і виконання послідовного ряду операцій, які забезпечують надійну і безпечну роботу парогенератора.

2.1 Пуск парогенераторів

Розрізняють пуски із холодного (після тривалої зупинки) і з гарячого

(після короткочасної зупинки) станів. Перед пуском здійснюється детальний огляд парогенератора. Огляд топки і газоходів має переконати, що вони перебувають в справному стані. Перевіряється справність поверхонь нагріву, обмурівки, пальників, вибухових і запобіжних клапанів, допоміжних механізмів (вентиляторів, димососів, парової та водяної арматури, контрольно – вимірювальних приладів, елементів дистанційного і автоматичного управління). Тільки за умови справності всього агрегату дозволяється розпочати підготовчі операції до пуску парогенератора.

2.1.1 Заповнення барабана водою

Барабан парогенератора заповнюється гарячою водою з деаераторного бака до нижньої позначки. Товсті стінки барабана прогриваються дуже повільно. При цьому внутрішні шари металу нагріваються швидше, ніж зовнішні. Різниця температур в стінці (рис 2.1), може бути визначена за формулою, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{\text{ст}} = \frac{0,5 \cdot W_t \cdot x^2}{a}, \quad (2.1)$$

де $W_t = dt/d\tau$ - швидкість збільшення температури, яку також називають швидкістю розпалювання; a – коефіцієнт температуропровідності металу; x – поперечна координата.

Згідно з (2.1) температура в стінці барабана змінюється за законом квадратичної параболи. Різниця температур між внутрішньою і зовнішньою поверхнями стінки пропорційна швидкості зміни температури води в барабані:

$$\Delta t_{\text{max}} = \frac{0,5 \cdot W_t \cdot \delta^2}{a}, \quad (2.2),$$

де δ -товщина стінки барабана

Нерівномірний прогрів барабана, в разі його швидкого заповнення гарячою водою, зумовлює небезпечні температурні напруги всередині стінок барабана. Більш нагріті шари металу намагаються розширитись, в той же час як менш нагріті перешкоджають цьому розширенню. В результаті у

внутрішніх шарах стінки барабана виникають напруги стиску, а в зовнішніх – напруги розтягу.

Для орієнтовних розрахунків, температурні напруги на поверхнях стінки барабана можна обчислити за формулами:

$$\sigma_{\text{вн}} = -\frac{2}{3} \cdot \beta \cdot E \cdot \Delta t_{\text{max}}; (x = \delta), \quad (2.3)$$

$$\sigma_{\text{зн}} = \frac{1}{3} \cdot \beta \cdot E \cdot \Delta t_{\text{max}}; (x = 0), \quad (2.4)$$

де β - коефіцієнт термічного розширення металу (для сталі $\beta=12 \cdot 10^{-6}$), мм/(мм·град); E – модуль пружності металу, який для сталі дорівнює $2,2 \cdot 10^{10}$ Н/м².

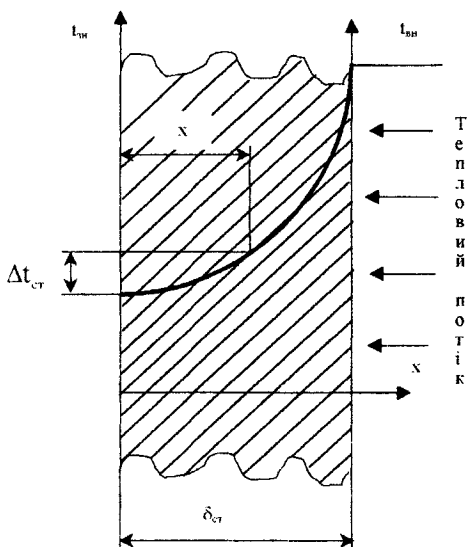


Рисунок 1 - Схема зміни температури в стінці барабана

Із наведених формул видно, що напруги біля внутрішньої поверхні стінки (напруги стиску) вдвічі перевищують напруги розтягу біля зовнішньої стінки барабана.

Кінці екранних (парогенеруючих) труб, які завальцьовані в стінці барабана, в процесі заповнення останнього гарячою водою, прогріваються

значно швидше, ніж його стінки. Внаслідок цього в металі виникають термічні напруги стиску. Різниця між розширенням труби і трубного отвору визначається за формулою, мм

$$\Delta l = \beta \cdot d_{\text{н}} (t_{\text{т}} - t_{\text{б}}), \quad (2.5)$$

де $d_{\text{н}}$ - зовнішній діаметр труби, мм; $t_{\text{т}}$ і $t_{\text{б}}$ – температура (середня) труби і барабана, відповідно.

Додаткова напруга стиску в закріпленому кінці труби дорівнюватиме:

$$\sigma_{\Delta} = \frac{-\Delta l \cdot E}{d_{\text{н}}}, \quad (2.6)$$

Для запобігання підвищених напруг, які зумовлюють руйнування з'єднувань труб з барабаном, за правилами технічної експлуатації (ПТЕ) температура гарячої води на вході в барабан не повинна перевищувати 90⁰С. На практиці вода із деаератора з температурою 102-104⁰С охолоджується в живильних трубопроводах.

В початковий період заповнення барабана рекомендується здійснювати з малими витратами гарячої води з тим, щоб температура її після холодного економайзера не перевищувала 60-70⁰С. Тривалість заповнення барабана водою за рекомендаціями ПТЕ має складати не менш як 1-1.5 год. За умови низьких початкових температур металу (наприклад, пуск в зимовий період) температура води на вході в барабан взагалі не повинна перевищувати 60⁰С.

2.1.2 Прогрів барабана і парогенеруючих поверхонь нагріву

Після заповнення водою барабана розпочинають розпалювання парогенератора. В першу чергу здійснюють вентиляцію топкової камери і газоходів. Для цього включають димососи і вентилятори та вентилюють газовий тракт протягом 10-15 хвилин. Далі, за допомогою факела запалюють розпалювальні пальники і починають прогрів поверхонь парогенератора.

В початковий період розпалювання спостерігається нерівномірний

прогрів стінок барабана. Стінки його верхньої частини (з боку парового об'єму) прогріваються більш інтенсивно, ніж стінки нижньої частини (з боку водяного об'єму), оскільки коефіцієнт тепловіддачі за умови конденсації пари на стінках барабана в 3-4 рази перевищує коефіцієнт тепловіддачі від води. Різниця між температурами стінок верхньої та нижньої частин барабана може сягати від 50°C (в початковий період прогріву) до $5-10^{\circ}\text{C}$ (в кінці прогріву). В наслідок цієї різниці температур барабан може деформуватись в формі вигину (рис. 2.2), а його стінки зазнають додаткових напруг.

Розрахунок цих напруг в барабанах ще достатньо не досліджений та складний, тому тут не наводиться. Деформації вигину барабана виникають тільки в період неусталеного стану.

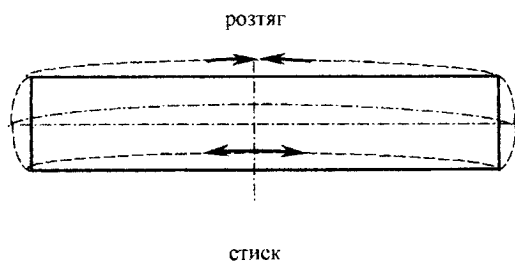


Рисунок 2.2 - Схема деформації барабана, внаслідок різниці температур між верхньою і нижньою частинами

В парогенераторах з природною циркуляцією, нерівномірний прогрів і деформація виникають також в екранних трубах і колекторах. Це зв'язано як з неоднаковим теплосприйманням поверхонь, так і з неоднаковою інтенсивністю циркуляції води в них. Нижні колектори екранів опускаються внаслідок розширення труб і дії тиску води в трубах. Тому для фронтних і задніх екранів опускання нижніх колекторів обмежується за допомогою нерухомих опор. Для бокових екранів, які мають меншу кривину труб, опускання нижніх колекторів не обмежується.

Контроль рівномірності прогріву екранів здійснюється за величиною подовження труб, тобто за величиною опускання нижніх колекторів (показанням реперів). Слід зауважити, що величина зміщення реперів залежить від конструктивних особливостей екранів і не завжди збігається з розрахунковою. Крім того, каркас парогенератора в процесі нагрівання подовжується вгору, підіймаючи барабан і екранні труби, що приводить до зменшення видимого опускання нижніх колекторів.

Нерівномірний нагрів окремих екранних контурів обмежує швидкість розпалювання парогенераторів. Циркуляція води в поверхнях нагріву сприяє їх рівномірному прогріву. З цією метою застосовують різні способи: симетричне розпалювання пальників по периметру топки, робота з максимальною кількістю пальників, але з меншою продуктивністю кожного, продувка нижніх колекторів, інші.

2.1.3 Прогрів і захист пароперегрівників

Під час розпалювання парогенераторів витрата теплоти на пароутворення відносно мала, оскільки більша її частка витрачається на підігрів води і металевих конструкцій. Незважаючи на те, що теплосприймання поверхонь нагріву пароперегрівника набагато менше, ніж для номінального режиму роботи, темп зростання перегріву пари значно випереджає темп зростання тиску, внаслідок малої витрати пари. Але, чим більше зростає тиск, тим більше зростає перегрів пари.

Орієнтовну температуру металу труб пароперегрівника можна визначити із співвідношення:

$$t_{\text{гр}} = t_{\text{м}} \frac{\alpha_1}{(\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\vartheta'_{\text{м}} - t_{\text{м}})}, \quad (2.7)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби і від стінки труби до пари, відповідно; $\vartheta'_{\text{м}}$ – температура газів на вході в пароперегрівник; $t_{\text{м}}$ – температура перегрітої пари.

Для стаціонарного режиму роботи парогенераторів, величина α_1 змі-

нюються, як правило, в межах 70-90 Вт/(м²·К), а величина α_2 – в межах 1700-3500 Вт/(м²·К). Тому значення $\alpha_1/(\alpha_1+\alpha_2)$ складає від 0,02 до 0,05. Якщо, наприклад, прийняти $\vartheta'_{\text{м}}=1000^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{м}}=400^{\circ}\text{C}$, то різниця температур в (2.7) дорівнюватиме, $^{\circ}\text{C}$: $\Theta = t_{\text{гп}} - t_{\text{м}} = (0,02-0,05)(1000-400)=12-30$.

Отже, різниця між температурою металу труби і перегрітою парою порівняно мала. Тому на практиці контроль за температурою матеріалу труб пароперегрівників здійснюється за температурою перегрітої пари.

Інша картина спостерігається під час пуску парогенератора. В процесі розпалювання, температура продуктів згорання підвищується пропорційно тепловому навантаженню топки, яке зростає з підвищенням тиску. Труби пароперегрівника інтенсивно обігріваються, а температура металу труб швидко зростає, зумовлюючи зростання різниці температур Θ . Тому для запобігання перепалу труб через останні здійснюють пропуск пари, який називається продувкою. Початкову величину продувки приймають рівною біля 10% від номінальної паровидатності, поступово збільшуючи її до 15%. Швидкість пари в трубах при цьому не перебільшує 3 м/с, що сприяє нерівномірному розподілу пари між трубами. Це, в свою чергу, спричиняє нерівномірність обігріву труб і збільшення різниці Θ в окремих трубах. Тому контроль температур по ширині пароперегрівника набуває важливого значення. Найбільш поширеним засобом захисту пароперегрівника є охолодження продувкою власною парою (рис. 2.3). Його недоліками є втрати теплоти і конденсату, які для парогенераторів значної потужності та частих пусках можуть досягати суттєвих значень. Складність використання продувки полягає ще і в тому, що під час пуску параметри пари постійно змінюються, в той час як можливим споживачам пари потрібна пара зі сталим тиском і сталою температурою. На початку підйому тиску в процесі пуску парогенератора втрата пари малого тиску, а, отже, і теплоти пари, неминуча. Але після досягнення певного тиску за допомогою редукційно-охолодної установки (РОУ) або розширника пари, можна постачати

споживачам пару зі сталими параметрами, що дає змогу використовувати теплоту продувки пароперегрівників (рис. 2.3), де позначено:

1-останній ступінь пароперегрівника; 2-вентилі для регулювання величини продувки; 3-манометр; 4-збірний колектор; 5-РОУ; 6-теплообмінник; 7-конденсатор турбіни; 8-конденсатний насос.

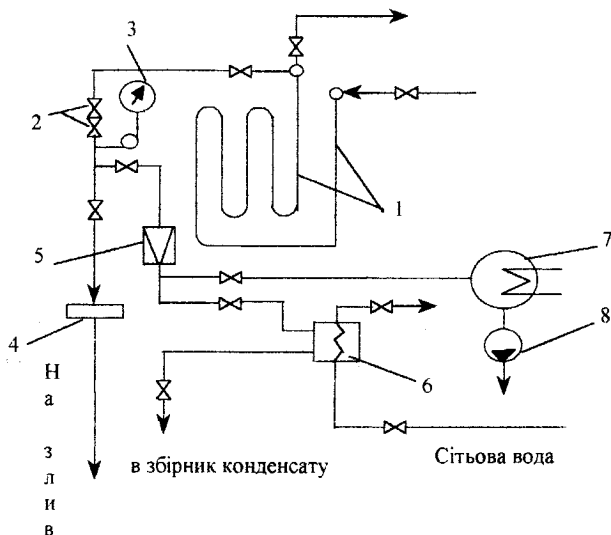


Рисунок 2.3 - Схема продувки пароперегрівника

Іншим засобом охолодження пароперегрівника є попереднє заповнення його живильною водою або конденсатом. Такі схеми використовують, як правило, для горизонтальних пароперегрівників, які допускають застосування дренажних пристроїв в нижніх точках. Це дозволяє більш надійно захищати труби пароперегрівника від високих температур, прискорити процес пуску і зменшити втрати з продувкою.

Пароперегрівники з вертикальними змійовиками конструктивно не допускають дренажних пристроїв, тому за ПТЕ для них не дозволяється застосування цього способу. Однак, у вертикальних пароперегрівниках під час зупинки парогенераторів конденсується пара, яка заповнює приблизно половину внутрішнього об'єму змійовиків. Під час розпалювання цей кон-

денсат зумовлює виникнення в трубах водяних пробок, які можуть спричинити в деяких випадках аварійні пошкодження.

Гідравлічний опір водяних пробок в змійовиках пароперегрівника дорівнює сумі напорів - стовпчиків води в усіх петлях пароперегрівника (рис. 2.4), $\text{H}/\text{м}^2$

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \rho g h_i = \rho g \sum_{i=1}^n h_i, \quad (2.8)$$

де ρ - густина води; g - прискорення земного тяжіння.

Для подолання цього опору і видалення води з труб пароперегрівника, необхідно забезпечити відповідний перепад тиску, який має подолати потік пари зі швидкістю W .

Необхідна швидкість пари може бути обчислена із сумісного розв'язання рівнянь (2.8) і (2.9):

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{l}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi_{\text{л}} \right) \cdot \rho \frac{W^2}{2}, \quad (2.9)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного опору по довжині труби;

$d_{\text{вн}}$ - внутрішній діаметр трубки;

$\sum \xi$ - сумарний коефіцієнт місцевих втрат.

Якщо швидкість пари в початковий момент пуску недостатня для подолання гідравлічного опору за (2.8), ділянки змійовиків, які вільні від води, перегріваються через відсутність потоку пари. Для захисту радіаційних і напіврадіаційних (ширмових) пароперегрівників, що розташовані у верхній частині топкової камери, в більшості випадках використовують

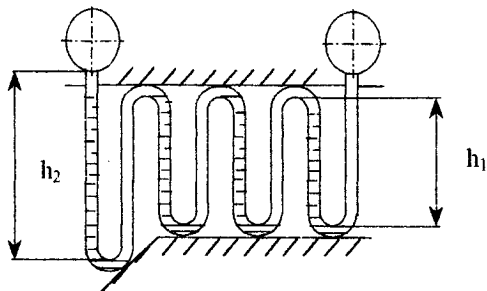


Рисунок 2.4 - Схема утворення водяних пробок в пароперегрівнику

продувку власною парою. Радіаційні пароперегрівники, які розташовані по всій висоті топки, мають дренаж нижніх точок і перед розпалюванням заливуються водою. Підйом тиску здійснюється повільно, а з досягненням тиску 3 МПа, здійснюється дренавання радіаційного пароперегрівника, після чого переходять до продування власною парою. Тривалість продувки пароперегрівників парою складає 1-1,5 год.

Для охолодження радіаційних пароперегрівників в період пуску можна застосовувати попередній підігрів та частковий підйом тиску парою від стороннього джерела. У цьому разі пару з тиском 1,2-2 МПа подають в екранну систему парогенератора до початку розпалювання. Підігриваючи воду, піднімають тиск і починають продування пароперегрівника власною парою. Тільки після цього розпалюють мазутні форсунки або газові пальники. Такий метод розпалювання має ряд переваг, але потребує додаткового устаткування і джерела пари.

2.1.4 Прогрів і охолодження водяного економайзера

Сучасні парогенератори мають змійовикові сталеві економайзери киплячого типу з великою кількістю паралельно включених витків і висхідним рухом води. За умови достатньої швидкості води в трубах теплова нерівномірність в економайзерах некиплячого типу мала і це допускає велику гідравлічну нерівномірність без особливої небезпеки в роботі.

В економайзерах киплячого типу лише в разі значних паровмістів ($x \geq 0,6$) виникає суттєва теплова і гідравлічна розвірка, яка порушує надійність роботи. В процесі розпалювання парогенератора, коли надійність охолодження недостатня, у вихідних ділянках труб економайзера утворюватиметься перегріта пара, що сприяє надмірному перегріву труб, тим більше, що живлення парогенератора здійснюється періодично. В цей період виникають пульсації температури води, які спричиняють шкідливий вплив на міцність зварних з'єднань економайзерних труб.

Для захисту економайзерів від перегріву на практиці набули поширення

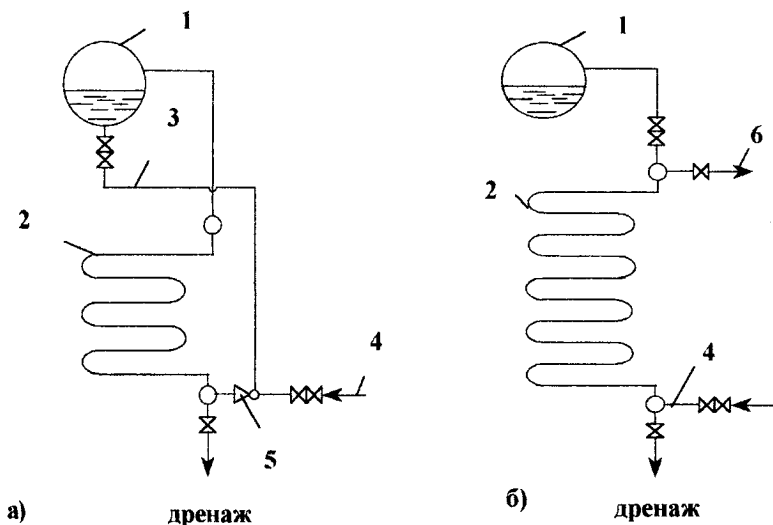


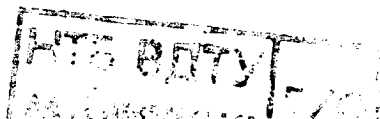
Рисунок 2.5 - Схеми охолодження труб економайзера в період розпалювання

а) схема з водострумним ежектором; б) схема з безперервним прокачуванням живильної води; 1-барaban; 2-економайзер; 3-лінія рециркуляції; 4-живильний трубопровід; 5-водострумний ежектор; 6-лінія повернення живильної води в деаератор

дві схеми (рис. 2.5). Установка водострумного ежектора перед нижнім колектором економайзера на лінії живлення помітно підвищує напір в циркуляційному контурі, збільшуючи швидкість води і кратність циркуляції, що забезпечує рівномірність підвищення температури води і усуває температурні пульсації. Схема живлення парогенератора з безперервним прокачуванням води через економайзер в деаератор застосовується на агрегатах середньої та великої потужності.

2.2 Тривалість розпалювання парогенератора

Тривалість розпалювання залежить від початкового стану парогенератора (холодний чи гарячий резерв), конструкції (зокрема тип обмурівки, міра екранування, інше), параметрів пари, способів прогріву і охолодження



поверхонь тощо. Тому норми тривалості розпалювання установлюються індивідуально для кожного парогенератора.

На підставі ПТЕ середня тривалість розпалювання із холодного стану для барабанних парогенераторів середнього тиску ($P \leq 9$ МПа) складає 2 – 4 год, а для парогенераторів з $P > 9$ МПа, 4 – 5 год. Тривалість розпалювання із гарячого резерву скорочується в залежності від температурного стану перед розпалюванням.

Перелічені норми виходять з того, що швидкість розпалювання має бути в межах 1-1,5 град./хв. Для забезпечення рівномірного розширення барабана і окремих поверхонь нагріву, початкова стадія розпалювання здійснюється з меншою швидкістю, яка надалі підвищується (рис. 2.6, суцільна лінія 1).

Швидкості розпалювання, які застосовуються згідно з ПТЕ, мають резерви, що дозволяють скоротити тривалість розпалювання в умовах пікових режимів роботи електростанцій. Прискорення розпалювання потребує інтенсифікації роботи топкового об'єму за рахунок кращого заповнення топки факелом. Зі збільшенням теплосприймання зростає інтенсивність пароутворення у випарних трубах, що підсилює циркуляцію води і поліпшує тим самим умови охолодження. Зростання паровидатності під час прискореного розпалювання забезпечує захист пароперегрівників за рахунок збільшення частки продувки. При цьому поліпшуються умови роботи водяних економайзерів завдяки збільшенню пропуску води в трубах. Отже, є всі необхідні підстави для прискорення процесу розпалювання без зниження надійності роботи парогенератора. На рис. 2.6 (штрихова лінія 2) для прикладу показаний графік прискореного розпалювання.

Досвідом експлуатації підтверджено, що з підвищенням швидкості розпалювання усувається нерівномірність прогріву елементів парогенератора, а сам процес стає більш раціональним, оскільки зменшуються втрати теплоти з продувкою та живильної води. Але здійснення швидких розпа-

лювань потребує від обслуговуючого персоналу більшої оперативності. Крім того, парогенератор має бути оснащений додатковими вимірювальними приладами, зокрема показчиками швидкості розпалювання, індикатором теплового навантаження топки (температура газів за фестоном), показчиками різниці температур в стінках барабана.

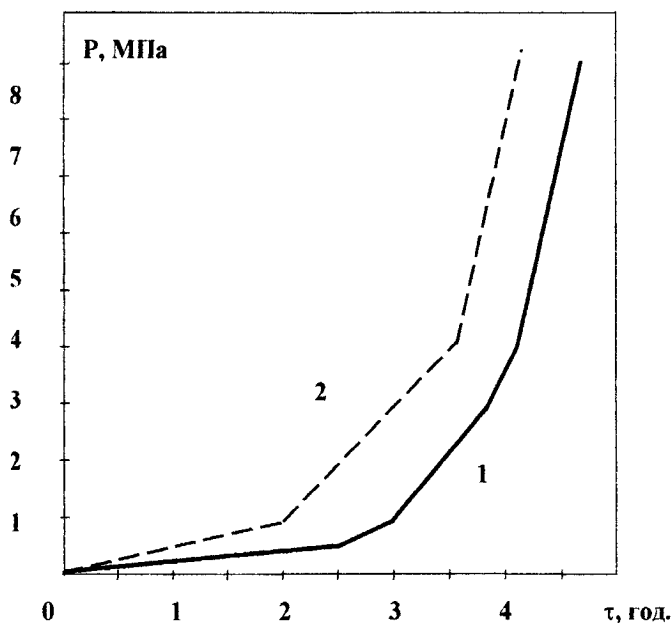


Рисунок 2.6 - Графік підйому тиску під час розпалювання барабанного парогенератора

2.3 Прогрів паропроводу від парогенератора до магістралі

Прогрів з'єднувального паропроводу від парогенератора до головної парової магістралі є складовою частиною комплексу пускових операцій перед включенням парогенератора в роботу. Підйом тиску і температури в паропроводі має здійснюватись рівномірно, щоб уникнути надмірних внутрішніх напруг в металі від неоднакових температурних розширень і небезпечних затиснень.

Паропроводи характеризуються двома особливостями: великою довжиною і складною конфігурацією; значною різницею по товщині окремих деталей (труб, фланців, арматури). Пара, яка надходить в холодний паропровід, спочатку повністю конденсується і дренується. З прогрівом металу конденсація зменшується. Коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до внутрішньої стінки труби має високе значення. Тому внутрішні шари металу прогріваються швидше, ніж зовнішні, внаслідок чого виникає різниця температур і додаткові внутрішні напруги (див. п. 2.1.2 і рис. 2.1). Крім того, на різницю температур впливає теплова ізоляція паропровода, яка зменшує теплообмін випромінюванням.

Інакше відбувається прогрів фланців, які мають значну товщину. Тривалість їх прогріву значно відстає від тривалості прогріву труб. Ще повільніше відбувається прогрів з'єднувальних шпильок. В місцях зварки труби до фланця або до арматури, виникають внутрішні напруги, які за умови швидкого прогріву можуть викликати тріщини біля коміра фланця. За нормами ПТЕ рекомендується прогрів паропроводів здійснювати зі швидкістю 1-1,5 град/хв. Наприклад, тривалість прогріву паропровода з робочою температурою пари 500°C складає 5-6 год. Паропроводи із перлітної сталі допускають швидкість прогріву до 5 град/хв.

Повздовжні деформації паропроводів в процесі прогріву сприймаються компенсаторами або зміщенням труб за рахунок самокомпенсації. При цьому зусилля, які виникають, передаються опорам і підвіскам. Величину подовження контролюють за допомогою покажчиків (реперів).

Прогрів паропроводів здійснюється двома способами: парою з боку пускового парогенератора або парою з боку головної парової магістралі. Перший спосіб застосовують тоді, коли в головному паропроводі ще немає тиску. В цьому випадку відкриваються головна парова засувка парогенератора і дренаж біля магістральної засувки або біля засувки перед турбіною. Прогрів паропроводу здійснюється одночасно з розпалюванням парогене-

ратора, що дозволяє скоротити тривалість прогріву і зменшити втрати від продувки паропроводу.

Згідно з іншим способом, прогрів з'єднувального паропроводу здійснюється порою з магістрального паропроводу, за умови, що парова засувка парогенератора закрита. Для цього відкривається байпас магістральної засувки і дренаж з'єднувального паропроводу.

Прогрів паропроводу може супроводжуватись гідравлічними ударами, якщо дренування конденсату здійснюється недостатньо або в ньому утворюються парові пробки, внаслідок недотримання уклону. Згідно з ПТЕ рекомендується підключення парогенератора здійснювати тоді, коли тиск в з'єднувальному паропроводі трохи менший за тиск в магістральному паропроводі, щоб запобігти зниженню температури пари біля турбіни.

2.4 Блочний пуск парогенератора і турбіни

Тривалість прогріву і пуску турбіни значно перевищує тривалість розпалювання парогенератора. Тому для блочного компонування (парогенератор – турбіна) послідовний пуск вимагає роботу парогенератора з невеликими витратами пари досить тривалий час, що зумовлює значні втрати теплоти і конденсату. Перевага сумішеного (паралельного) пуску блока впливає з того, що пара, послідовно проходячи всі ділянки, прогриває їх одночасно з підвищенням тиску і температури. За умови низьких параметрів, великі питомі об'єми пари зумовлюють значні швидкості потоку, що сприяє поступовому і рівномірному прогріву всіх ланок блока парогенератор – турбіна. При цьому максимальні різниці температур в барабані парогенератора, паропроводі та в турбіні виявляються меншими, ніж для послідовного пуску, оскільки мають місце відносно невеликі параметри, тобто коли міцнісні характеристики металу значно вище розрахункових. Тому на початкових стадіях пуску можна значно збільшити швидкість прогріву.

За умови послідовного пуску, пара в трубопроводі перед турбіною має номінальні робочі параметри, а на вході в турбіну дроселюється, але зали-

шається перегрітою. Коефіцієнт тепловіддачі від перегрітої пари до стінок металу, як відомо, значно менший, ніж від насиченої. Це змушує здійснювати прогрів турбіни надто повільно, тобто з малими швидкостями пари, що, в свою чергу, зменшує коефіцієнт тепловіддачі і збільшує тривалість прогріву. Однак і в цьому разі хвостові східці турбіни перегріваються, оскільки пара не виконує роботу. Для охолодження корпусу турбіни доводиться навіть вприскувати воду у вихлопну горловину турбіни.

Зовсім інша картина спостерігається у випадку блочного пуску. Пропуск великих об'ємів пари низьких параметрів зумовлює рівномірний прогрів турбіни, яка обертається, виконуючи роботу. Після досягнення номінальної кількості обертів, турбогенератор підключається до електромережі, а збільшення його навантаження здійснюється одночасно з підвищенням параметрів пари. Такий метод пуску називається пуском на ковзних параметрах.

Для блочного пуску режим розпалювання парогенератора цілком залежить від режиму прогріву турбіни. Принципова пускова схема блока показана на рис. 2.7. В цій схемі не потрібні поперечні зв'язки з іншими блоками окрім пускового паропроводу. Перед розпалюванням парогенератора здійснюють всі підготовчі операції, які необхідні для блочного пуску турбіни (включаються: електродвигун валообертального пристрою турбіни, циркуляційний, конденсатний і турбомасляний насоси, відкриваються всі парові засувки, стопорні та клапани регулювання; від зовнішнього джерела пари із пускового паропроводу заживлюються ежектори і ущільнення турбіни; створюється вакуум в конденсаторі турбіни).

Лише після цього розпочинають розпалювання парогенератора в тій послідовності, яка викладена вище (див. п.п. 2.1.1-2.1.4). При цьому видалення повітря з трубної системи парогенератора не потребується, оскільки воно відсмоктується за рахунок вакууму, що утворений в конденсаторі турбіни.

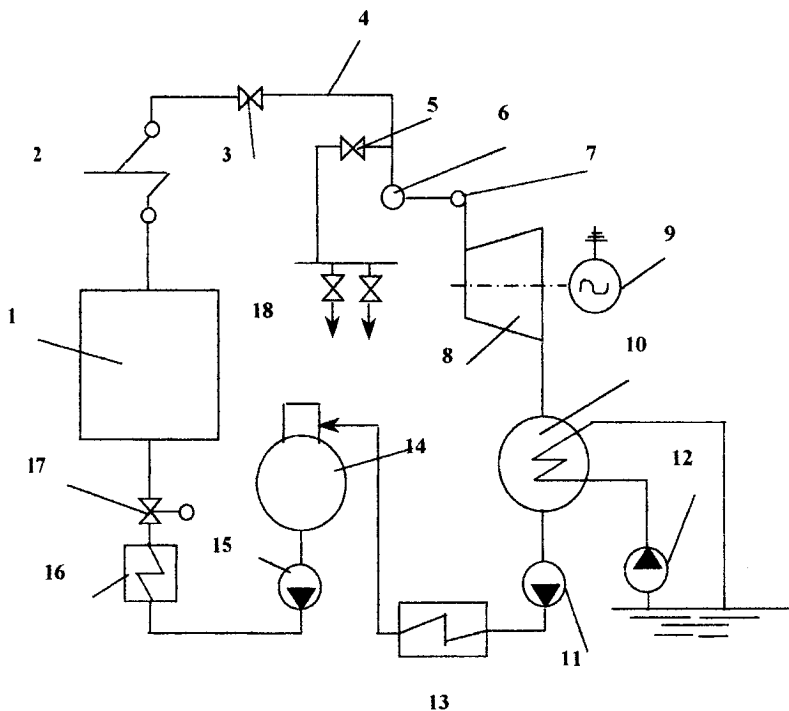


Рисунок 2.7 - Принципова пускова схема блока
 1-парогенератор; 2-пароперегрівник; 3-головна парова засувка; 4-паропровід;
 5-з'єднувальний паропровід; 6-стопорний клапан; 7- клапан регулювання;
 8-парова турбіна; 9- електрогенератор; 10-конденсатор; 11-конденсатний насос;
 12-циркуляційний насос; 13-регенеративний підігрівник (РП) низького тиску;
 14-деаератор; 15-живильний насос; 16-РП високого тиску; 17-регульовальний живильний клапан;
 18-пусковий паропровід електростанції

Блочний пуск доцільно здійснювати з автоматичним живленням. В початковий період розпалювання (до тиску 1 МПа) можна використовувати конденсатний насос, з'єднавши його перемичкою з живильною магістраллю. З підвищенням тиску води закривають зворотний клапан до конденсатного насоса, а живлення здійснюють від живильного насоса. Тривалість пуску блока до повного його завантаження складає 4-4,5 год.

2.5 Зупинка і розхолодження парогенератора

Розрізняють три види зупинок парогенератора, які визначають режимами розхолодження:

- нормальна зупинка в “гарячий” резерв;
- нормальна зупинка в “холодний” резерв;
- аварійна зупинка.

У першому випадку намагаються акумулювати теплоту, яка накопичена в парогенераторі, а останній не розхолоджують, дотримуючись правил безпечного (повільного) охолодження устаткування. Аварійні зупинки парогенератора викликані пошкодженням поверхонь нагріву і необхідністю їх термінового ремонту. В цьому разі, як правило, застосовується прискорене розхолодження. Якщо є можливість залишити воду, то обмежуються частковим розхолодженням. Парогенератори, пароперегрівники або паропроводи, які виготовлені із аустенітної сталі, не допускають швидких знижень температури металу, щоб уникнути утворення тріщин. В таких випадках швидке розхолодження забороняється.

Нормальні зупинки парогенераторів здійснюються з попереднім зниженням навантаження, передаючи його на інші агрегати. Для блочної компоновки парогенератора і турбіни найбільш доцільними є нормальні зупинки на ковзних параметрах, які здійснюються так само, як і для пуску, але в зворотній послідовності (див. п.2.4). Ковзний режим зупинки дозволяє значно скоротити тривалість розхолодження турбіни і сприяє рівномірному охолодженню всіх її вузлів.

Охолодження парогенератора відбувається, в основному, за рахунок конвективного теплообміну між поверхнями нагріву і повітрям, яке внаслідок нещільностей проникає в газоходи через виникнення в них самотяги. Випарні поверхні нагріву і вода, яка міститься в них, охолоджуються порівняно швидко. Процес охолодження барабана здійснюється переважно за рахунок циркуляції води, оскільки втрати теплоти ізольованим барабаном

в навколишнє середовище малі. Природна циркуляція в контурах під впливом пароутворення припиняється, але в них виникає зворотна (перекинута) циркуляція за рахунок неоднакової густини води: в екранних трубах вода охолоджується швидше, ніж в опускних. На інтенсивність руху води в циркуляційних контурах впливають конструктивні фактори.

Нижня частина барабана, в якій перебуває вода, нагріта майже до температури насичення. Верхня частина, яка контактує з парою охолоджується значно повільніше, оскільки, як вже відзначалось, тепловіддача від стінок до пари менше, ніж до води. Температурна нерівномірність між цими частинами, як і під час розпалювання, досягає 50°C і більше. В початковий період після зупинки і від'єднання парогенератора від парових магистралей, в барабані короточасно підвищується тиск пари за рахунок акумуляції теплоти в обмурівці. Температура труб пароперегрівника також підвищується і може сягати недопустимої величини. Тому на деякий час (30-45 хв) здійснюється продування пароперегрівника через РОУ. В подальшому процесі розхолодження пароперегрівник зазнає інтенсивного вентиляційного охолодження внаслідок значної поверхні нагріву. В зміювиках пароперегрівниках інтенсивно конденсується пара, яка надходить з барабана. Якщо пара містить вуглекислоту, то це може викликати інтенсивну корозію труб.

Істотно на процес розхолодження впливає подача живильної води. Оскільки температура підживної води нижча за температуру котлової води, то більша витрата сприяє більш швидкому охолодженню. Труби економайзера в початковий період після зупинки парогенератора можуть перегріватись внаслідок зменшення або припинення живлення і теплосприймання від обмурівки. Для запобігання різкого підвищення температури труб економайзера, застосовують прокачку живильної води через економайзер.

Тривалість розхолодження парогенератора залежить від його габаритів

і конструктивних особливостей, зокрема від типу обмурівки. За ПТЕ нормальна тривалість розхолодження парогенераторів малої та середньої потужності складає близько 24 год, а високого тиску – 36 год. В період перших 4-6 год. парогенератор остигає за умови мінімальної продувки і підживлення. При цьому двері, люки і заслінки повністю закриті. В подальшому допускається відкриття деяких люків для вентиляції топки і газоходів, здійснюється продування і підживлення до нормального рівня води в барабані.

Застосування швидкого розхолодження допускається лише у випадках аварійної зупинки парогенератора. Воно здійснюється шляхом інтенсивної вентиляції поверхонь нагріву, підсиленого продування і підживлення. Це сприяє різким змінам теплового стану парогенератора і небезпечним температурним деформаціям. Для аварійної зупинки допускається пуск димососа для вентиляції парогенератора після 8-10 год від початку розхолодження, а також більш підсилене продування і підживлення.

2.6 Теплові втрати під час пуску і зупинки парогенератора

Процес розпалювання полягає в накопиченні парогенератором такої теплової потужності, яка є достатньою для вироблення і відпуску заданої витрати пари певних параметрів. Парогенератор з нагрівом акумулює теплоту в елементах конструкції, а також у воді за рахунок теплоти палива. Процес накопичення теплоти йде поступово до усталеного теплового стану. Теплової рівноваги в першу чергу досягають металеві конструкції, що перебувають під тиском (барабан, труби і вода в них). Вони набувають усталеної температури після завершення розпалювання, коли параметри пари дорівнюють паспортним значенням. Ряд інших елементів (каркас, повітропідігрівник, гарнітура топки, обмурівка) продовжують нагріватись і акумулювати теплоту значно довше.

Оскільки теплоту, яка акумулюється, на практиці визначити дуже важко, її відносять до теплових втрат на неусталений режим. До цих втрат

відносять також теплоту, яка акумулюється за період пуску парогенератора. Досліди показують, що усталений тепловий стан всього парогенератора настає лише після 2-3 діб роботи після розпалювання. Процес неусталеного стану зв'язаний з необоротними тепловими втратами. Топкові втрати від хімічної Q_3 і механічної Q_4 неповноти згорання палива залежать від характеру процесу розпалювання і можуть бути вище нормативних. Втрати теплоти з відхідними газами Q_2 і в навколишнє середовище Q_5 під час пуску менше номінальних (для номінального навантаження). Крім того, процес пуску супроводжується специфічними втратами теплоти. Це втрата з продувкою пароперегрівника $Q_{пр}$. Таким чином, в процесі пуску витрачається теплота

$$Q=Q_{ак}+Q_{пр}=Q_{ак}+(Q_2+Q_3+Q_4+Q_5+Q_{пр}), \quad (2.10)$$

де $Q_{ак}$ – теплота теплової акумуляції

Дослідження виявили, що для усталеного стану і номінального навантаження теплота акумуляції складає близько 50% від необхідної теплової потужності парогенератора. В період зупинки до повного розхолодження парогенератор втрачає не тільки всю теплоту акумуляції, але має додаткові втрати на продування. На рис. 2.8 і 2.9 для прикладу показані графіки зміни теплоти акумуляції в періоди розпалювання і розхолодження відповідно.

Теплові втрати на зупинку і розпалювання парогенератора несуттєві, коли він працює без частих зупинок. Загальні теплові втрати збільшуються зі збільшенням простоїв парогенератора в “гарячому” резерві. Використання теплоти акумуляції може досягатись шляхом виробки пари низьких параметрів за допомогою РОУ в період розхолодження парогенератора.

Ретельна “закупорка” парогенератора в період зупинки зменшує теплові втрати, хоча і збільшує тривалість зупинки. Наступне розпалювання і включення парогенератора в роботу зменшують витрату палива завдяки збереженню теплоти акумуляції. Використання теплоти акумуляції на ене-

ргоблці із застосуванням пуску і зупинки на ковзних параметрах значно зменшує теплові втрати і скорочує втрати від простоїв в “гарячому” резерві.

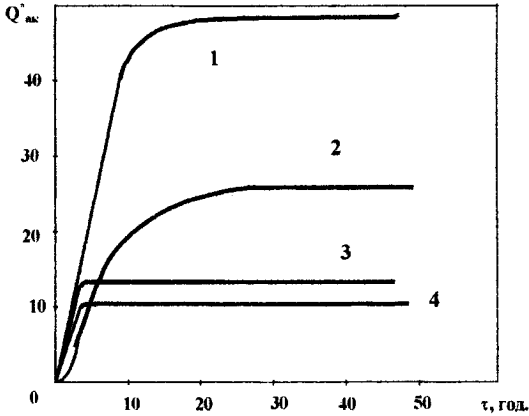


Рисунок 2.8 - Графік акумуляції теплоти під час розпалювання парогенератора: 1-загальна теплота акумуляції; 2-теплота в обмурівці та ізоляції; 3-теплота в барабані та трубній системі; 4-теплота води;

$$Q_{ак}^* = (Q_{ак} / Q_{ном}) \cdot 100\%.$$

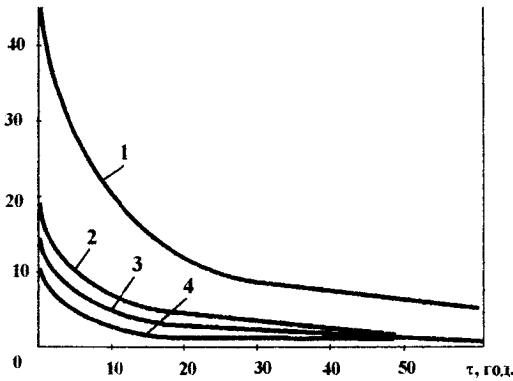


Рисунок. 2.9 - Графік зміни теплоти акумуляції під час розходження парогенератора. (Позначення див. на рис. 2.8)

2.7 Приклади

Приклад 2.7.1

Визначити механічні напруги в стінці сталюого барабана із зовнішнім діаметром 1300 мм і товщиною стінки 120 мм, а також температурні напруги, що виникають на стінках барабана під час розпалювання, якщо робочий тиск в барабані 7 МПа, середня швидкість розпалювання 1,25 град/хв, коефіцієнт температуропровідності металу $11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Розв'язування

Механічна напруга в стінці барабана, як відомо, [5,10] визначається за формулою, МПа:

$$\sigma_{\text{м}} = (P \cdot D_{\text{вн}}) / (200 \cdot \delta) = P \cdot (D_{\text{зн}} - 2\delta) / (200 \cdot \delta) = 70(1300 - 2 \cdot 120) / (200 \cdot 120) = 3,09$$

Секундна швидкість розпалювання, град/с

$$W = 1,25 / 60 = 2,08 \cdot 10^{-2}$$

Максимальна різниця температур між стінками барабана за (2.2), °C

$$\Delta t_{\text{max}} = 0,5 \cdot W \cdot \delta^2 / a = 0,5 \cdot 2,08 \cdot 10^{-2} \cdot 0,2^2 / (11 \cdot 10^{-6}) = 13,6$$

Напруга стиску на внутрішній стінці барабана за (2.3), МПа

$$\sigma_{\text{вн}} = -2/3 \cdot \beta \cdot E \cdot \Delta t_{\text{max}} = -2/3 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 2,12 \cdot 10^{10} \cdot 10^{-6} \cdot 13,6 = -2,3$$

Напруга розширення на зовнішній стінці барабана за (2.4), МПа

$$\sigma_{\text{зн}} = 1/3 \cdot \beta \cdot E \cdot \Delta t_{\text{max}} = -\sigma_{\text{вн}} / 2 = 2,3 / 2 = 1,15$$

Таким чином, температурні напруги в стінці барабана складають відповідно $(2,3/3,09) \cdot 100\% = 74,6\%$ і $(1,15/3,09) \cdot 100\% = 25,4\%$ від механічної напруги, що зумовлена тиском пари в барабані.

Приклад 2.7.2

За умови прикладу 2.7.1 визначити додаткові напруги стиску в місцях закріплення екранних труб в барабані парогенератора, якщо зовнішній діаметр труб 90 мм, температура труб в місцях закріплення на 5°C менша за температуру насичення, коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки барабана $3,85 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а питомий тепловий потік $21,2 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

Розв'язування

Температура насичення в барабані для тиску $P=7\text{МПа}$ за [8] $t_n=285,6^\circ\text{C}$.

Температура труби в місці закріплення, $^\circ\text{C}$ $t_{\text{тр}}=t_n-5=285,6-5=280,6$.

Різниця температур за умови теплообміну між водою і внутрішньою стінкою барабана, $^\circ\text{C}$

$$\Delta t=t_n-t_{\text{вн}}=q/\alpha=21,2/3,85=5,5.$$

Температура внутрішньої стінки барабана, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{вн}}=t_n-\Delta t=285,6-5,5=280,1.$$

Температура зовнішньої стінки барабана, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{зн}}=t_{\text{вн}}-\Delta t_{\text{макс}}=280,1-13,6=266,5.$$

Середня температура стінок барабана, $^\circ\text{C}$

$$t_6=0,5(t_{\text{зн}}+t_{\text{вн}})=0,5(266,5+280,1)=273,3$$

Величина Δl за (2.5), м

$$\Delta l=\beta \cdot d_{\text{зн}}(t_{\text{тр}}-t_6)=12 \cdot 10^{-6} \cdot 0,09(280,6-273,3)=7,88 \cdot 10^{-6}.$$

Додаткова напруга стиску за (2.6), МПа

$$\sigma_{\Delta}=-\Delta l \cdot E/d_{\text{зн}}=7,88 \cdot 10^{-6} \cdot 2,12 \cdot 10^{10} \cdot 10^{-6}/0,09=1,856.$$

Приклад 2.7.3

Визначити необхідну швидкість насиченої пари з тиском 2,2 МПа для продувки під час розпалювання пароперегрівника із сталених труб діаметром 38/30 мм і загальною довжиною змійовика 45 м, у якого 16 колін з середньою висотою 1,45 м заповнені конденсатом, якщо температура конденсату в трубах складає 152°C ; кількість поворотів на 180° - 29; труби вважати гідравлічно гладкими.

Розв'язування

Гідравлічний опір водяних пробок в колінах пароперегрівника за

$$(2.8), \text{кН/м}^2 \quad \Delta P=\rho_k \cdot g \cdot \Sigma h=917,4 \cdot 9,81 \cdot (16 \cdot 1,45) \cdot 10^{-3}=208,8$$

де ρ_k - густина конденсату для $t_k=152$ за [8].

Сумарний коефіцієнт місцевих втрат за [8]

$$\Sigma \xi_M = Z \cdot \xi_{\text{пов}} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} = 29 \cdot 1,2 + 1 + 1,5 = 37,3,$$

де Z – кількість поворотів; $\xi_{\text{вх}}$, $\xi_{\text{вих}}$ – коефіцієнт місцевих втрат для входу і виходу труби з колекторів.

Приймаємо в першому наближенні коефіцієнт гідравлічного тертя $\lambda = 0,015$. Тоді величина $K = \lambda \cdot l / d_{\text{зн}} + \Sigma \xi = 0,015 \cdot 45 / 0,03 + 37,3 = 59,8$

Густина і в'язкість насиченої пари з тиском $P = 2,2$ МПа за [8]

$$\rho_{\text{п}} = 41,1 \text{ кг/м}^3; \nu_{\text{п}} = 1,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Необхідна швидкість пари за (2.9), м/с

$$W = [2 \cdot \Delta P / (K \cdot \rho_{\text{п}})]^{0,5} = [2 \cdot 208,8 / (59,8 \cdot 41,1)]^{0,5} = 27,19$$

Критерій Рейнольдса пари

$$Re = W \cdot d_{\text{вн}} / \nu_{\text{п}} = 27,19 \cdot 0,03 / (1,45 \cdot 10^{-6}) = 5,628 \cdot 10^5$$

Коефіцієнт гідравлічного опору в трубах

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / (5,628 \cdot 10^5)^{0,25} = 0,0153.$$

Оскільки похибка між прийнятим і визначеним значеннями λ не перевищує 3%, подальших уточнень λ не потребується.

3 Експлуатація промислових парогенераторів

Робота парогенератора складається з ряду процесів: горіння палива, теплообміну між продуктами згорання і середовищем, яке нагрівається, гідродинамічних і аеродинамічних процесів, інше. Всі ці процеси взаємозв'язані і суттєво впливають на паровидатність, параметри пари, надійність і економічність роботи парогенератора. На практиці режим роботи парогенератора не є стабільним внаслідок різноманітних причин. Навіть під час рівномірного навантаження можливі певні коливання, що виникають довільно і спричиняють зміни параметрів пари.

Протягом доби виникають планові зміни режимів роботи, які зумовлені нерівномірністю добового графіка навантаження. Аварійні зміни режимів роботи виникають внаслідок раптового скидання навантаження турбіни, поломки допоміжного устаткування. Раптові зміни тиску в парогене-

раторі можуть спричиняти порушення циркуляції води і погіршення якості пари. Головною задачею обслуговуючого персоналу є підтримування номінальних параметрів пари, забезпечення надійної та економічної роботи парогенератора.

3.1. Загальні положення

Основними оперативними параметрами роботи парогенератора є тиск P_n і температура перегрітої пари t_n . Показання тиску пари свідчать про відповідність витрати теплоти, а, отже, і витрати палива для певної паровидатності D . За умови $V = \text{const}$ тиск зростає (надлишковий небаланс теплоти). За показаннями тиску здійснюється регулювання топкового режиму, тобто, відповідність подачі палива, повітря і необхідної тяги. Умовою усталеного режиму роботи парогенератора з певним навантаженням є стала величина випарності.

$$V = D/B = \text{const} \quad (3.1)$$

Зміна D або P_n зумовлена двома факторами: зміною теплового навантаження пароутворюваних поверхонь нагріву або зміною теплового навантаження економайзера і пароперегрівника. Перший фактор зумовлює досить "оперативну" зміну тиску після порушення (перебудови) режиму роботи топки. Швидкість цієї зміни залежить від водяного об'єму і металоємності парогенератора, які характеризують його акумулюючу здатність. Зміна теплового навантаження економайзера впливає на зміну тиску з деяким запізненням, доки живильна вода дійде в барабан і випарні труби. Зміна теплосприймання пароперегрівника впливає на паровидатність лише під час регулювання температури перегріву пари в пароохолодниках. У впорскувальних пароохолодниках цей вплив виявляється швидко, а в поверхневих - із запізненням, оскільки зміна теплосприймання спричиняє зміну ентальпії живильної води на вході в економайзер.

Таким чином, парогенератори з природною циркуляцією мають пев-

ну інерційність (сповільнене реагування на підвищення або зниження тиску за умови швидкої зміни подачі палива в топку). Регульовальна стійкість, тобто здатність парогенератора приймати навантаження, називається “прийомкістю” і є однією з важливих характеристик. Вона характеризує швидкість підйому навантаження в залежності від акумулюючої здатності парогенератора.

Зі зміною параметрів P_n і t_n змінюються співвідношення між витратами теплоти на випаровування води і перегрів пари. З підвищенням P_n , як відомо, збільшується витрата теплоти на підігрів води до температури насичення і зменшується теплота пароутворення. Зростання t_n зумовлює збільшення витрати теплоти на перегрів пари. З підвищенням тиску величина недогріву води в економайзері зростає, що збільшує частку теплоти, яка витрачається на підігрів води в радіаційних поверхнях. Частка радіаційної теплоти, яка називається прямою віддачею топки, буде тим більша, чим більша теплота згорання палива і температура гарячого повітря. Підвищення температури повітря на вході в топку збільшує корисне тепловиділення в топці $Q_{\text{кор.}}$, а, отже, і адиабатну температуру горіння

$$\vartheta_a = Q_{\text{кор.}} / (V C_{\text{cp}}) \quad (3.2)$$

де C_{cp} - сумарна середня теплоємність газів.

Внаслідок збільшення ϑ_a підвищується інтенсивність радіаційного теплообміну і зменшується температура димових газів на виході з топки. Це, кінєць-кінєць, зумовлює зниження температури відхідних газів і найбільшої теплової втрати в парогенераторі q_2 .

В парогенераторах, які мають тільки конвективні пароперегрівники, зміна режиму роботи топки суттєво впливає на температуру перегріву пари (зменшення радіаційного теплосприймання в топці збільшує температуру перегрітої пари і навпаки). В радіаційних і ширмових (напіврадіаційних) пароперегрівниках радіаційне теплосприймання безпосередньо впливає на

величину перегріву пари. Таким чином, між топковим процесом, радіаційним теплосприйманням, навантаженням і параметрами пари існує тісний взаємозв'язок.

Нормальна робота парогенератора неможлива без відповідного живлення його водою. Між паровидатністю і витратою живильної води має дотримуватись належне співвідношення (деякий небаланс з перевищенням подачі води для поповнення втрат від продувки). Однак значних коливань подачі живильної води допускати не можна. Тому підтримання сталого рівня води в барабані є основною умовою нормальної експлуатації парогенератора. Живлення здійснюється безперервно за допомогою регулювальних клапанів автоматично або вручну. Під час невеликих навантажень ($D \leq 50\%$) живлення регулюється вручну за допомогою байпасів або дистанційно. Вода у водопоказному склі повинна трохи коливатись. Не можна допускати наближення рівня води до граничних позначок. Перевірка вірності показань рівня здійснюється не менш як три рази за зміну. Нещільності водопоказної арматури спотворюють показання і тому недопустимі. Витрата води забезпечується тиском в живильній магістралі та клапаном регулювання. Тому тиск в живильній лінії необхідно повністю контролювати.

Зміна температури живильної води впливає на паровидатність і показники роботи парогенератора. Якщо, наприклад, температура живильної води зменшиться, то збільшиться витрата теплоти на підігрів води до температури насичення, внаслідок чого зменшиться витрата теплоти на її випаровування. Це спричиняє зменшення паровидатності парогенератора. Останнє на підставі (3.1) для виконання умови $D = \text{const}$ потребує більшої витрати палива, а також повітря для його спалювання. При цьому зростає об'єм продуктів згоряння, та їх швидкість руху в газоходах. Зростання об'єму димових газів збільшує втрату теплоти з відхідними газами і зменшує ККД парогенератора. Зростання швидкості газів інтенсифікує тепло-

обмін в конвективних пароперегрівниках, внаслідок чого зростає температура перегрітої пари і погіршуються умови експлуатації останніх. Зазначимо також, що аналогічна ситуація виникає в разі зменшення температури гарячого повітря і погіршення якості палива (збільшення вологості або зольності). Отже, крім зниження ефективності використання палива в перелічених випадках, температура перегрітої пари може перевищувати допустиму норму: $\pm 10\%$. Якщо температура пари за пароперегрівником перевищує нормативну, незважаючи на роботу пароохолодника, то необхідно здійснювати ряд додаткових заходів: зробити обдувку екранних поверхонь топки і фєстона, зменшити коефіцієнт витрати повітря в топці до мінімально допустимої величини або, в решті решт, зменшити навантаження парогенератора. Температура живильної води повинна постійно контролюватись за допомогою термопар або термометрів, які установлені на лінії живильної води перед економайзером.

Підтримання нормального тиску має здійснюватись шляхом регулювання роботи топки. Коливання робочого тиску допускається в межах $\pm 5\%$. За умови регулювання тиску вручну стабільні значення P_n можуть досягатись зміною тяги, а потім і дуття з наступним підрегулюванням подачі палива. У випадках значної зміни навантаження спочатку регулюють подачу палива з подальшим корегуванням тяги і подачі повітря. Якщо тиск перевищує допустиме значення, то спрацьовують запобіжні клапани (спочатку на пароперегрівнику, а потім і на барабані). Відкриття запобіжних клапанів супроводжується різким зниженням навантаження і потребує негайного зменшення подачі палива, зниження дуття і тяги. В цей час автоматичне живлення парогенератора переводиться на ручне, щоб уникнути перекачування води.

Економічність роботи парогенератора визначає три основних фактори: організація топкових режимів з мінімальними втратами теплоти q_3 і q_4 ,

а також з мінімальними присмокуваннями повітря в топку і газоходи; частка витрат електроенергії на власні потреби; чистота зовнішніх і внутрішніх поверхонь нагріву.

Від правильної організації топкових процесів залежить потужність парогенератора, економічність і надійність його роботи. Основними показниками роботи топки є:

- 1) теоретична температура горіння, яка для заданої конструкції та заданого палива визначається тепловим навантаженням і витратою повітря (коефіцієнтом витрати повітря в топці α_T);
- 2) температура газів на виході з топки, яка характеризує величину теплосприймання в топці та міру її охолодження;
- 3) рівномірність розподілу температури і однорідність газового потоку по ширині;
- 4) хімічний склад продуктів згорання, який характеризує повноту процесу горіння;
- 5) вміст горючих в золі та шлаках, який характеризує механічну неповноту згорання;
- 6) кількість золи, яка осідає в топці.

Критеріями для оцінки роботи топки є:

- 1) теплова напруга топкового об'єму

$$q_V = Q/V,$$

де Q - тепловиділення в топці, а V - її об'єм;

- 2) температура газів на виході з топки ϑ_m'' ;
- 3) теплові втрати від хімічної q_3 і механічної q_4 неповноти згорання.

З підвищенням q_V теоретична температура горіння ϑ_a і температура газів на виході з топки ϑ_m'' зростають, що може спричинити шлакування радіаційних поверхонь нагріву під час спалювання зольних палив. При цьому теплосприймання радіаційних поверхонь зменшується, зростає температура

η_m'' зменшуються паровидатність і економічність роботи парогенератора.

Одним із режимних параметрів роботи топки є коефіцієнт витрати повітря в топці α_T . Збільшення α_T веде до зменшення радіаційного теплосприймання і зменшення паровидатності. Крім того, підвищення значення α_T , хоча і зумовлює деяке зниження теплових втрат q_3 і q_4 , але сприяє зростанню найбільшої теплової втрати q_2 (рис. 3.1). Тому мінімізація теплових втрат q_2 , q_3 і q_4 досягається шляхом підтримування оптимального значення коефіцієнта витрати повітря в топці. На рис 3.1 для прикладу показані характерні зміни зазначених теплових витрат для пиловидного спалювання твердих палив. Із наведеного рисунку видно, що оптимальні значення α_T лежать в межах 1,165 - 1,175 (заштрихована ділянка). В процесі спалювання газоподібних і рідких палив $q_4=0$, а область оптимальних значень α_T складає 1,04 - 1,07 відповідно. Зазначимо, що на практиці парогенератори працюють з коефіцієнтами витрати повітря в топці, які, як правило, вдвічі перевищують оптимальні значення. Тому перехід на режими спалювання з мінімально допустимими значеннями α_T можна вважати одним з пріоритетних напрямків більш ефективного використання палива. До цього треба додати, що зі зменшенням m зменшується кількість шкідливих викидів оксиду азоту в атмосферу [5 - 7].

Рівномірність розподілу температури і однорідність газового потоку в поперечному перерізі топки і газоходах поліпшують використання поверхонь нагріву, запобігають температурним перекосам і зменшують втрати q_3 і q_4 . Температурні (теплові) перекоси несприятливо впливають на роботу пароперегрівника внаслідок підвищення температури окремих витків вище допустимої норми.

Топковий процес устанавлюється і контролюється за показаннями тягоміра і газоаналізатора, які наведені в режимній карті відповідно до навантаження парогенератора. Регулювання тяги здійснюється за умови, що

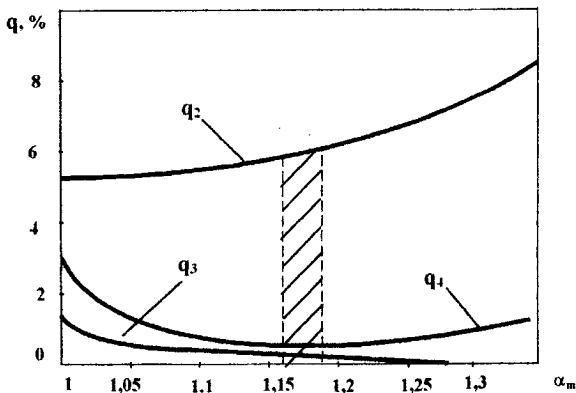


Рисунок 3.1 - Характер зміни теплових втрат в залежності від коефіцієнта витрати повітря

розрідження у верхній частині топки не повинно перевищувати 5 мм вод. ст. Під час експлуатації контролюється аеродинамічний опір окремих газоходів. Якщо останній суттєво відрізняється від даних режимної карти, здійснюють обдувку поверхонь газоходу, перевіряють положення заслінки і величину присмоктувань повітря. Частка присмоктувань повітря в газоході контролюється два - три рази на місяць за допомогою газоаналізаторів. Регулювання тяги і дуття здійснюється одночасно за допомогою дистанційного управління напрямними апаратами, поворотними заслінками, гідромуфтами тощо. (п. 6.3).

Витрати електроенергії на власні потреби залежать від режиму роботи тягодуттєвих установок (вентиляторів, димососів) і системи пилопідготовки. Потужність вентиляторів і димососів визначається за формулами:

$$N_B = B \cdot \alpha_T \cdot V^\circ \cdot H_B \cdot T_{\text{гв}} / (273 \cdot \eta_B \cdot \eta_{\text{ем}}), \quad (3.3)$$

$$N_D = B \cdot \alpha_{\text{вг}} \cdot V_{\text{г}} \cdot H_D \cdot T_{\text{вг}} / (273 \cdot \eta_D \cdot \eta_{\text{ем}}), \quad (3.4)$$

Де B - витрата палива; $T_{\text{гв}}$ і $T_{\text{вг}}$ - абсолютна температура повітря і відхідних газів відповідно; η_B і η_D - ККД вентилятора і димососа відповідно;

V° - теоретичний об'єм повітря; $V_{\text{г}} = V_{\text{г}}^\circ + 1,0161 \cdot (\alpha_{\text{вг}} - 1) V^\circ$; $V_{\text{г}}^\circ$ - теоретичний об'єм продуктів згорання; $\alpha_{\text{вг}} = \alpha_{\text{г}} + \Delta\alpha_{\text{пр}}$; $\Delta\alpha_{\text{пр}}$ - частка присмоктувань

повітря.

З урахуванням рисунка (3.1) із наведених формул випливає, що потужність певних тягодуттєвих установок залежить від паровидатності парогенератора, температури повітря або відхідних газів, коефіцієнтів витрати повітря в топці α_T і у відхідних газах $\alpha_{вг}$. Зрозуміло, що більш високі значення останніх зумовлюють перевитрати енергії на власні потреби. Це ще раз підтверджує справедливість того, що оптимальними режимами експлуатації є режими з мінімально допустимими значеннями α , за умови доброї щільності газоходів.

Чистота зовнішніх поверхонь нагріву контролюється за показаннями вимірювань температури газів і аеродинамічного опору в газоходах. Відхилення цих показань від нормативних свідчить про забруднення поверхонь. Обдування поверхонь нагріву здійснюється персоналом згідно з графіком або за вказівкою начальника зміни.

В процесі експлуатації парогенератора наглядають за загальним станом арматури, перевіряють стан лючків, люків, обмурівки, періодично перевіряють стан роботи тягодуттєвих установок, електродвигунів, контролюють температуру підшипників. Під час обходів перевіряється чистота устаткування, освітленість, рівень вібрації, відсутність стороннього шуму тощо.

3.2 Аналіз експлуатації парогенераторів в перехідних режимах

В процесі експлуатації умови роботи часто відрізняються від номінальних: змінюється навантаження, температура живильної води, якість палива, витрата повітря, величина присмокування повітря, інше. В деяких випадках зазначені зміни можуть здійснюватись одночасно і в різних напрямках. Експлуатаційному персоналу необхідно знати вплив цих змін на показники роботи парогенератора для того, щоб вміти регулювати його роботу, підтримуючи найбільш економічні режими. Аналіз роботи парогенератора в

перехідних режимах передбачає виконання головної вимоги, що за будь-яких змін тиск і температура перегрітої пари повинні мати проектно-розрахункові значення. Зважаючи на значні математичні труднощі, що зв'язані із взаємною залежністю процесів теплообміну і аеродинаміки, використовують графічний метод, який дозволяє спростити і надати наочність аналізу. Для простоти тут не розглядаються зміни топкового режиму і вважаються сталими втрати q_3 і q_4 .

В процесі графічного аналізу використовують балансове рівняння

$$D(h_{\text{п}} - h_{\text{жв}}) = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{п}} = B(Q_{\text{рл}} + Q_{\text{к}}), \quad (3.5)$$

Де $h_{\text{п}}$ і $h_{\text{жв}}$ - ентальпія перегрітої пари і живильної води відповідно; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ - нижча теплота згорання робочого палива; $\eta_{\text{п}}$ - ККД парогенератора; $Q_{\text{рл}}$ і $Q_{\text{к}}$ - питомі теплосприймання радіаційних і конвективних поверхонь нагріву.

На підставі (3.5) будують θ - Q діаграму, де по осі ординат відкладають температуру газів, а по осі абсцис - наявну або використану теплоту парогенератора і окремих його елементів (рис. 3.2).

Точки a_0 і a_1 на осі ординат відповідають теоретичній температурі горіння в топці з певними коефіцієнтами витрати повітря $\alpha_{\text{мо}}$ і $\alpha_{\text{м1}}$. Початку координат відповідає температура навколишнього повітря $t_{\text{хн}}$. Точки b_0 і b_1 на осі абсцис характеризують повну наявну теплоту $B_0 Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ і $B_1 Q_{\text{н}}^{\text{р}}$. Проміжні точки на лініях $a_0 b_0$ і $a_1 b_1$ характеризують температуру газів в різних поверхнях нагріву парогенератора. Індекси "т", "ф", "пп", "с" стосуються топки, фестопа, пароперегрівника, економайзера відповідно. Відрізки на осі абсцис відповідають тепловій потужності окремих елементів (поверхонь нагріву) парогенератора.

Нехай початкове навантаження парогенератора визначалось паровидатністю D_0 , витратою палива B_0 , а зміна температур в газовому тракті відбувалось по лінії $a_0 b_0$. Нехай через деякий час навантаження парогенера-

ра зменшилось і характеризується паровидатністю D_1 і витратою палива B_1 . Будемо вважати, що ентальпія живильної води і перегрітої пари не змінюється. Якщо $D_1 < D_0$, то згідно з (3.1) і $B_1 < B_0$. Зі зменшенням витрати палива, а також витрати гарячого повітря, зменшується і загальне тепловиділення в топці, внаслідок чого дещо зменшується адіабатна температура горіння (див.3.2).

Температура газів на виході з топки ϑ_T'' зменшується зі зменшенням витрати палива. Однак середня температура факела знизиться не пропорційно зменшенню паровидатності, оскільки

$$\bar{\vartheta}_f = m \cdot \sqrt{\Theta_a \cdot \vartheta_T''}, \quad (3.6)$$

де $m=0,9-1$ - експериментальний коефіцієнт.

В зв'язку з цим питоме радіаційне теплосприймання в топці змінюється не набагато, а температура ϑ_T'' зменшується більш суттєво. Іншими словами, радіаційне теплосприймання екранів змінюється менше, ніж паровидатність. Очевидно, що відносне зменшення радіаційного теплосприймання повинно компенсуватись деяким відносним збільшенням конвективного теплосприймання. Таким чином, теплова потужність радіаційних поверхонь зменшується повільніше, ніж конвективних, тобто виконується умова

$$\frac{B_1 \cdot Q_1^{ра}}{B_0 \cdot Q_0^{ра}} < \frac{B_1 \cdot Q_1^к}{B_0 \cdot Q_0^к} \quad (3.7)$$

В результаті температура газів на виході з конвективних поверхонь зменшиться і відповідно зменшиться втрата теплоти з відхідними газами ($q_{21} < q_{20}$). Тому ККД парогенератора брутто має дещо зростати, тобто $\eta_1 > \eta_0$. Звідки виходить, що витрата палива після зміни навантаження має змінюватись більше, ніж паровидатність, тобто

$$\frac{D_1}{D_0} < \frac{B_1}{B_0} \quad (3.8)$$

В процесі збільшення навантаження температура газів на вході в конвективні поверхні зростає і одночасно збільшується об'єм продуктів згорання, завдяки чому збільшується їх швидкість і конвективний коефіцієнт тепловіддачі. Разом з тим дещо підвищується і радіаційний коефіцієнт тепловіддачі, внаслідок підвищення температури газів. Але теплосприймання конвективних поверхонь зростає повільніше, ніж ентальпія газів. Оскільки за рухом газів частка радіаційного теплосприймання зменшується, а конвективного зростає, то зі збільшенням навантаження, питоме теплосприймання зростає з наближенням до хвостових поверхонь, а в процесі зменшення навантаження навпаки, тобто

$$\frac{Q_1^{mn}}{Q_0^{mn}} < \frac{Q_1^c}{Q_0^c} < \frac{Q_1^{nr}}{Q_0^{nr}} \quad (3.9)$$

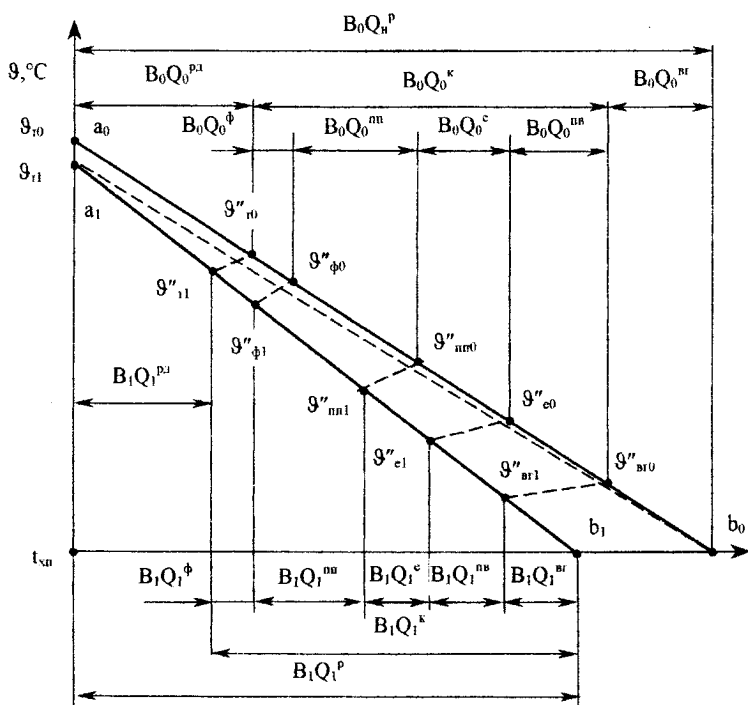


Рисунок 3.2 - $g-Q$ діаграма парогенератора за умови зменшення навантаження

В зв'язку з цим в процесі підвищення паровидатності зростають температури перегріву пари, підігріву води в економайзері та гарячого повітря, а в процесі зменшення паровидатності - навпаки.

На рис 3.3 показані теплові характеристики парогенератора в залежності від зміни його паровидатності.

Раніше (див. п. 3.1) вже побіжно відзначалось, що зменшення температури живильної води і гарячого повітря, коефіцієнта витрати повітря, а також погіршення якості палива зумовлює виникнення ефектів, які в тій чи іншій мірі подібні до тих, що викладені вище. Наприклад, розглянемо більш детально, як буде впливати на роботу парогенератора зменшення температури живильної води. Розмежувати області підігріву води і пароутворення в поверхнях нагріву в принципі неможливо. Можливо лише виділити процес перегріву пари, який здійснюється в пароперегрівнику. В загальному вигляді можна записати вираз для теплосприймання робочого тіла (води і пари) в парогенераторі:

$$B \cdot Q_n^p \cdot \eta_{\text{тп}} = D \cdot (h_n - h_{\text{жн}} - q_{\text{по}}) + B \cdot Q_{\text{тп}} \quad (3.10)$$

де h_n - ентальпія насиченої пари; $q_{\text{по}}$ - питоме теплосприймання в пароохолоднику пароперегрівника; $Q_{\text{тп}}$ - питоме теплосприймання в пароперегрівнику.

Із (3.10) виходить

$$h_n - h_{\text{жн}} = \frac{B}{D} \cdot (Q_n^p \cdot \eta - Q_{\text{тп}}) + q_{\text{по}} \quad (3.11)$$

Із останнього рівняння видно, що зменшення температури (ентальпії) живильної води за умови $B = \text{const}$ зменшує паровидатність D . Зменшення $h_{\text{жн}}$ впливає в першу чергу на роботу економайзера, в якому зростає температурний напір і питоме теплосприймання Q_c . Температура газів за умови $B = \text{const}$ зменшується як за економайзером, так і за повітропідігрівником, тому ККД парогенератора дещо збільшиться. Але температурний напір в

зоні повітропідігрівника зменшується, внаслідок чого зменшується підігрів повітря. Останнє зумовлює зменшення загального тепловиділення в топці, а, отже, і теоретичної температури горіння. Тому на ϑ - Q діаграмі (рис. 3.2) точка a_1 лежить нижче початкової a_0 . Оскільки $BQ_n^p = \text{const}$, то кінцева точка b_0 не змінюється, а лінія діаграми для нового режиму a_1b_0 піде нижче початкової (на рис. 3.2 штрихова лінія).

Аналіз режиму роботи парогенератора на ϑ - Q діаграмі показує, що

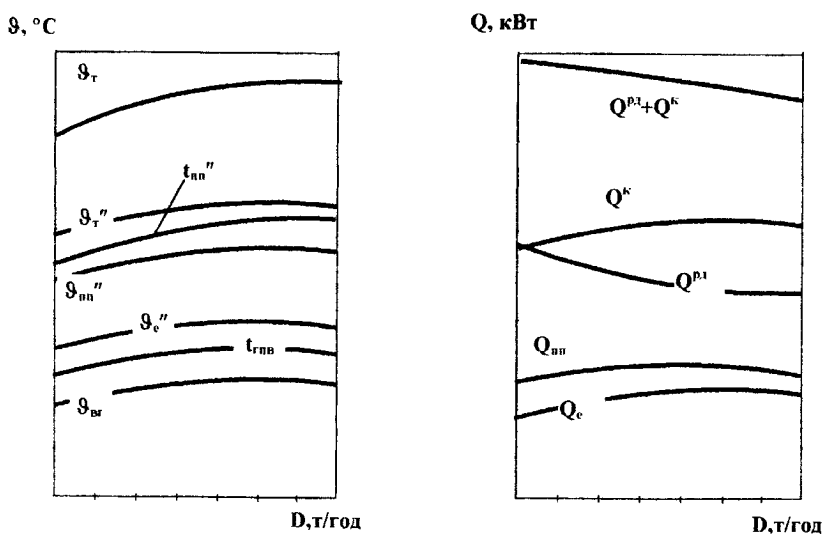


Рисунок 3.3 - Характерні зміни температур і теплосприймачів в процесі зміни паровидатності парогенератора

температури газів ϑ_τ'' і ϑ_{nn}'' дещо зменшуються. Радіаційне теплосприймання в топці також зменшується в зв'язку зі зниженням теоретичної температури горіння. Однак деяке підвищення ККД парогенератора, яке свідчить про збільшення загального питомого теплосприймання ($Q^{p1}+Q^k$), досягається за рахунок інтенсифікації конвективного теплосприймання. Теплосприймання пароперегрівника практично не змінюється, однак внаслідок змен-

шення паровидатності D відбувається деяке зростання температури перегрітої пари.

За умови роботи з $D = \text{const}$ зниження температури живильної води за (3.11) передбачає збільшення витрати палива. Такий режим рівнозначний режиму підйому навантаження. При цьому теоретична температура горіння і температура газів на виході з топки ϑ'' збільшується, а радіаційне теплосприймання в топці зменшується. Зростання конвективного теплосприймання в усіх поверхнях зумовлено підвищенням температурних напорів і швидкостей газів в газоходах. Це сприяє підвищенню перегріву пари понад норми. Найбільше зростання теплосприймання спостерігається в економайзері. В повітропідігрівнику здійснюється відновлення температури гарячого повітря до початкового значення.

Резюмуючи роботу парогенератора за умови зниження температури живильної води, слід відзначити зростання температури перегрітої пари (або питомого теплострою в парохолоднику q_0) в усіх випадках.

Збільшення коефіцієнта витрати повітря в топці або погіршення якості палива спричиняють зниження температурного рівня в топці і радіаційного теплосприймання. Об'єм газів на виході з топки зростає, а температура ϑ'' зменшується мало. Температурні напори в газоходах майже не змінюються, але конвективні теплосприймання зростають за рахунок підвищення швидкості газів. Коефіцієнти тепловіддачі випромінюванням зменшуються в зв'язку зі зниженням парціального тиску триатомних газів. Тому теплосприймання пароперегрівника, економайзера і повітропідігрівника збільшуються і тим більше, чим подальше розташована поверхня нагріву за перебігом газів. Зростання об'ємів продуктів згорання і температури відхідних газів зумовлює збільшення втрати q_2 і зменшення ККД бруто парогенератора. Внаслідок цього загальне теплосприймання парогенератора зменшується. Зазначимо також, що збільшення величини $\Delta\alpha_1$ на 0,1 дає

підвищення температури перегрітої пари на 8 - 10 С. Збільшення присмоктувань повітря в газовий тракт парогенератора впливає на його ККД і теплові характеристики подібно до збільшення коефіцієнта витрати повітря в топці.

У випадках одночасної зміни кількох умов роботи, режим парогенератора зазнає різних діянь, вплив яких може додаватись або взаємно компенсуватись. Зміна навантаження, наприклад, може зумовлюватись одночасною зміною температури живильної води і коефіцієнта витрати повітря в топці. Аналіз сумішених змін режимів полягає, в першу чергу, в тім, щоб з'ясувати їх вплив на ККД парогенератора і температуру перегріву пари. Розглянемо для прикладу одночасну зміну паровидатності та температури живильної води (рис. 3.4).

Точка а на рис. 3.4 характеризує режим парогенератора з номінальним навантаженням ($D^*=1$) і з номінальною температурою живильної води ($t_{жв}^*=1$). Такому режиму роботи відповідає номінальне значення температури перегрітої пари $t_{пп}$. Цьому ж стану відповідає точка а'. Якщо навантаження зменшується за умови $t_{жв}^*=\text{const}$, то точки а і b зміщуються в положення а' і b' відповідно, а температура перегрітої пари зменшується на величину $t_{пп}$. Якщо тепер температура живильної води зменшиться за умови $D^*=\text{const}$, то величина перегріву пари збільшиться проти номінальної на величину $t_{пп}$ (лінії bc і b'c'). На ККД парогенератора більш істотно впливає лише зміна навантаження. Оптимальні значення ККД, як правило, відповідають діапазону $(0,775-0,875)D^*$.

Збільшення вологості палива за умови $D^*=\text{const}$ зумовлює зростання температури перегрітої пари. В свою чергу, підвищення паровидатності за умови незмінної вологості палива також збільшує температуру перегріву. В залежності від того, наскільки зменшується D^* і зростає вологість, температура перегрітої пари може зберігати своє значення, збільшуватись або

зменшуватись. Зростання вологості палива за будь - яких умов зменшує ККД парогенератора.

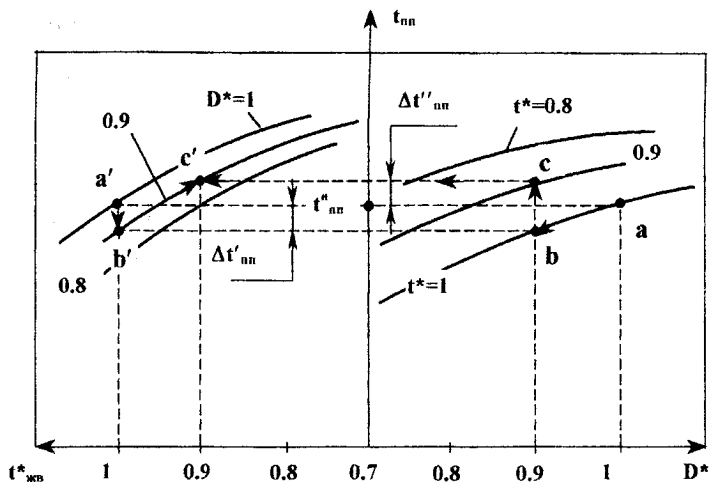


Рисунок 3.4 - Вплив одночасної зміни навантаження і температури живильної води на температуру перегрітої пари тпп; $D^*=D/D_N$; $t^*_ж = t_{ж.в}/t_{ж.в.н}$; індексом "н" позначені номінальні значення величини

3.3 Особливості роботи циркуляції в перехідних режимах.

В процесі переходу від одного усталеного режиму роботи парогенератора до іншого, змінюються температури робочого тіла і металу, а, отже, і теплота акумуляції. Під час зниження параметрів пари теплота акумуляції вивільняється, а під час підвищення, навпаки, накопичується. Акумулююча здатність залежить від типу парогенератора і характеру збурення. Основними визначальними параметрами барабанних парогенераторів під час різних змін навантаження є тиск і рівень води в барабані. Найбільш швидка зміна тиску відбувається під час скидання або підйому навантаження. Різка зміна тиску спричиняє зміну умов циркуляції в контурах внаслідок закипання води в опускних трубах. У міру просування води в опускних трубах,

швидкість зміни гідростатичного тиску $a_t=dP_2/dt$ тим більша, чим більша швидкість руху.

З іншого боку, швидкість зміни загального тиску в трубній системі $a_p=dP/dt$ визначається швидкістю скидання або підйому навантаження.

Якщо швидкість зростання гідростатичного тиску в опускних трубах буде менша, ніж швидкість падіння тиску в трубній системі, тобто за умови $a_p=va_g$, то сумарний тиск води буде зменшуватись і почнеться закипання води в опускних трубах. Тому допустима швидкість зниження тиску ("швидкість розвантаження") буде тим більша, чим більша швидкість води в опускних трубах. На рис. 3.5 показані залежності зміни допустимої швидкості зниження тиску a_p^{101} в парогенераторах. Із рис. 3.5 видно, що зі збільшенням величини недогріву води до температури кипіння швидкість зниження тиску зростає. Швидкість води в опускних трубах, як правило, не

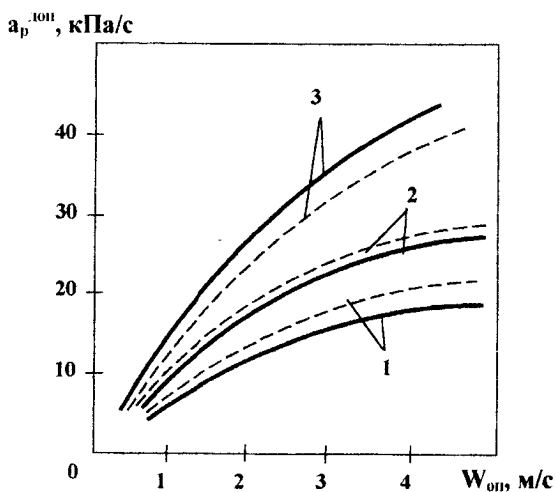


Рисунок 3.5 - Значення допустимої швидкості зниження тиску в парогенераторах в залежності від швидкості води в спускових трубах і величини недогріву води до температури кипіння $t_{н}$, °C: 1- $t_{н}=0$, 2-0,5; 3-1

перевищує 2-3 м/с, щоб запобігти появленню кавітації. За цих умов в парогенераторах середнього тиску допустима швидкість зниження тиску не повинна перевищувати 18 кПа/с. Якщо швидкість зміни тиску перевищує це значення, то для запобігання закипання застосовують подачу в опускні труби води, яка недогріта до температури кипіння.

В перехідних режимах змінюються об'єми пари в підйомних трубах і під рівнем води в барабані. Зі збільшенням паровидатності паровміст в трубах зростає і частина води з труб витискується в барабан, внаслідок чого рівень води в барабані зростає. Під час зменшення паровидатності спостерігається зворотне явище. Зміна рівня води в барабані зумовлюється порушенням матеріального балансу, тобто різницею між витратою пари і води. Якісний вплив окремих факторів на рівень води в барабані ілюструється на рис 3.6. В перший момент після різкого підйому навантаження підвищення рівня води в барабані зумовлено, в основному, “набуханням” водяного об'єму (лінія 2). В цей час вплив матеріального небалансу між витратою пари і подачею води набагато менший (лінія 1). Тому положення рівня в перші кілька секунд після зростання паровидатності майже цілком визна-

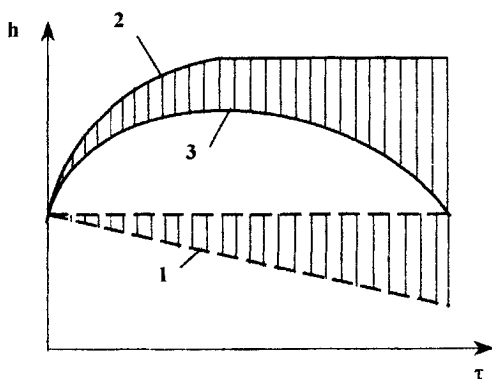


Рисунок 3.6 - Вплив матеріального небалансу (1) і “набухання” (2) на зміну рівня води в барабані під час різкого збільшення паровидатності; 3- загальна зміна рівня

часться рівнем “набухання”. В подальшому на положення рівня все більш істотно починає впливати матеріальний небаланс, внаслідок чого рівень води в барабані зменшується (лінія 3). В процесі різкого зменшення навантаження виникає зворотнє явище з дещо меншим значенням рівня “набухання”. Характерним є те, що матеріальний небаланс і рівень “набухання” мають протилежні знаки. Зазначимо також, що підйом навантаження, з точки зору зміни рівня води в барабані, є більш небезпечним, ніж його різке зниження.

3.4 Приклади

Приклад 3.4.1

Визначити необхідну площу перерізу труб економайзера, необхідну кількість секцій і кількість паралельних труб в одній секції для проходу води з витратою 125 кг/с, якщо тиск води 14 МПа, температура 260 С, діаметр труб 32/20 мм, ширина газоходу 4,30 м, відстань між стінкою і трубою $e=90$ мм, швидкість води не повинна бути нижче 1м/с. Визначити також як зміниться кількість паралельних труб в секції, якщо труби замінити на труби меншого діаметра 28/20 мм.

Розв’язування

Питомий об’єм води для зазначених параметрів з таблиць [8]

$$v=0,00126 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об’ємна витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V=G_{\text{в}}v=1250.00126=0,1575$$

Площа перерізу однієї труби, м^2

$$f=\pi d_{\text{вн}}^2/4=0,785d_{\text{вн}}^2=0,7850,022^2=0,42510 \cdot 10^{-3}$$

Необхідна площа перерізу труб для проходу води за умови мінімальної швидкості, м^2

$$F=V/W=0,1575/1=0,1575$$

Необхідна кількість труб, шт

$$n=F/f=0,1575/0,42510-3=370,4$$

Приймаємо $n=370$ шт.

Кількість труб в перерізі газоходу, шт

$$Z_1 = \left(\frac{b - 2e}{S_1} - 1 \right) \cdot 2 = \left(\frac{4,3 - 2 \cdot 0,1}{0,09} - 1 \right) \cdot 2 = 89$$

Приймаємо $Z_1=89$ шт

Кількість паралельних рядів труб в одній трубній секції, шт

$$Z_2 = n/Z_1 = 370/89 = 4,15$$

Оскільки Z_2 має бути парним, приймаємо $Z_2=4$. Тоді кількість труб

для проходу води, шт $n=Z_1 \cdot Z_2=894=356$

Площа для проходу води, m^2

$$F = n \cdot f = 3560,425 \cdot 10^{-3} = 0,1513$$

Дійсна швидкість води в трубах, м/с

$$W_d = V/F = 0,575/0,1513 = 1,04$$

Відносний крок між трубами

$$\sigma = S_1 \cdot d_{шт} = 90/32 = 2,812$$

Тоді за умови $\sigma = \text{const}$ поперечний крок між трубами діаметром 28/20 мм

$$S_1 = \sigma \cdot d_{шт} = 2,812 \cdot 28 = 78,75$$

Приймаємо $S_1=80$ мм

Кількість труб в перерізі газоходу, шт

$$Z_1 = \left(\frac{4,3 - 2 \cdot 0,1}{0,08} - 1 \right) \cdot 2 = 100$$

Площа перерізу однієї труби, m^2

$$f = 0,785 \cdot 0,02^2 = 0,314 \cdot 10^{-3}$$

Кількість труб за умови мінімальної швидкості, шт

$$N = V/(f \cdot W) = 0,1575 / (0,314 \cdot 10^{-3} \cdot 1) = 501,5$$

Приймаємо $n=500$ шт

Кількість паралельних рядів труб в одній секції, шт

$$Z_2 = n/Z_1 = 500/100 = 5$$

Приймаємо $Z_2 = 4$. Кількість труб для проходу води

$$n' = Z_1 \cdot Z_2 = 100 \cdot 4 = 400$$

Площа для проходу води, m^2

$$F' = n' \cdot f = 400 \cdot 0,314 \cdot 10^{-3} = 0,1256$$

Дійсна швидкість води в трубах, m/s

$$W_{д} = V/F' = 0,1575/0,1256 = 1,25$$

Приклад 3.4.2

Адіабатна температура горіння донецького вугілля T дорівнює $2045^\circ C$. Визначити як зміниться адіабатна температура горіння в топці, якщо температура гарячого повітря підвищиться від 350 до $400^\circ C$.

Розв'язування

Для визначення зміни адіабатної температури горіння можна використати спрощений метод. Для цього знайдемо зміну ентальпії продуктів згорання і повітря в однаковому інтервалі зміни температур. Із таблиці XIV [8] визначаємо ентальпії димових газів від $t_{r1} = 2000^\circ C$ до $t_{r2} = 2100^\circ C$, а також ентальпії повітря від $t_{n1} = 300^\circ C$ до $t_{n2} = 400^\circ C$: $I_{r1}^0 = 22847$ кДж/кг;

$$I_{r2}^0 = 24124 \text{ кДж/кг}; I_{n1}^0 = 2592 \text{ кДж/кг}; I_{n2}^0 = 3483 \text{ кДж/кг}.$$

Зміна ентальпії газів, кДж/кг

$$\Delta I_r = I_{r2}^0 - I_{r1}^0 = 24124 - 22847 = 1277.$$

Зміна ентальпії повітря, кДж/кг

$$\Delta I_n = I_{n2}^0 - I_{n1}^0 = 3483 - 2592 = 891.$$

Підвищення температури гарячого повітря, $^\circ C$

$$\Delta t_n = 400 - 350 = 50.$$

Зміна адіабатної температури горіння, $^\circ C$

$$\Delta \vartheta_a = \Delta t_n \cdot (\Delta I_n / \Delta I_r) = 50 \cdot 891 / 1277 = 34,88.$$

Більш точні розрахунки за тепловим балансом топкової камери дають $\Delta t = 34,18^\circ C$. Таким чином, підвищення температури гарячого повітря на

1°C збільшує адиабатну температуру горіння заданого палива на 0,6841°C.

Приклад 3.4.3

Визначити як зміниться глибина газоходу конвективної шахти, ширина якої складає 9м, якщо замість екібазтузського вугілля СС спалювати донецьке вугілля Т. Допустима швидкість димових газів 7 і 12 м/с відповідно, витрати палива 16,33 і 12,13 кг/с, температура газів 800°C, коефіцієнт витрати повітря $\alpha=1,2$, відносний крок між трубами $\sigma=2,5$.

Розв'язування

Із таблиці XIII [8] визначасмо $V_{\text{cc}}^0=4,56$; $V_{\text{icc}}^0=4,94$; $V_{\text{r}}^0=6,24$;

$V_{\text{tr}}^0=6,6 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Об'єм продуктів згорання палив, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{\text{гсс}} = V_{\text{icc}}^0 + 1,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{\text{cc}}^0 = 4,94 + 1,0161 \cdot (1,2 - 1) \cdot 4,56 = 5,87$$

$$V_{\text{гт}} = V_{\text{tr}}^0 + 1,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{\text{r}}^0 = 6,6 + 1,0161 \cdot (1,2 - 1) \cdot 6,24 = 7,87$$

Площа для проходу газів, м^2

$$F_{\text{гсс}} = B \cdot V_{\text{гсс}} \cdot T_1 / (W + 273) = 16,33 \cdot 5,87 \cdot (800 + 273) / (7 \cdot 273) = 53,8$$

$$F_{\text{гт}} = B \cdot V_{\text{гт}} \cdot T_1 / (W + 273) = 12,13 \cdot 7,87 \cdot (800 + 273) / (12 \cdot 273) = 31,26.$$

Коефіцієнт заповнення газоходу трубним пучком

$$k_{\text{г}} = 1 - 1/\sigma = 1/2,5 = 0,6.$$

Повна площа газоходу, м^2

$$F_{\text{гсс}} = F_{\text{гсс}} / k_{\text{г}} = 53,8 / 0,6 = 89,66$$

$$F_{\text{гт}} = F_{\text{гт}} / k_{\text{г}} = 31,26 / 0,6 = 52,1$$

Необхідна глибина газоходу, м

$$l = F_{\text{гсс}} / b = 89,66 / 9 = 9,96$$

$$l = F_{\text{гт}} / b = 52,1 / 9 = 5,688.$$

Отже, більш високі абразивні властивості вугілля СС вимагають збільшення розмірів газоходу, зменшити які можна за рахунок зміни відносного кроку σ , однак це зумовлює зменшення кількості труб в перерізі і зростання поверхні нагріву по висоті газоходу.

4 Водний режим парогенераторів і чистота пари

В процесі експлуатації парогенераторів поряд з процесами, які визначають економічність, великого значення набули внутрішньокотлові процеси, які впливають на надійність їх роботи і якість пари. Порушення водного режиму може спричинити аварії, а підвищений вміст домішок в парі приводить до зниження економічності та потужності парових турбін.

4.1 Організація водного режиму парогенератора.

Задача організації водного режиму полягає в запобіганні шкідливих наслідків, які виникають через наявність в живильній воді різних домішок. До них належать: погіршення якості пари, відкладення накипу, утворення шламу, процеси корозії, які спричиняють погіршення теплопередачі або міцності стінок поверхонь нагріву, занос солями проточної частини турбін. Очевидно, що головним фактором організації водного режиму є якість живильної води.

Якість живильної води нормується для різних типів парогенераторів. Однак і додержання цих норм не може запобігти накопиченню значної кількості солей і твердих відкладень. Для забезпечення надійної роботи парогенератора необхідно своєчасно видаляти домішки, що надходять з живильною водою, з мінімальними тепловими втратами. Для успішного видалення солей шляхом продувки і запобігання утворення накипу застосовують так званий метод внутрішньокотлової обробки води. В котлову воду вводять спеціальні реагенти, які завдяки реакціям з накипоутворювачами випадають в товщі води у вигляді шламу і видаляються з продувальною водою.

Для низьких тисків ($P_n < 1,6$ МПа) внутрішньокотлову обробку здійснюють лужними реагентами (NaCO_3 і NaOH). В парогенераторах з більш високим тиском частіше за все використовують тринатрійфосфат (Na_3PO_4). Слід відзначити, що фосфатна обробка котлової води може супроводжуватись утворенням високодисперсного шламу, який стимулює спінювання і

винесення котлової води з паром. Не можна застосовувати фосфатування в парогенераторах, які забруднені накипом, внаслідок інтенсивного утворення шламу. Тому перед фосфатуванням парогенератор має бути ретельно очищений від накипу. Якщо живильна вода складається з турбінного конденсату і добавки зм'якшеної води, то в процесі фосфатування утворюється надлишкова гідратна лужність. Остання може спричинити крихкі руйнування металевих деталей. За умови роботи ТЕЦ з відносно малими добавками зм'якшеної води підтримують режим зниженої гідратної лужності, який створюється введенням в котлову воду тринатрійфосфату і динатрійфосфату (Na_2HPO_4) або тринатрійфосфату і гексаметофосфату (NaPO_3)₆.

Для захисту металу від концентрованого лугу на парогенераторах ТЕЦ, які працюють зі значними добавками зм'якшеної води, може застосовуватись інший метод організації водного режиму - режим зниженої агресивності котлової води. Для цього в котловій воді підтримується певне співвідношення концентрацій гідратної лужності та інших іонів. Вільна гідратна лужність в перерахунку на NaOH не повинна перевищувати 20% від загального солемісту. Для парогенераторів ТЕЦ, які працюють зі значними добавками води з метою боротьби з лужною корозією рекомендується режим нітратної пасивації, який створюється присадкою селітри натрію з таким розрахунком, щоб в котловій воді утворювалось співвідношення

$$\text{NO}_2/\text{NaOH} \geq 0,3-0,4 \quad (4.1)$$

Контроль водного режиму парогенераторів високого тиску здійснюється за надлишком фосфатів, лужності, солемісту і вмісту кремнію в котловій воді, а також за вмістом продуктів корозії (Fe і Cu). Експлуатаційні норми якості котлової води установлюються на підставі теплохімічних випробувань і не повинні бути нижчими, ніж загальноустановлені. Організація і контроль водного режиму здійснюється хімічною лабораторією. Основними обов'язками чергового персоналу котельного цеху є безумовне

дотримання термінів і тривалості періодичної продувки, величини безперервної продувки, перевірка роботи обладнання для фосфатування. Під час з'явлення ознак порушення нормального режиму, начальник зміни вимагає здійснення додаткових проб і аналізів, і в залежності від їх результатів вживає необхідні заходи з виправлення водного режиму.

4.2 Отримання чистої пари

Якість пари, яку відпускають парогенератори, повинна задовольняти установлені норми. Погіршення якості пари веде до серйозних порушень експлуатації теплоенергетичного устаткування. В парогенераторах воно спричиняє заноси солями пароперегрівників, що зменшує температуру перегрітої пари і створює небезпеку перегріву труб. В турбінах воно спричиняє відкладення солей в проточній частині, що знижує виробність і економічність установки. Ліквідація солевих відкладень в пароперегрівниках і турбінах дуже складна і потребує зупинки агрегатів. Тому однією з основних задач експлуатації парогенераторів є генерація чистої пари.

Механізм попадання домішок спочатку в насичену, а потім в перегріту пару різний. Частина речовин виноситься парою разом з краплями котлової води, частина потрапляє з водою у впорскувальному пароохолоднику, частина безпосередньо розчиняється в насиченій парі. Частка виносу пари залежить від висоти парового об'єму. Підвищення рівня води в барабані сприяє збільшенню виносу вологи парою. На величину виносу істотно впливає солевміст котлової води, через шар якої проходить пара перед тим як потрапити в паровий об'єм.

Для зменшення виносу вологи застосовуються раціональні конструкції внутрішньокотлового обладнання, до складу якого входять сепараційні конструкції, елементи ступінчастого випаровування і паропромивальні пристрої. Задача експлуатаційного персоналу полягає в тому, щоб отримати найбільш чисту пару за допомогою наявних внутрішньокотлових пристроїв.

Винос вологи з барабана зв'язаний з навантаженням парогенератора і збільшується зі збільшенням останнього, що пояснюється зростанням “набухання” водного об'єму, а також швидкості та висоти викиду крапель. В процесі подачі пароводяної суміші під рівень води можливе не тільки “набухання” водного об'єму, а також швидкості та висоти викиду крапель, але й спінення води, внаслідок наявності шламу. З підвищенням солевмісту котлової води процеси “набухання” і спінення посилюються і збільшують винос вологи парою. За певних значень паровидатності та солевмісту котлової води настає різке погіршення чистоти пари, що в одному випадку відповідає “критичному навантаженню”, а в другому – “критичному солевмісту”.

Для того, щоб зменшити вплив “набухання” і пульсацій рівня води на чистоту пари, необхідно мати достатній об'єм (висоту) парового простору, де б відбувалась сепарація крапель води від пари. В однобарабаних парогенераторах це досягається збільшенням діаметра барабана. З метою кращого відокремлення пари від води необхідно “погасити” кінетичну енергію струмин пароводяної суміші, яка входить в барабан. Для вирівнювання розподілу потоку пари по об'єму барабана використовують дірчасті листи, які установлюють нижче рівня води. З метою рівномірного відведення пари з барабана установлюють стельовий дірчастий лист.

Для барабанного парогенератора солевий баланс можна записати у вигляді рівності

$$S_{жв} \cdot (D + D_{пр}) = S_{кв} \cdot D_{пр}, \quad (4.1)$$

де $D_{пр}$ - витрата продувальної води; $S_{жв}$ і $S_{кв}$ – солевміст живильної та котлової води відповідно.

Якщо позначити

$$P = D_{пр} / D; \quad m = S_{кв} / S_{жв}, \quad (4.2)$$

де P – частка продувки; m – кратність солевмісту котлової та живильної води, то після нескладних перетворень, одержимо

$$P = S_{\text{жв}} / (S_{\text{кв}} - S_{\text{жв}}) = 1 / (m - 1);$$

$$m = 1 + 1/P \quad (4.3)$$

Солевміст котлової води для прийнятої частки продувки складатиме

$$S_{\text{кв}} = S_{\text{жв}} \cdot (P + 1) / P \quad (4.4)$$

Збільшення частки продувки економічно не вигідно через зростання втрат теплоти з киплячою водою, яка виводиться з барабана парогенератора. Тому для зменшення частки продувки необхідно зменшувати солевміст живильної води і збільшувати солевміст котлової (продувальної) води. Однак останнє не повинно супроводжуватись погіршенням якості пари внаслідок виносу крапель води з підвищеним солевмістом. Збільшення солевмісту продувальної води досягається за допомогою ступінчастого випаровування, суть і схеми якого наведені в [6 – 7,9] і викладались раніше в дисципліні “Котельні установки промислових підприємств”. Завдяки обладнанню ступінчастого випаровування вдається значно зменшити продувку парогенератора. Найкращі результати і ліквідація перекидань води між ступенями досягається в разі улаштування останнього ступеня випаровування у виносних циклонах. Застосування останніх звільнює барабани від різного обладнання, яке захащує і утруднює доступ під час ремонтів і створює ряд інших переваг під час експлуатації.

Домішки в парогенератор вносяться тільки з живильною водою, а виносяться із нього з продувальною водою і насиченою парою. Тому повний солевий баланс описується рівнянням

$$S_{\text{жв}} \cdot (D + D_{\text{пр}}) = S_{\text{п}} \cdot D_{\text{п}} + S_{\text{пр}} \cdot D_{\text{пр}} \quad (4.5)$$

де $S_{\text{п}}$ і $S_{\text{пр}}$ – солевміст насиченої пари і продувальної води відповідно.

Якщо позначити $S_{\text{п}}/S_{\text{жв}} = n$, то з урахуванням (4.2) і (4.3) одержимо

$$P = (1 - n) / (m - 1) \quad (4.6)$$

На практиці величина n мала, але ігнорування нею може привести до похибок у визначенні частки продувки, на вміст кременю в парі.

Безперервна продувка не може забезпечити повного відведення

шламу, який поступово накопичується. Тому безперервну продувку завжди доповнюють періодичною, яка здійснюється з найнижчих застійних ділянок (нижніх колекторів екранів). Продувальні лінії мають обмежувальні шайби з метою зменшення впливу інтенсивної продувки на циркуляцію в екранах і знос продувальної арматури. Передбачається також окремі трубопроводи для аварійного випуску котлової води з барабана в разі його переповнення. Періодичну продувку здійснюють інтенсивно, але короткочасно.

З метою отримання найбільш чистої пари, коли ступінчасте випаровування не забезпечує необхідних результатів, вживають промивку пари більш чистою, як правило, живильною водою. В процесі контакту насиченої пари з чистою водою, солі та кремнієва кислота, що розчиняються в парі та виносяться з краплями води, залишаються в промивальній воді. Суміщення ступінчастого випаровування і промивки пари дає найбільший ефект з чистоти при. Для зменшення виносу вологи з насиченою парою всередині барабана встановлюється сепараційне обладнання. [6,7].

4.3 Видалення відкладень з поверхонь нагріву

В залежності від якості живильної води, методів її підготовки, а також засобів внутрішньокотлової обробки, в барабанних парогенераторах утворюється переважно сульфатний накип (CaSO_4 , MgSO_4) і рідше карбонатний (CaCO_3 , MgCO_3) та силікатний (CaSiO_2). Твердість і пористість карбонатного накипу змінюються в широких межах. Сульфатний накип має високу твердість і малу пористість. Силікатний накип утворюється на найбільш теплонавантажених елементах поверхонь і має велику твердість і дуже малу теплопровідність. Можливо також утворення змішаного накипу, який складається з різних компонентів. Зустрічається також накип із значним вмістом окислів заліза, інколи – натрію і міді.

Видалення відкладень накипу з поверхонь нагріву здійснюється водними або кислотними промивками, а також механічним способом. За допо-

могою водних промивок добре видаляються легкорозчинні солі натрію і набагато гірше – солі кальцію і магнію. Окисли заліза практично не розчиняються в воді, тому за наявності в накипу окислів заліза водна промивка дає малий ефект. Промивки застосовують переважно для випарних поверхонь і пароперегрівників барабанних парогенераторів. Промивку здійснюють деаерованою водою з температурою 100°C. Водні промивки доцільно здійснювати за розімкнутим циклом із скиданням води в дренаж і аналізом її жорсткості для контролювання процесу промивки. За цією схемою скорочується тривалість промивки без особливого збільшення витрати води. Водні промивки пароперегрівників або індивідуальні для кожної трубки, або загальні для всіх труб. В першому випадку досягається більш ретельна очистка змійовиків. Така промивка потребує значної тривалості, а тому вона здійснюється лише в періоди капітального або поточного ремонту. Крім того, вона можлива лише для тих конструкцій, в яких можна промивальну воду підвести до кожного змійовика. Для загальних промивок використовується підведення до колекторів промивальної води з температурою 50—70°C. Продувальну воду видаляють в дренаж через проміжні колектори пароперегрівника або зливають в барабан. Загальна промивка не потребує багато часу і може бути здійснена під час добової зупинки парогенератора. Промивка завершується видуванням води стиснутим повітрям.

Водні промивки для випарних поверхонь барабанних парогенераторів малоефективні, тому є необхідність в періодичних кислотних промивках. Для кислотної промивки використовують соляну або хромову кислоту. Для захисту металу від корозії під час кислотної промивки застосовують пасиватори (інгібітори), серед яких поширені столярний клей, технічний уротропін, фурфурол та інші. Живильні та парові лінії від'єднуються заглушками. Кислотна промивка здійснюється шляхом примусової циркуляції розчину по замкненій схемі. Тривалість промивки 3—5% соляною кислотою складає 3—5 годин. Після кислотної промивки і видалення ро-

бочого розчину парогенератор промивають гарячою водою, а потім 1—2% розчином NaOH з температурою 95°C для нейтралізації залишків кислоти і нарешті остаточно промивають кілька разів живильною водою.

Хромова кислота справляє сильну окисну дію. На стінках металу відразу утворюється оксидна плівка, яка захищає їх від подальшої дії кислоти. Тому промивка хромовою кислотою дає кращі результати, ніж соляною. Початкова концентрація хромового ангідриду з температурою 110—150°C складає 2%. Тривалість обробки поверхонь нагріву дорівнює від 9 до 12 годин, після чого парогенератор промивається гарячою живильною водою і конденсатом. Зазначимо, що хромова кислота більш дефіцитна і дорожча, ніж соляна.

В деяких випадках застосовують лужну і фосфатну очистку від солевідкладень, хоча вони менш ефективні в порівнянні з кислотними. Лужний метод зовсім не придатний для карбонатного накипу, але може застосовуватись для очистки сульфатного і силікатного накипу. Його також застосовують для промивки парогенераторів від бруду і масла після монтажу. За цим методом парогенератор заповнюється 1—2% розчином соди або NaOH з наступним кип'ятінням протягом доби з тиском 0,3—0,4 МПа. Під час обробки накип частково переходить в пухкі відкладення шламового типу, які легко видаляються з промивальною водою.

Фосфатний спосіб застосовується для накипу будь-якого складу. Як реагент застосовують тринатрійфосфат (Na_2PO_4) у співвідношенні 3—5 кг на тонну води. Після першого кип'ятіння з тиском 0,3—0,4 МПа протягом 12 годин повторюють кип'ятіння з тиском 1—1,5 МПа з добавкою реагенту. Кип'ятіння закінчують, коли в котловій воді залишається надлишок іонів PO_4^{3-} близько 60—100 мг/л, що свідчить про перехід накипу в фосфатний шлам. Останній має бути швидко видалений з парогенератора. В процесі фосфатної очистки гіпсовий і карбонатний накип легко розпушується,

але з силікатним накипом реакція йде значно повільніше, тому витрата реагенту і тривалість очистки значно зростають.

Механічний спосіб очистки накипу полягає в безпосередньому зіскоблюванні та зіскрібанні накипу з поверхонь за допомогою ручних інструментів, які застосовуються лише для очистки барабанів і колекторів.

5 Корозія елементів парогенератора

5.1 Зовнішня високотемпературна корозія

Корозія являє собою руйнування металу в результаті хімічної або електрохімічної дії зовнішнього середовища. Внаслідок дії топкових газів і повітря виникає газова корозія і на поверхні металу утворюється окисна плівка або окалина. Остання до певних температур виконує роль тимчасового захисту металу від розвинутих процесів окислення. В зоні високих температур корозійні процеси посилюються, а їх інтенсивність залежить від якості та умов роботи металу. Найбільш інтенсивна корозія спостерігається в парогенераторах, робоче паливо яких містить багато сірки.

В процесі спалювання сірчаних палив утворюються продукти окислення сірки: SO_2 і SO_3 . Температура в зоні окислення газів не перевищує 900°C . В зоні більш високих температур реакція окислення прискорюється



Однак окис SO_3 нестійкий і знов дисоціює за зворотною реакцією. Тому в топкових газах він майже не спостерігається і виявляється в подальших газоходах. Нагрітий до високої температури метал пароперегрівника є добрим каталізатором для окислення SO_2 в SO_3 . Найбільш каталізуючу активність має плівка окалини Fe_2O_3 . Найбільша кількість SO_3 утворюється, коли температура металу дорівнює $500\text{--}600^\circ\text{C}$.

Наявність SO_2 в димових газах спричиняє утворення сульфідів, які агресивно (особливо сульфід натрію) діють на захисні плівки окалини.

Деталі парогенераторів, які працюють в зоні температур 600°C , швидко окислюються і покриваються товстим шаром окалини, що легко руйнується під час температурних деформацій. Процес корозії поширюється углиб і спричиняє пошкодження деталей. Тому останні виготовляються із спеціальних сортів жаростійкої сталі, інтенсивне окислення якої здійснюється коли її температура перевищує 750°C . Високотемпературну корозію можуть зазнавати зовнішні поверхні екранів і пароперегрівників, не дивлячись на наявність внутрішнього охолодження робочим середовищем.

На думку деяких дослідників, зовнішня корозія екранних труб здійснюється завдяки дії незгорілого сірчаного колчедану, який у вигляді тонкого пилу осідає на трубах під час порушень і перебудов топкового режиму. З підвищенням температури в шарі пилу виникає інтенсивна реакція з розкладанням і плавленням агресивних сірчаних агентів, а Fe і S є продуктами не тільки корозії металу, але й розкладання сірчаного колчедану. Це підтверджується виглядом уражених труб з нерівномірним роз'їданням. Основним напрямом боротьби з цим явищем слід вважати налагодження топкових процесів і організацію раціональної аеродинаміки в топці.

Трубки вихідних ступенів пароперегрівників чи не найбільш страждають від газової корозії. Тому вони виготовляються з високолегованих сталейних сплавів з великим вмістом хрому, що забезпечує високу жаростійкість. Пошкодження труб пароперегрівників спричиняється, очевидно, окисленням SO_2 в SO_3 . Це приводить до утворення сульфатних окислів заліза на поверхні труб. Крім того, наявність в золі палива окислу ванадію (V_2O_5) підсилює процес корозії внаслідок розчинної дії на захисні оксидні плівки. Небезпека такої корозії може бути знижена шляхом збільшення швидкості газів, зменшення відкладень золи, застосування графітового покриття труб. Для боротьби з сірчаноокисlotною корозією в зоні високих температур застосовуються присадки, які адсорбують сірчаний ангідрид із димових газів (магнезит, магнезітова пушонка, та інші).

5.2 Зовнішня низькотемпературна корозія

Корозійний процес в зоні низьких температур є електрохімічний і виникає внаслідок утворення на металевій поверхні нагріву рідкої плівки, яка відіграє роль електроліту. В продуктах згорання міститься пара, парціальний тиск якої визначається вмістом водню в паливі, вологістю палива і коефіцієнтом витрати повітря. Якщо температура зовнішніх поверхонь нагріву буде менша, ніж температура точки роси (температура конденсації водяної пари з повним парціальним тиском), то відбувається конденсація водяної пари на поверхнях нагріву. Взаємодія SO_3 з конденсатом водяної пари утворює сірчану кислоту



Наявність пари H_2SO_4 в димових газах значно підвищує температуру точки роси, яка для сірчаних палив на $75\text{—}100^\circ\text{C}$ перевищує температуру конденсації водяної пари. На температуру точки роси впливають деякі режимні фактори. Наприклад, зі збільшенням коефіцієнта витрати повітря в топці α_T , температура точки роси підвищується. Зменшення навантаження супроводжується зменшенням температури в топці і в газовому тракті, що зумовлює сповільнення швидкості реакції окислення SO_2 атомарним киснем в топці та в зоні пароперегрівника. Тому зі зменшенням навантаження, температура точки роси знижується.

Інтенсивність процесу корозії визначається двома факторами: концентрацією сірчаної кислоти в рідкій плівці і температурою стінки труби. В процесі утворення роси із димових газів на поверхні труб концентрація кислоти в плівці μ змінюється в залежності від парціального тиску водяної пари над розчинами сірчаної кислоти і температури стінки $t_{\text{ст}}$ (рис.5.1). Таким чином, між процесом корозії, температурними умовами роботи поверхонь нагріву, якістю палива (вологістю і вмістом сірки), організацією топкового режиму існує складна залежність. Найбільша концентрація сірчаної кислоти для кожної марки палива спостерігається в точці роси (на

рис. 5.1 помічені кружками). Однак, агресивність кислоти в точці максимальної концентрації більш слабка, ніж за умови наступного її розбавлення, яке виникає внаслідок більш інтенсивної конденсації пари у міру зниження температури стінки труби. В області відносно високих температур поблизу точки роси на інтенсивність корозії впливає переважно температура поверхонь нагріву, а сумісний вплив температури і концентрації зумовлює найбільшу швидкість корозії в області температур, які менші за температуру точки роси.

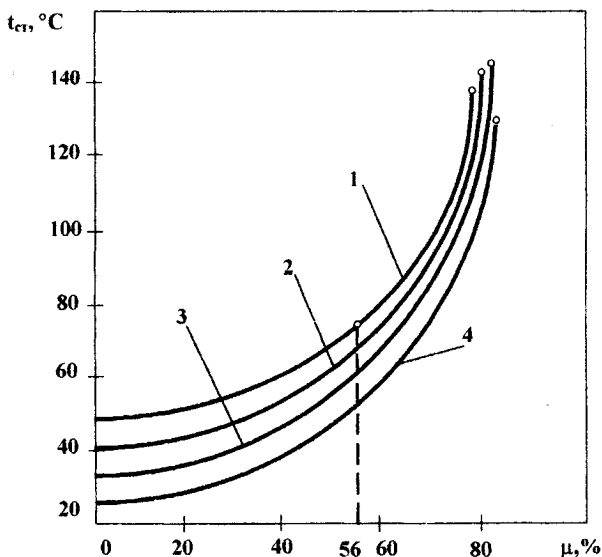


Рисунок 5.1 - Залежності між температурою стінки і концентрацією сірчаної кислоти в пливці для різних палив: 1- буре вугілля; 2-мазут; 3- газове вугілля; 4- пісне вугілля

Наступне зниження температури стінки труби і одночасне зменшення концентрації кислоти діють в протилежних напрямках, оскільки наближення концентрації кислоти до 56% збільшує її агресивність. Внаслідок цього момент найбільшої агресивності кислоти не збігається зі значенням найбільшої швидкості корозії, оскільки остання зменшується зі зниженням

температури. В зв'язку з тим, що залежності швидкості корозії від температури і концентрації різні за своїм характером, мінімальна швидкість корозії досягається для певного значення температури, після якої вона знов збільшується за рахунок впливу концентрації.

Практичні спостереження показали, що для кожного палива існує певний (безпечний) інтервал температур роботи поверхонь з мінімальною швидкістю корозії. Нижня межа безпечної температури відповідає концентрації сірчаної кислоти 56% і може бути визначена із співвідношення

$$t_{\text{н}} = t_{\text{к}} + 20^{\circ}\text{C} \quad (5.3)$$

де $t_{\text{к}}$ — температура конденсації водяної пари, яка для бурого вугілля змінюється в межах 40 — 50°C; для антрациту і пісного вугілля — 30 - 35°C; для мазуту — 45 - 50°C.

Верхня межа безпечних температур для всіх палив дорівнює близько 105°C. Для запобігання зовнішньої корозії труб сталевих економайзерів не можна допускати, щоб температура живильної води була нижче 105°C. Крім того, в парогенераторах, які працюють на твердому паливі, необхідно здійснювати регулярне обдування поверхонь для видалення лужно-сульфаних сполук, які спричиняють корозію.

Масове явище корозії повітропідігрівників зумовлено тим, що їх поверхні працюють з температурами, які наближені до температури точки роси. На початковій стадії корозії виникають нещільності повітропідігрівників, які спричиняють витік повітря в газоходи і поступово знижують ККД і паровидатність парогенератора. Для запобігання корозії в повітропідігрівниках за ПТЕ рекомендується підтримувати температуру повітря на вході не менш як 55°C для вологих палив і не менш як 40°C для палив середньої вологості. Ці температури установлені за умови запобігання конденсації чистої водяної пари на поверхнях труб. В дійсності, як вже зазначалось, за умови спалювання сірчастих палив температура точки роси перевищує температуру конденсації на 75- 100°C. Волога з'являється на сті-

ніці труб, коли температура стінки наближається до температури точки роси t_p . Температура стінки визначається за формулою

$$t_{ст}^{min} = \frac{t_{пв} + (\vartheta_r - t_{пв})}{\frac{(1 + \alpha_2 \cdot F_2)}{(\alpha_1 \cdot F_1)}} \quad (5.4)$$

де $t_{пв}$, ϑ_r — температура холодного повітря і димових газів відповідно; α_1 і F_1 — коефіцієнт тепловіддачі і поверхня труб з боку газів; α_2 і F_2 — коефіцієнт тепловіддачі і поверхня труб з боку повітря.

Для запобігання низькотемпературної корозії необхідно забезпечити підвищення мінімальної температури стінок труб за (5.4), яка була б вище температури точки роси.

$$t_{ст} = t_p + (10 - 20^\circ\text{C}). \quad (5.5)$$

Умова (5.5) для малосірчаних палив досягається розрахунковим співвідношенням швидкостей газів і повітря, а також підігрівом повітря на вході в повітропідігрівник до температури $45 - 50^\circ\text{C}$ за рахунок рециркуляції частини гарячого повітря (рисунок 5.2 а).

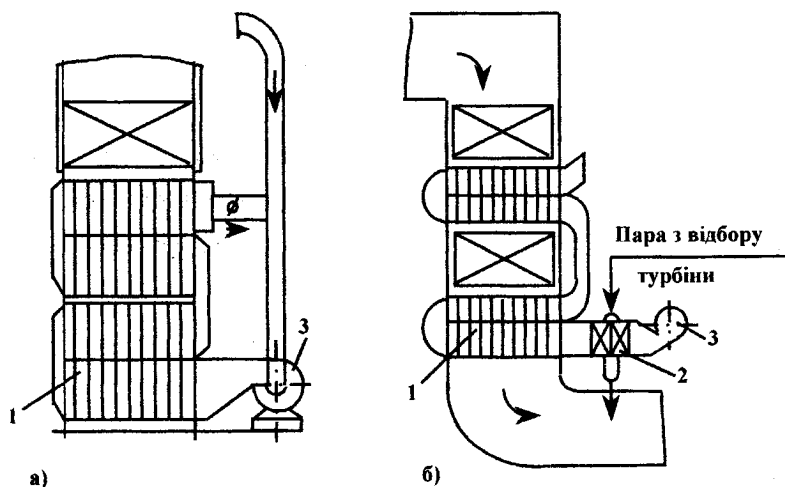


Рисунок 5.2 - Схеми підвищення температури повітря на вході в повітропідігрівник: а) рециркуляція димових газів; б) підігрів в паровому калорифері; 1—поверхня нагріву; 2—калорифер; 3—вентилятор

Рециркуляція повітря збільшує витрати електроенергії на дуттєвий вентилятор, зменшує температурний напір на вхідній ділянці повітропідігрівника, збільшує температуру відхідних газів. В процесі спалювання високосірчастих мазутів підігрів повітря до температури 80—100°C здійснюється в парових калориферах паром з відбору турбіни (рис. 5.26). В цьому випадку зниження економічності парогенератора дещо компенсується підвищенням економічності теплової схеми за рахунок використання теплоти конденсації пари з відбору низького тиску. Зменшення економічності парогенератора в будь-якому разі окупається більш тривалим терміном роботи повітропідігрівників.

Експлуатаційними засобами боротьби з сірчанокислотою корозією є застосування спеціальних лужних присадок до палива. Найбільший ефект в боротьбі з низькотемпературною корозією досягається, якщо спалювання високосірчастого мазуту здійснювати з мінімально допустимими коефіцієнтами витрати повітря в топці ($\alpha_{\text{топ}}=1,02—1,035$).

5.3 Внутрішня корозія труб

Корозія на внутрішній поверхні труб і камер парогенератора виникає завдяки взаємодії матеріалу стінок з робочим середовищем (паром або водою). Поверхневу корозію поділяють на загальну або рівномірну і на місцеву (локальну), або нерівномірну. Загальна корозія поширюється на малу глибину, але у міру розвинення її процес стає менш рівномірним. Місцева корозія розгортається на малих ділянках (плями, виразки, точки), але поширюється на значну глибину аж до утворення свищів і тому небезпечніша за рівномірну. Інтенсивність поверхневої корозії характеризується втратою металу з одиниці поверхні за годину, або глибиною роз'їдання, мм/рік.

За характером внутрішня поверхнева корозія може бути хімічною або електрохімічною в залежності від умов роботи труб. Хімічна корозія, наприклад, виникає в трубах пароперегрівників внаслідок дії перегрітої пари (пароводяна корозія). Електрохімічна корозія виникає переважно в

барабанах, екранних і економайзерних трубах і супроводжується наявністю електричного струму, який утворюється в мікрогальванічних елементах під час взаємодії металу з водою і вологою паром. Рівномірна корозія виникає під час дії на метал кислої Н-катионітової води, конденсату з високим вмістом вільної вуглекислоти, а також в процесі окислення металу перегрітою паром. Виразкова і точкова корозія є переважною формою роз'їдання живильних трубопроводів, барабанів і труб економайзерів за умови неповної дегазації живильної води.

Корозійний процес залежить від багатьох факторів, які можна поділити на дві групи: зовнішні, які зв'язані зі складом робочого середовища і умовами роботи устаткування; внутрішні, які зв'язані зі складом металу, його властивостями, станом поверхні та наявністю напруг.

Із зовнішніх факторів розчинений в воді кисень є основним і найбільш небезпечним агентом, а тому вміст його в живильній воді має наближатись до нуля. Киснева корозія частіше за все спостерігається на внутрішніх поверхнях труб економайзерів, а пошкодження труб мають виразковий характер. Така корозія небезпечна тим, що поширюється на глибину аж до утворення наскрізних свищів. Крім деаерації живильної води запобіжним заходом від кисневої корозії є підтримання такої швидкості води в трубах, коли бульбашки повітря не здатні затримуватись в змійовиках і виносяться з економайзера. Мінімальною швидкістю води вважається швидкість 0,3 м/с.

Другим зовнішнім фактором корозії є вільна вуглекислота в живильній воді, яка спричиняє вуглекислотну корозію. Така корозія виникає ще в живильному тракті (в конденсаторах, підігрівниках, трубопроводах), а її продукти виносяться у вигляді окислів заліза і міді в парогенератор, де чинять шкідливу корозійну дію на метал, особливо в місцях зварювання. Окисли заліза і особливо міді є деполяризаторами, які здатні створювати інтенсивну електрохімічну корозію.

Процес корозії залежить від концентрації іонів водню у воді (величини рН). За відсутністю кисню у воді з різними значеннями рН корозія сталі має рівномірний характер, але за наявністю кисню розміри корозії змінюються в залежності від величини рН. Коли $\text{pH} < 7$, то збільшується загальна корозія. З наближенням рН до 7 (нейтральна і малолужна вода), корозія стає нерівномірною і глибина пошкодження зростає. Корозія припиняється коли $\text{pH} \geq 10$ (сильнолужна вода).

Наявність у воді вільної вуглекислоти (CO_2) зумовлює зниження рН, завдяки чому на поверхні сталі відсутній захисний шар окислів, а інтенсивність корозії не зменшується за часом. З підвищенням температури міра дисоціації вуглекислоти зростає, внаслідок чого значення рН ще більш зменшується і для цих умов корозія не припиняється навіть за відсутністю кисню. Тому вільна вуглекислота повинна повністю видалятися з води одночасно з киснем. Підвищення температури збільшує інтенсивність корозії та підсилює її нерівномірність, що прискорює утворення свищів.

Окремим випадком корозії труб є пошкодження, що виникають під час порушення циркуляції: застою і розшаруваннях пароводяної суміші. За цих умов значне підвищення температури стінок породжує хімічну реакцію між водяною парою і металом з вивільненням водню, що спричиняє руйнування оксидної плівки на поверхні труб і розвинення корозії (пароводяна корозія). Остання найбільш інтенсивна, коли температура стінки перевищує 500°C . Пароводяна корозія зумовлена, частіше за все, конструктивними недоліками і ліквідується заходами, які поліпшують циркуляцію води, а також зменшенням теплосприймальних небезпечних ділянок труби (торкретуванням, ізоляцією).

Корозійна стійкість залежить від здатності матеріалу утворювати на поверхні захисні окисні плівки. Додатки, які містять метали, мало впливають на корозійну стійкість, тому за наявністю кисню всі сорти чорних ме-

талів кородують у водних розчинах майже однаково. Дещо менше кородують леговані сталі, які мають присадки хрому, молібдену і нікелю.

5.4 Корозійна утомленість і крихкі руйнування металу

Корозія, яка поширюється поза або всередині зернин (кристалів) металу називається кристалічною і виникає переважно в місцях з'єднання елементів парогенератора. Кристалітна корозія знижує механічну міцність металу, спричиняє утворення міжкристалітних або внутрішньокристалітних тріщин і вважається найбільш небезпечною. В парогенераторах зустрічається два види кристалітної корозії: корозійна утомленість і лужна крихкість.

Корозійна утомленість являє собою зниження межі утомленості під час знакозмінних напруг і роботи металу в кородуючому середовищі. Знакозмінні напруги механічно руйнують захисну оксидну плівку, внаслідок чого посилюється процес корозії, а міцність металу зменшується. Пошкодження металу виявляється у вигляді транскристалітних тріщин, які перетинають зернини кристалів. Корозійна утомленість виникає в пароутворювальних трубах барабанних парогенераторів в процесах нестійкого розширення пароводяної суміші, коли верхня твірна труб попеременно обмивається паром і водою, а також в тілі барабану, коли незадовільно виготовлені захисні сорочки на вводах живильної води, оскільки коливання температури живильної води спричиняють навіперемінні термічні напруги. Для запобігання явищ корозійної утомленості необхідні налагодка циркуляційних режимів і усунення конструктивних дефектів вхідних живильних штуцерів.

Лужною хрупкістю називають пошкодження у вигляді тріщин, які поширюються на межах зернин (міжкристалітні або інтеркристалітні тріщини). Ці руйнування відбуваються без помітних слідів пластичної деформації металу. Крихкі руйнування елементів є наслідком сумісної дії місцевих підвищених напруг металів та агресивних властивостей котлової

води. Механічні напруги складаються із внутрішніх, які утворюються в процесі з'єднання елементів, і додаткових, які виникають в результаті недостатньої компенсації температурних подовжень і прогинів від температурних нерівномірностей. Основним фактором агресивності котлової води є підвищений вміст гідроксил-іона (OH'). Практично це відповідає наявності у воді NaOH .

Міжкристалітні тріщини виникають в тих місцях, куди проникає котлова вода і де за рахунок упарювання створюються високі концентрації агресивних середовищ. Такими місцями є капілярні зазори у вальцовальних з'єднаннях труб, заклепкових з'єднаннях барабанів. Основні заходи для запобігання міжкристалітної корозії і крихких руйнувань мають спрямовуватись на усунення механічних напруг, які зв'язані із затисканням трубних контурів, вигинами барабанів та інше. Крім того, в процесі експлуатації застосовують водні режими, які спрямовані на зниження агресивних властивостей котлової води (режим нітратної пасивації, який створюється шляхом присадки селітри натрію). Для запобігання високих додаткових механічних напруг, треба організувати систематичний контроль за станом всіх рухомих елементів (нижні колектори, барабани) шляхом установки реперів, за показанням яких перевіряється достатність переміщень. Найбільш відповідальні елементи контролюються індикаторами зміщення. Зазначимо також, що небезпечна концентрація котлової води визначається лише складом солевмісту і не залежить від величини продувки.

5.5 Приклади

Приклад 5.5.1

Визначити температуру точки роси у відхідних газах в процесі спалювання високосірчастого мазуту марки M200 і викид діоксиду сірки в навколишнє середовище, якщо: паровидатність парогенератора з параметрами пари $P_{\text{п}}=3,88$ МПа і $t_{\text{п}}=450^{\circ}\text{C}$ складає 50т/год; вміст сірки в паливі $S^{\text{п}}=3\%$;

об'єм продуктів згоряння $12,3 \text{ м}^3/\text{кг}$; теоретичний об'єм повітря $10,2 \text{ м}^3/\text{кг}$; наявна теплота $Q_H=40,2 \text{ кДж/кг}$; коефіцієнт витрати повітря в топці $\alpha_T=1,15$; номінальна теплова напруга перерізу топки $q_T=2,18 \text{ МВт/м}^2$; температура живильної води 140°C ; частка безперервної продувки $\alpha_{пр}=0,03$; відносне навантаження $D^*=D/D_{ном}=1$, ККД парогенератора $0,887$.

Розв'язування

Об'ємна частка діоксиду сірки в продуктах згоряння за [18]

$$r_{\text{SO}_2}=0,007 \cdot S^P/V_T=0,07 \cdot 3/12,3=0,0017$$

Вміст зайвого кисню в димових газах, %

$$O_2=21 \cdot (\alpha_T-1) \cdot V^0/V_T=21 \cdot (1,15-1) \cdot 10,2/12,3=2,57$$

Відсотковий вміст SO_3 в продуктах згоряння, за [18], %

$$\text{SO}_3=0,424 \cdot r_{\text{SO}_2} \cdot O_2^{0,5} \cdot q_T \cdot D^{*2}=0,424 \cdot 0,0017 \cdot 2,57^{0,5} \cdot 2,18 \cdot 1^2=0,0025$$

Температури точки роси визначається в залежності від концентрації

$$\text{SO}_3 \text{ [18], } ^\circ\text{C: } \quad t_p=50+11 A_{\text{SO}_3}^{0,7} \quad (\text{коли } \text{SO}_3 \leq 2 \cdot 10^{-3}, \%),$$

$$t_p=50+50 A_{\text{SO}_3}^{0,2} \quad (\text{коли } \text{SO}_3 > 2 \cdot 10^{-3}, \%), \text{ де } A_{\text{SO}_3}=\text{SO}_3 \cdot 10^4.$$

$$\text{Тому } 50+50 \cdot (0,0025 \cdot 10^4)^{0,2}=145,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Масова концентрація діоксиду сірки за [18], г/кг

$$g_{\text{SO}_2}=(r_{\text{SO}_2} \cdot 0,01 \cdot \text{SO}_3) \cdot V_T \cdot \rho_{\text{SO}_2} \cdot (\alpha_T/\alpha_{\text{вр}}) \cdot 10^4=$$

$$=(0,0017 \cdot 0,01 \cdot 0,0025) \cdot 12,3 \cdot 2,86 \cdot (1,15/1,35) \cdot 10^4=43,7,$$

де ρ_{SO_2} —густина SO_2 ; $\alpha_{\text{вр}}$ —коефіцієнт витрати повітря у відхідних газах.

Теплова потужність парогенератора, МВт

$$Q_{\text{пр}}=(D_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{п}} - h'_{\text{жв}}) + \alpha_{\text{пр}} \cdot D_{\text{пр}} \cdot (h'_{\text{пр}} - h'_{\text{жв}}))/3,6=$$

$$=(50 \cdot (3342-589) + 0,03 \cdot 50 \cdot (1087-589))/3,6=38,44$$

Витрата робочого палива, кг,с

$$B_p=Q_{\text{пр}}/(Q_H^P \cdot \eta_{\text{пр}})=38,44/(40,2 \cdot 0,887)=1,078$$

Масовий викид діоксиду сірки в навколишнє середовище:

$$\text{секундний } M_{\text{SO}_2}^{\text{с}}=g_{\text{SO}_2} \cdot B_p=43,7 \cdot 1,078=47,1 \text{ г/с}$$

$$\text{добовий } M_{\text{SO}_2}^{\text{д}}=M_{\text{SO}_2}^{\text{с}} \cdot 3600 \cdot 24=47,1 \cdot 3,6 \cdot 24=4070 \text{ кг/добу}.$$

Приклад 5.5.2

Визначити температуру точки роси в продуктах згорання донецького вугілля марки Г з теплою згорання $Q_H^P=18,88$ МДж/кг, яке має $S^P=3,5\%$, $A^P=28,5\%$; частка виносу золи $a_v=0,95$; частка водяної пари в димових газах $r_{H_2O}=0,09$.

Розв'язування

Приведені значення S^P і A^P , %, кг/МДж

$$S_{II}=S^P/Q_H^P=3,5/18,88=0,185 \quad A_{II}=A^P/Q_H^P=28,5/18,88=1,51$$

Парціальний тиск водяної пари, МПа

$$P_{H_2O}=P \cdot r_{H_2O}=0,1 \cdot 0,09=0,009$$

Температура конденсації пари за парціальним тиском з таблиць водяної пари $t_k=43^\circ\text{C}$.

Температура точки роси за [18], $^\circ\text{C}$

$$t_p=t_k+202 \cdot (S_{II})^{0,33}/(1,23^{(a_v \cdot A_{II})})=43+202 \cdot 0,185^{0,33}/(1,23^{(0,95 \cdot 1,51)})=128,7.$$

Порівняємо цей результат з результатом попереднього прикладу. Не дивлячись на те, що тверде паливо має більший вміст сірки в робочій масі температура точки роси менше ніж для мазуту ($128,7 < 145,2$). Це пояснюється тим, що в мінеральній частині твердих палив містяться лужні сполуки, які здатні нейтралізувати оксиди сірки.

Приклад 5.5.3

Визначити, чи буде мати місце низькотемпературна сірчаноокисла корозія труб на поверхні сталюого економайзера парогенератора з діаметрами труб 38/34 мм, якщо температура відхідних газів 180°C , об'єм газів $V_r=16$ м³/кг, витрата робочого палива $B_p=0,33$ кг/с, розташування труб в газоході — коридорне; поперечний крок між трубами $S_1=60$ мм; розміри газоходу $a \times b=1,6 \times 1,6$ м; температура живильної води $t_{жв}=102^\circ\text{C}$; температура точки роси $t_p=150^\circ\text{C}$.

Розв'язування

Кількість труб в одному ряду

$$z = a/S_1 - 1 = 1,6/0,06 - 1 = 25,7 \quad \text{приймаємо } z = 25$$

Площа перерізу газоходу, м²

$$F_{\text{пер}} = a \cdot b = 1,6 \cdot 1,6 = 2,56.$$

Площа перерізу для проходу газів, м²

$$F_r = F_{\text{пер}} \cdot b \cdot d \cdot z = 2,56 \cdot 1,6 \cdot 0,038 \cdot 25 = 1,04.$$

Швидкість газів в газоході, м/с [8,9]

$$W_r = B \cdot V_r / F_r \cdot (t_r + 273) / 273 = 0,33 \cdot 16 / 1,04 \cdot (180 + 273) / 273 = 8,42.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки із номограми [8,9], Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{н}} \cdot C_r \cdot C_s \cdot C_{\text{ф}} = 67 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1,1 = 72,2.$$

Коефіцієнт тепловіддачі за [8,9], Вт/(м²·К)

$$K = \psi \cdot \alpha_1 = 0,55 \cdot 72,2 = 39,7.$$

Температура стінки труби на вході води в економайзер за [18], °С

$$t_{\text{ст}} = t_r - \frac{K}{\alpha_1} \cdot (t_r - t_{\text{жв}}) = 180 - \frac{39,7}{72,2} \cdot (180 - 102) = 137.$$

Оскільки температура стінки труби меша за температуру $t_p + 5^\circ\text{C} = 150 + 5 = 155^\circ\text{C}$, то низькотемпературна корозія буде мати місце.

Приклад 5.5.4

Перед димовою трубою відхідні газів з витратою $G = 4,8$ кг/с і температурою 260°C змішується з потоком газів, витрата яких складає $3,74$ кг/с а температура 40°C . Визначити, чи буде мати місце конденсація пари в димовій трубі діаметром $D = 1,4$ м, якщо: густина газів $\rho_r = 1,13$ кг/м³; кінематична в'язкість $\nu = 3 \cdot 10^{-5}$ м²/с; теплопровідність $\lambda_r = 0,03$ Вт/(м·К); критерій Прандтля $Pr_r = 0,7$; термічний опір стінки труби $R_r = 1,34$ м²·К/Вт; температура точки роси $t_p = 50^\circ\text{C}$; коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до навколишнього повітря з температурою 15°C дорівнює 24 Вт/(м²·К). Теплоємність газів вважати сталою.

Розв'язування

Сумарна витрата димових газів, кг/с:

$$G_{\text{см}} = G_1 + G_2 = 4,8 + 3,74 = 8,54.$$

Масові частки суміші:

$$g_1 = G_1 / G_{\text{см}} = 4,8 / 8,54 = 0,56;$$

$$g_2 = G_2 / G_{\text{см}} = 3,74 / 8,54 = 0,44.$$

Температура суміші за умови сталої теплоємності газів, °C

$$t_{\text{см}} = g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 = 0,56 \cdot 260 + 0,44 \cdot 40 = 163,2.$$

Площа перерізу димової труби, м²

$$F_{\text{дт}} = \pi \cdot D^2 / 4 = 0,785 \cdot D^2 = 0,75 \cdot 1,4^2 = 1,538.$$

Швидкість газів в трубі м/с

$$W_{\text{г}} = \frac{G_{\text{см}} \cdot (t_{\text{см}} + 273)}{\rho_{\text{г}} \cdot F_{\text{дт}} \cdot 273} = \frac{8,54 \cdot (163,2 + 273)}{1,13 \cdot 1,538 \cdot 273} = 7,84.$$

Критерій Рейнольдса газів

$$Re = W_{\text{г}} \cdot D / \nu_{\text{г}} = 7,84 \cdot 1,4 / 3 \cdot 10^{-5} = 366229.$$

Критерій Нуссельта

$$Nu = 0,032 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} = 0,032 \cdot (366229)^{0,8} \cdot 0,7^{0,3} = 903,96.$$

Коефіцієнт теплопередачі від газів до стінки труби, Вт/(м²·K)

$$\alpha_{\text{г}} = Nu \cdot \lambda_{\text{г}} / D = 903,96 \cdot 0,03 / 1,4 = 19,37.$$

Коефіцієнт теплопередачі від газів в навколишнє середовище, Вт/(м²·K)

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{г}}} + R_1 + \frac{1}{\alpha_{\text{нс}}} \right)^{-1} = 0,697.$$

Температура внутрішньої стінки труби за [18], °C

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{г}} - \frac{K}{\alpha_{\text{г}}} (t_{\text{г}} - t_{\text{нс}}) = 163,2 - \frac{0,697}{19,37} \cdot (163,2 - (-15)) = 156,78.$$

Величина Θ за [18]

$$\Theta = (t_{\text{ст}} - t_{\text{п}}) / t_{\text{ст}} = (166,8 - 50) / 156,8 = 0,0433.$$

Величина

$$Re \cdot \Theta = 366229 \cdot 0,0433 = 15857,7$$

Оскільки $t_{ст} > t_p + 5$; тобто $t_{ст} > 155^\circ\text{C}$, а $Re \cdot \Theta > 2200$ [18], то конденсація вологи в трубі відсутня.

Приклад 5.5.5

Визначити надійність роботи труб кип'ятильного пучка, який виготовлений із сталевих труб діаметром 60/54 мм з відносними кроками $S_1/d=2; S_2/d=0,8$, якщо: тиск в барабані парогенератора 4МПа; температура газів $t_r=850^\circ\text{C}$; швидкість газів 10 м/с; допустима температура сталі $t_{доп}=600^\circ\text{C}$; коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{пр}=100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; товщина накипу в трубах $\delta_n=1,2 \text{ мм}$; теплопровідність накипу $\lambda_n=0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; паливо — природний газ.

Розв'язування

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби за [8,9], $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_\phi = 73 \cdot 0,97 \cdot 1,4 \cdot 1 = 103,3.$$

Загальний коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби за [8,9], $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_{пр}) = 0,95 \cdot (103,3 + 100) = 193,1,$$

де ξ — коефіцієнт обмивання поверхонь.

Термічний опір шару накипу, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

$$R_n = \delta/\lambda = 1,2 \cdot 10^{-3}/15 = 8 \cdot 10^{-5}$$

Коефіцієнт теплопередачі за [8,9], $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k = \Psi / \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_n \right) = 0,8 / \left(\frac{1}{193,1} + 8 \cdot 10^{-5} \right) = 60,7,$$

де Ψ — коефіцієнт теплової ефективності поверхні нагріву.

Температура стінки труби за [18], $^\circ\text{C}$

$$t_{ст} = t_r - \frac{k}{\alpha_1} (t_r - t_n) = 850 - \frac{60,7}{193,1} (850 - 250) = 661,8$$

де t_n —температура насичення в барабані.

Оскільки температура стінки труб перевищує допустиме значення, робота поверхні нагріву кип'ятильного пучка не надійна

Приклад 5.5.6

Вміст в летючій золі частинок розміром більш як 30 мкм (R_{30}) змінюється від 55 до 35%. Визначити як зміниться коефіцієнт забруднення поверхні нагріву, якщо трубний пучок має такі характеристики:

$D_{\text{нт}}=32\text{мм}$, $S_2=48\text{мм}$, швидкість димових газів 10 м/с.

Розв'язування

Визначаємо поправку на фракційний склад

$$C_{\text{фр}}^{55} = 1 - 1,18 \cdot \lg\left(\frac{R_{55}}{33,7}\right) = 1 - 1,18 \cdot \lg\left(\frac{55}{33,7}\right) = 0,749$$

$$C_{\text{фр}}^{35} = 1 - 1,18 \cdot \lg\left(\frac{R_{35}}{33,7}\right) = 1 - 1,18 \cdot \lg\left(\frac{35}{33,7}\right) = 0,981$$

Коефіцієнт забруднення для різних значень R_{30} визначаємо за [8]: $C_d=0,8$; $\epsilon_0=2,235$ для $W_t=10$ м/с і $S_2/d=48/32=1,5$. Тоді коефіцієнт забруднень, $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{кВт}$:

$$\epsilon_1 = C_d \cdot C_{\text{фр}}^{55} \cdot \epsilon_0 = 0,8 \cdot 0,749 \cdot 2,235 = 1,34$$

$$\epsilon_2 = C_d \cdot C_{\text{фр}}^{35} \cdot \epsilon_0 = 0,8 \cdot 0,981 \cdot 2,235 = 1,75$$

Отже, для більш мілких фракцій золи (для більш тонкого помелу вугілля) коефіцієнт забруднення збільшується в даному випадку в 1,39 рази. Слід зазначити однак, що більш тонкий помел забезпечує більш повне вигорання палива.

6 Експлуатація тягодуттєвого устаткування

6.1 Характеристики тягодуттєвих машин і газоповітроводів

Робота тягодуттєвих машин суттєво впливає на експлуатацію парогенераторів. Недостатня подача або недостатній напір вентиляторів і димососів обмежують парову потужність парогенератора. Від справності та

безперебійності роботи тягодуттєвих машин залежить надійність роботи парогенератора. Витрати електроенергії на привод вентиляторів і димососів складають основну частку енергії на власні потреби парогенераторів.

В процесі експлуатації тягодуттєвих машин часто спостерігається підвищена витрата електроенергії, що може зумовлюватись рядом причин:

- низьким ККД устаткованого устаткування;
- невідповідністю напору і подачі машин характеристикам газових або повітряних трактів;
- застосуванням неекономічних методів регулювання;
- наявністю нещільності в газових або повітряних трактах, які спричиняють присмоктування або витік повітря;
- підвищенням аеродинамічним опором на ділянках всмоктування і нагнітання.

Невірне здійснення топкових режимів парогенератора (наприклад, збільшення коефіцієнта витрати повітря або підвищення температури відхідних газів) можуть створювати важкі умови роботи тягодуттєвого устаткування. Характеристиками тягодуттєвих машин є залежності повного напору H , мм в. ст. або кПа, ККД машини η і споживаної потужності N , кВт від об'ємної подачі V , м³/год. Відцентрові тягодуттєві машини, які поширені на практиці, з лопатками загнутими вперед або назад, мають типові характеристики, що наведені на рисунку 6.1. Вентилятори з лопатками загнутими вперед мають напірну характеристику H більш полого, ніж вентилятори з лопатками загнутими назад. Навантажувальна характеристика $N=f(V)$ для вентиляторів з лопатками загнутими вперед майже лінійна, в той час як для вентиляторів з лопатками загнутими назад споживана потужність для розрахункової подачі V_p менша за таку для вентиляторів першого типу. Тому збільшення подачі вентиляторів другого типу не викликає помітного перевантаження двигуна. Для однакової кількості обертів n і розмірів вентилятори першого типу дають більші напори, ніж вентилятори

другого типу, але ККД вентиляторів другого типу дещо більші, ніж першого. Ці особливості необхідно враховувати в процесі експлуатації відцентрових машин.

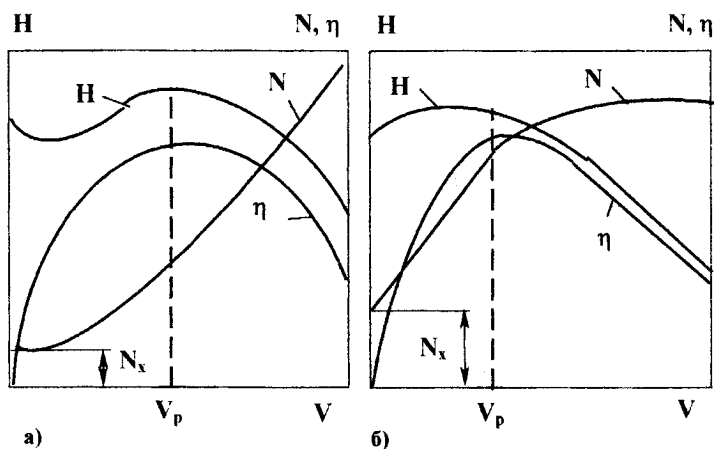


Рисунок 6.1 - Типові характеристики відцентрових вентиляторів для заданих ρ , кг/м^3 і n , об/хв: а) – з лопатками загнутими вперед; б) – з лопатками загнутими назад

Характеристика осьових вентиляторів $H=f(V)$ (рисунок 6.2) виявляється більш крутішою, ніж у відцентрових вентиляторів з лопатками загнутими назад, а споживана потужність мало змінюється зі зміною подачі і несуттєво відрізняється від потужності холостого ходу N_x .

Порівняльна оцінка характеристик для умов експлуатації вентиляторів дозволяє вважати, що найбільш сприятливими є такі, які мають більш полого напірну характеристику $H=f(V)$. Це в досить широкому діапазоні зміни подачі повинно відповідати більшим значенням ККД машини.

В процесі експлуатації викликає інтерес залежність робочих параметрів від кількості обертів і температури робочого середовища. Зі зміною n подача і напір машини змінюється за наближеними співвідношеннями

$$V_2 \approx V_1 \cdot (n_2/n_1) \quad (6.1)$$

$$H_2 \approx H_1 \cdot (n_2/n_1)^2 \quad (6.2)$$

Зі зміною обертів вала ККД машини майже не змінюється. Тому рівняння для потужності буде таким

$$N_2 = N_1 \cdot (n_2/n_1)^3 \quad (6.3)$$

Напір тягодуттєвої машини залежить від густини газу, яка залежить від температури

$$\rho_2/\rho_1 = (t_2 + 273)/(t_1 + 273).$$

Тоді

$$H_2/H_1 = \rho_2/\rho_1 = (t_2 + 273)/(t_1 + 273) \quad (6.4)$$

Споживана потужність двигуна за умови сталої подачі змінюється обернено пропорційно абсолютній температурі газу, тобто

$$N_2/N_1 = (t_1 + 273)/(t_2 + 273) \quad (6.5)$$

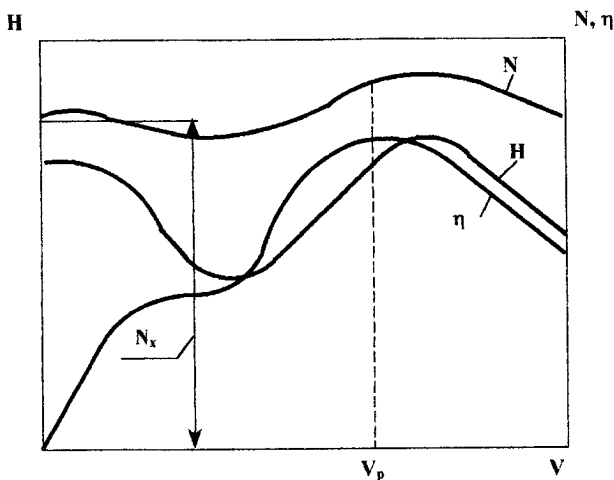


Рисунок 6.2 - Типові характеристики осевого вентилятора для заданих ρ , кг/м^3 і n , об/хв

Заводські характеристики сучасних вентиляторів і димососів подаються в безрозмірних координатах $\bar{V}, \bar{H}, \bar{N}$, від яких в кожному конкретному випадку легко перейти до дійсних значень величин

$$V = \bar{V} \cdot (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot U_2; \quad (6.6)$$

$$H = \bar{H} \cdot \rho \cdot U_2^2; \quad (6.7)$$

$$N = \bar{N} \cdot (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot \rho \cdot U_2^3; \quad (6.8)$$

$$\eta = \bar{V} \cdot \bar{H} / \bar{N}, \quad (6.9)$$

де $U_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n / 60$; D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса.

Безрозмірні характеристики (рисунок 6.3) не залежать від розмірів машин і зберігають свої значення для всієї серії даного типу, що зручно для застосування серійних машин. Крім того, тягодуттєві машини маркуються за коефіцієнтом швидкохідності

$$n_s = n \cdot V^{0.5} \cdot [(\rho / 1,2) / H]^{0.75}, \quad (6.10)$$

де 1,2 – густина повітря для $t = 20^\circ\text{C}$

Опір газоповітряного тракту, як відомо [15 - 17], складається з опору тертя в прямих каналах сталого перерізу $\Delta H_{\text{тр}}$ і місцевих опорів, що зв'язані зі зміною форми або напрямку канала $\Delta H_{\text{м}}$. Опір тертя і місцеві опори визначаються за формулами, Па:

$$\Delta H_{\text{тр}} = \lambda \cdot (l / d_c) \cdot H_{\text{д}}, \quad (6.11)$$

$$\Delta H_{\text{м}} = \Sigma \xi \cdot H_{\text{д}}, \quad (6.12)$$

де λ і ξ – коефіцієнт тертя і коефіцієнт місцевого опору відповідно;

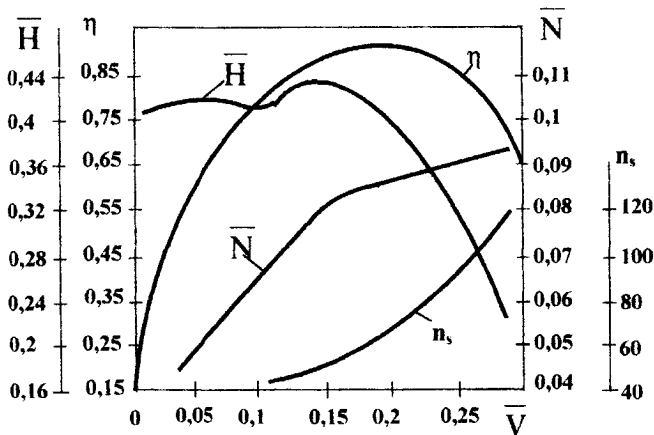


Рисунок 6.3 - Вигляд безрозмірних характеристик осьового вентилятора

l – довжина ділянки; d_e – еквівалентний діаметр каналу; $H_d = \rho W^2 / 2$ – динамічний тиск; ρ – густина середовища для певної температури; W – швидкість.

На рисунку 6.4 наведена залежність динамічного тиску для повітря. Для димових газів значення H_d необхідно помножити на величину $\rho_0 / 1,293$, де ρ_0 густина газів для нормальних умов. Визначення λ і ξ для газоповітряних трактів та поверхонь парогенераторів наведено в [10, 15]. Для визначення рекомендованої швидкості газу в газоповітроводах можна застосувати залежності, які наведені на рисунку 6.5. Тут величина приведенного коефіцієнта опору газопровода.

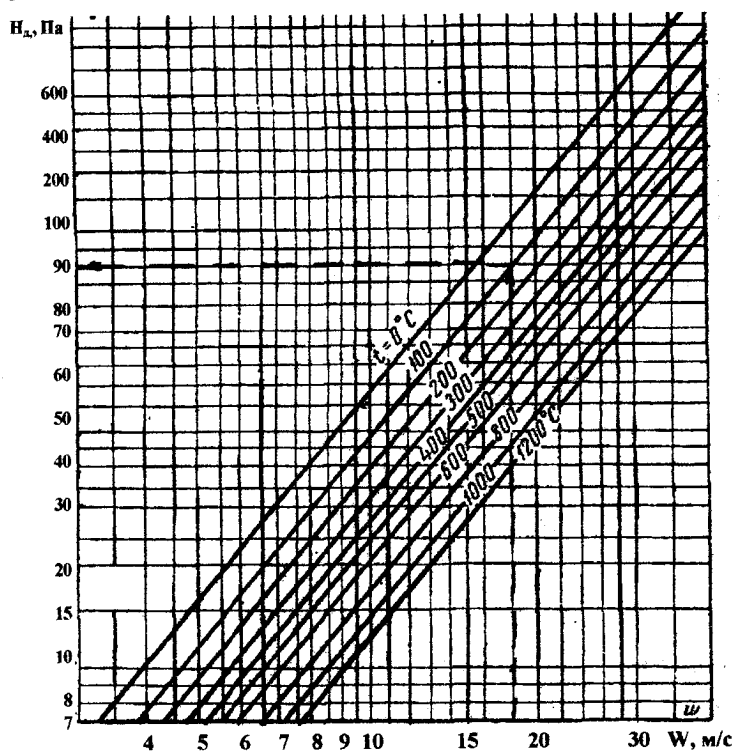


Рисунок 6.4 - Значення динамічного напору

$$\xi_{\text{ип}} = A + \frac{\sum \xi}{l} \cdot \sqrt{V}; \quad (6.13)$$

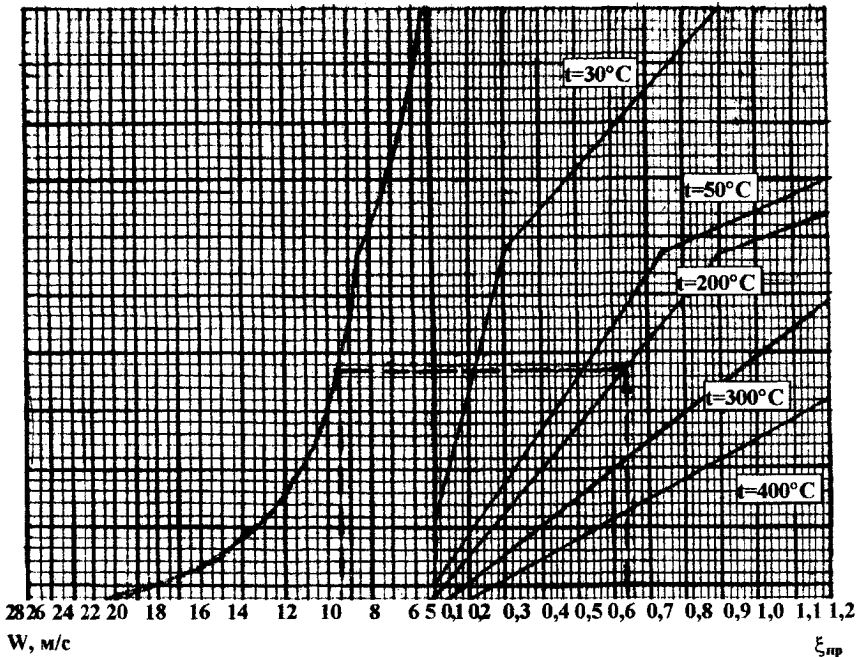
де $A=0.05$ для металевих і $A=0,07$ для залізобетонних газоходів; V – об’ємна витрата газу, $\text{м}^3/\text{с}$.

Характеристикою газового тракту називають залежність $\Delta H_{\text{гт}} = \Delta H_{\text{гр}} + \Delta H_{\text{м}} = f(V)$, яка для газоповітряних трактів наближається до параболічної

$$\Delta H_{\text{гт}} = k \cdot \rho \cdot V^2, \quad (6.14)$$

де k – певний коефіцієнт.

Робочий режим тягодуттєвих машин визначається точкою перетину



характеристики машини і тракту.

Рисунок 6.5 - Графік для визначення рекомендованої швидкості газів в газопроводах

6.2 Сумісна робота тягодуттєвих машин

Зміна робочого режиму вентилятора, який працює на заданий газопровід, можлива тільки за рахунок зміни характеристики вентилятора або газового тракту. В першому випадку це здійснюється шляхом зміни кількості обер-

тів вала машини, а в другому – шляхом застосування спеціальних напрямних апаратів. В обох випадках спостерігається зменшення ККД установки. Недостатня експлуатаційна економічність тягодуттєвих машин може зумовлюватись тим, що вони працюють з навантаженнями, які нижчі за номінальні. Це пояснюється кількома причинами:

- 1) вентилятори і димососи вибираються із запасом подачі та напору до 15%;
- 2) шкала типорозмірів серійних тягодуттєвих машин має великі інтервали з подачі та напору, внаслідок чого установлюються машини, V і H яких перевищують необхідні подачу і напір;
- 3) фактичні газові опори трактів часто відрізняються від розрахункових в межах +50%, що створює додатковий запас напору.

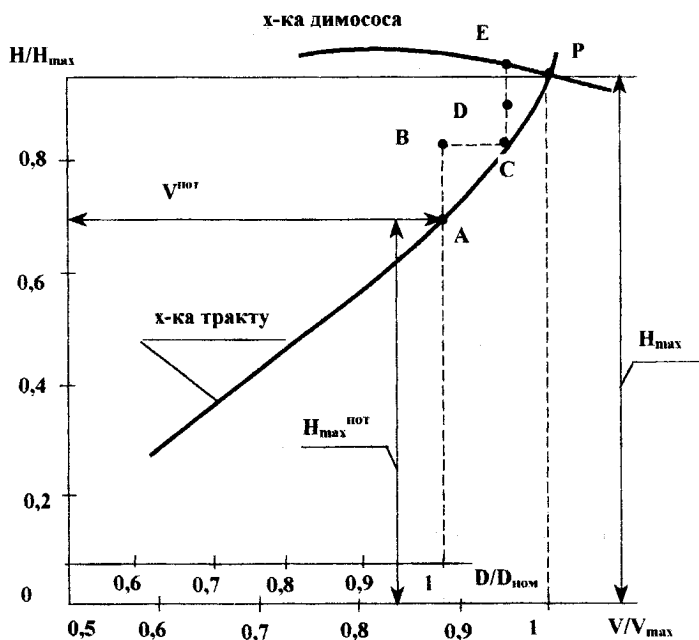


Рисунок 6.6 - Режим роботи димососа

На рисунку 6.6 наведений режим роботи димососа на певний газовий тракт. Робоча точка димососа Р має перебувати на перетині характеристик димососа і тракту. Але внаслідок певних запасів, димосос за умови номінального завантаження парогенератора, вимушений працювати з робочою точкою А, маючи запас подачі біля 18% і запас напору близько 30%. Таким чином, запас споживаної потужності складатиме близько 48%. Зі зменшенням навантаження парогенератора робоча точка димососа зміщується по кривій характеристики тракту ще нижче, що спричиняє додаткове дроселювання напору і низьку економічність роботи машини. Подібний режим роботи димососа може зумовлюватись запасом гідравлічного опору тракту АВ; запасом витрати ВС; запасом напору димососа DC і перевищенням напору ED найближчого типорозміру машини.

На економічність тягодуттєвих установок суттєво впливає нещільність газоповітряних трактів, яка викликає витік повітря або підсмоктування його в газоходи. Якщо позначити величину витіку (присмоктувань) через $V_{пр}$, а частку через $\alpha_{пр} = V_{пр}/V < 1$, то для трактів з параболічною характеристикою (6.14) необхідний напір складатиме

$$H_H = k \cdot \rho \cdot (V + V_{пр})^2 = k \cdot \rho \cdot V^2 \cdot (1 + 2\alpha_{пр} + \alpha_{пр}^2). \quad (6.15)$$

Нехтуючи величиною $\alpha_{пр}^2$, одержимо

$$H_H = k \cdot \rho \cdot V^2 \cdot (1 + 2\alpha_{пр}) \quad (6.16)$$

Якщо вважати, що ККД тягодуттєвої машини зі зміною подачі присмоктувань залишається незмінним, то збільшення споживаної потужності з урахуванням (6.16) дорівнюватиме

$$\Delta N = \frac{(N - N_H)}{N_H} \approx 3\alpha_{пр} \quad (6.17)$$

Отже, відносне збільшення потужності за рахунок присмоктувань зростає втричі швидше відносного збільшення присмоктувань.

Парогенератори малої та середньої потужності комплектуються одним вентилятором і одним димососом. На парогенераторах великої по-

тужності установлюють по два однотипних вентилятори і димососи. Розглянемо умови сумісної роботи двох вентиляторів. (рисунок 6.7).

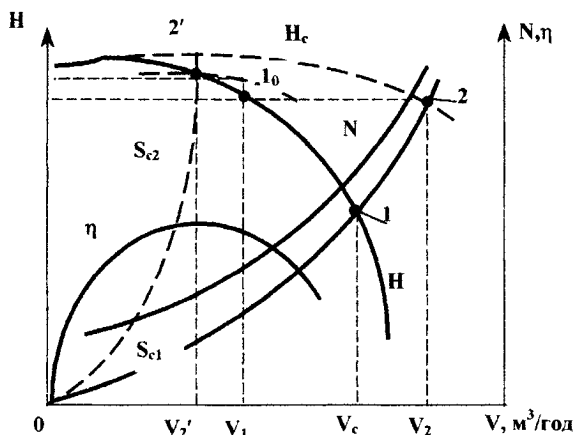


Рисунок 6.7 - Сумісна характеристика роботи двох однотипних вентиляторів

Сумарна подача вентиляторів дорівнює сумі їх подач з однаковим тиском ($H_1=H_2$). За умови паралельної роботи машин з однаковими характеристиками криві повних напорів будуються за характеристикою однієї машини шляхом подвоєння подачі (абсцис). Споживана потужність також подвоюється для відповідних точок характеристик [10,16]. Для заданої характеристики газового тракту S_{c1} точка 2 відповідає паралельній роботі двох вентиляторів, оскільки лежить на перетині сумарної характеристики напору H_c з кривою S_{c1} . Загальна подача вентиляторів складає $V=V_1+V_2$. Якщо б працював один вентилятор, то робочою точкою була би точка 1. Отже, включення в роботу другого вентилятора дозволяє підвищити подачу в тракті на величину $\Delta V=V_2-V_c$. Якщо б характеристика повітряводу була більш крутішою (S_{c2}), для якої напір і подача одного вентилятора на-

ближаються до максимальних значень, то сумісна робота вентиляторів збільшила би подачу дуже мало ($V_1 - V_2'$). Таким чином, для крутих характеристик тракту паралельна робота вентиляторів (димососів) менш економічна, ніж для трактів з пологою характеристикою. Паралельна робота різнотипних тягодуттєвих машин може спричиняти нестійкий режим з пульсаціями подачі, напору і навантаження електродвигунів. Саме тому для паралельної роботи вибирають машини з однаковими характеристиками.

В процесі паралельної роботи тягодуттєвих машин регулювання можна здійснювати двома способами: 1) паралельним регулюванням, тобто однаковою зміною подачі кожної машини; 2) послідовним регулюванням, тобто поступовою зміною до нуля подачі однієї з машин, а потім іншої. Для машин із загнутими назад лопатками більш економічно застосовувати послідовне регулювання. Для машин із загнутими вперед лопатками паралельне регулювання доцільно застосовувати тоді, коли подача машини перевищує 55% від максимальної.

6.3 Регулювання тягодуттєвих машин

Зміна паровидатності парогенератора зумовлює необхідність регулювання роботи тягодуттєвих машин з метою досягнення найбільш економичного режиму роботи.

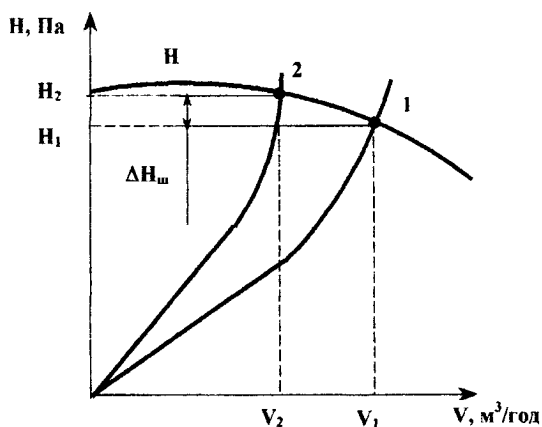


Рисунок 6.8 - Регулювання подачі та напору машини за допомогою дросельного шибера

мічних режимів роботи. Розрізняють два типи регулювання: 1) аеродинамічне; 2) механічне. Під час аеродинамічного регулювання здійснюється зміна опору руху потоку за допомогою дросельних шиберів, напрямних апаратів тощо. Механічне регулювання здійснюється шляхом зміни кількості обертів вала машини.

Економічність аеродинамічного регулювання залежить від характеристики машини, а економічність механічного регулювання не залежить від типу машини та її характеристики. На практиці також зустрічаються комбіновані способи регулювання, які використовують перший і другий тип регулювання паралельно або послідовно.

Просте дросельне регулювання здійснюється зміною відкриття шибера. При цьому характеристика тягодуттєвої машини залишається незмінною. До опору тракту додається додатковий опір, в результаті чого робоча точка машини зміщується по кривій характеристики з положення 1 в положення 2 (рис. 6.8)

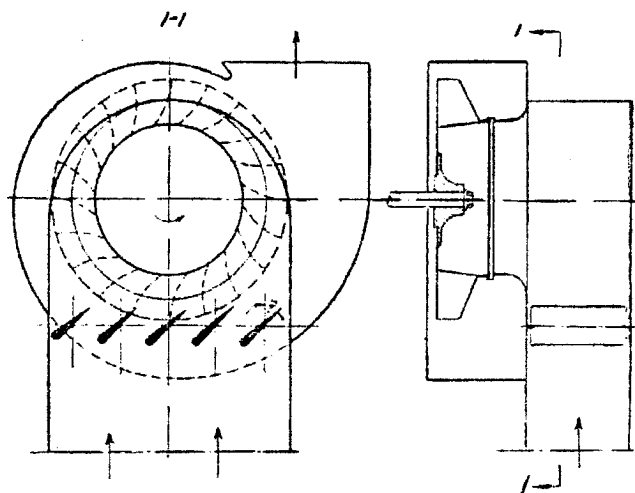


Рисунок 6.9 - Схема установки напрямного апарата спрощеного типу

В шибері відбувається втрата напору $\Delta H_{ш}$, на подолання якої витрачається додаткова потужність

$$\Delta N = \Delta H_{ш} \cdot V_2 / (3600 \cdot \eta_{тд} \cdot \eta_{ен}), \quad (6.18)$$

де $\eta_{тд}$ і $\eta_{ен}$ – ККД тягодуттєвої машини і електромеханічний ККД відповідно.

Коефіцієнт корисної дії машини в процесі регулювання шибєром зменшується пропорційно відношенню H_1/H_2 . Діапазон регулювання 0-100%, а плавність регулювання залежить від досконалості приводу. Регулювальний шибєр установлюють як на всмоктувальній, так і на нагнітальній лінії, однак регулювання на всмоктувальній лінії дещо економічніше. Цей застарілий вид регулювання є найбільш простим і найменш економічним в порівнянні з іншими видами, тому його застосування не можна вважати доцільним.

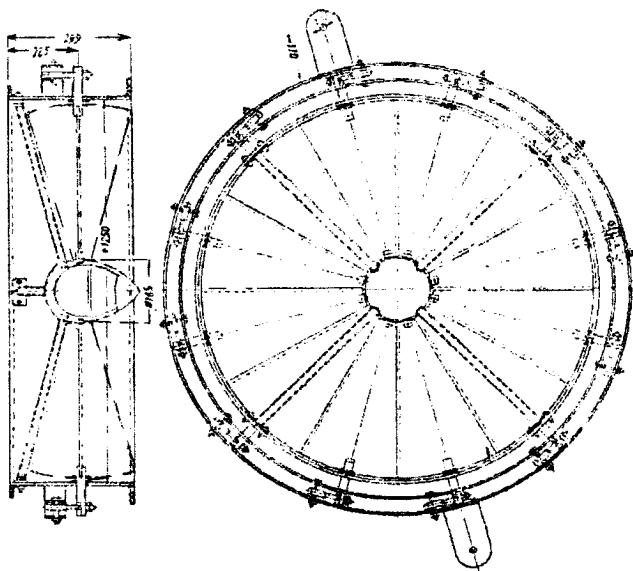


Рисунок 6.10 - Напрямний апарат осьового типу

Найбільш поширеним способом регулювання подачі тягодуттєвих установок є регулювання напрямними апаратами спрощеного (рисунок 6.9) або осьового (рисунок 6.10) типів.

На відміну від шибєрів напрямні апарати впливають на характеристику машин. Вони установлюються на вхідному коробі для машин однобічного всмоктування. Машини двобічного всмоктування обладнуються прямими всмоктувальними каналами і напрямними апаратами спрощеного типу. Направні апарати осьового типу за аеродинамічними показниками економічніше, ніж апарати спрощеного типу.

В процесі регулювання напрямними апаратами напір машини зменшується за рахунок попереднього обертання потоку в апараті на внутрішньому діаметрі робочого колеса, причому закрутка потоку здійснюється в бік обертання колеса тягодуттєвої машини. Направні апарати мають просту конструкцію і надійні в експлуатації. Безінерційність регулювання напрямними апаратами дозволяє з'єднувати їх з автоматами горіння. Однак з аеродинамічної точки зору ці апарати є недостатньо досконалими, внаслідок чого зі зменшенням подачі машини її ККД помітно зменшується.

Регулювання за допомогою зміни швидкості обертання вала тягодуттєвих машин є теоретично найкращим для машин будь-якого типу. Тільки за допомогою такого способу досягається майже ідеальне регулювання, коли для газоходів з параболічною характеристикою споживана потужність змінюється пропорційно кубу витрати, тобто

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^3 \quad (6.19)$$

Однак в реальних умовах зміна частоти обертання зв'язана з втратами в приводному устаткуванні. Тому ефективність цього способу регулювання залежить від величини втрат, які виникають в процесі зміни швидкості обертання. Для регулювання кількості обертів було запропоновано багато методів, більшість з яких виявилась непридатною для тягодуттєвих машин. Для останніх регулювання частоти обертання можна здійснити двома способами: 1) за допомогою гідرو або електромагнітної муфти, яка дозволяє за рахунок ковзання змінювати швидкість обертання машини;

2) за допомогою електродвигунів постійного струму або електродвигунів змінного струму з фазним ротором і регулювальним реостатом, які дозволяють змінювати кількість обертів електроприводу.

Гідромуфти мають ряд переваг в процесі регулювання подачі тягодуттєвих машин. Вони дозволяють плавно і з мінімальними втратами електроенергії регулювати частоту обертання в широкому діапазоні зміни кількості обертів (20% - 97%). Вони також зменшують величину пускового струму асинхронного електродвигуна. До недоліків гідромуфт можна віднести деяке подорожчення установки і ємнісне запізнення під час автоматичного регулювання. Слід зазначити, що навіть за умови повного завантаження машини спостерігається ковзання, внаслідок чого кількість обертів машини майже на 3% відрізняється від кількості обертів електродвигуна.

Відомо кілька методів регулювання частоти обертання електродвигунів змінного струму [10,16,17], серед яких застосування електродвигунів з контактними кільцями і реостата в ланцюзі ротора, електродвигунів з короткозамкнутим ротором і гідромуфтою, колекторних електродвигунів послідовного збудження, двохшвидкісних електродвигунів. Найбільш придатним і поширеним виявився останній метод.

Порівняння різних способів регулювання здійснюється на підставі економічності, глибини та інерційності регулювання, складності та вартості виготовлення (рисунок 6.11). Найменш економічним є дросельне регулювання, а найбільш економічним – регулювання муфтою. Осьові напрямні апарати дають економічність, яка наближена до економічності регулювання гідромуфтою, а в області великих навантажень (малої глибини регулювання) осьові напрямні апарати можуть виявитись навіть економічніші за гідромуфту. Крім того, регулювання тягодуттєвих машин з лопатками, що загнуті назад, менш економічне, ніж машин з лопатками, які загнуті вперед.

Напрямні апарати в порівнянні з гідромуфтами мають меншу інер-

ційність регулювання. Крім того, напрямні апарати простіші за конструкцією і можуть бути виготовлені безпосередньо на підприємстві, в той час як гідромуфти потребують спеціального заводського виготовлення. Оптимальним способом за споживаною потужністю є регулювання двошвидкісними електродвигунами в комбінації з напрямними апаратами осьового типу. При цьому електродвигуни слід підбирати таким чином, щоб найбільший час він працював з малою швидкістю, забезпечуючи більш високу економічність.

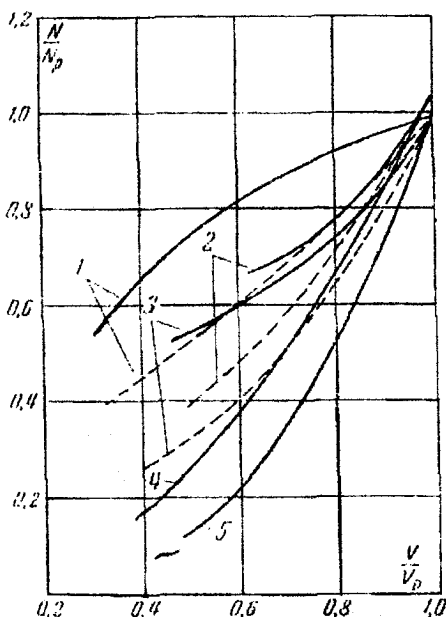


Рисунок 6.11 – Порівняння різних методів регулювання вентиляторів з лопатками, які загнуті назад (суцільні лінії) і з лопатками, що загнуті вперед (штрихові лінії): 1-регулювання шибером; 2-спрощеними напрямними апаратами; 3-осьовими напрямними апаратами; 4-гідромуфтою; 5-ідеальне регулювання зміною частоти обертання вала електродвигуна

6.4 Деякі заходи запобігання і усунення неполадків в роботі тягодуттєвих установок

До механічних неполадків тягодуттєвих машин, які виникають в

процесі роботи, належать вібрації, черкання ротора об кожух, золова спрацьованість ротора і кожуха, нагрівання підшипників тощо. Причинами які викликають вібрації, можуть бути: нерівномірний золовий знос лопаток і дисків; послаблення розтяжок ротора; знос вкладишів підшипників ковзання або підшипників кочення; забруднення крильчатки золою або її жолблення; послаблення фундаментних болтів підшипникових стояків; невірне центрування вала машини з валом електродвигуна; черкання ротора об кожух; прогин вала; недостатня жорсткість рам під підшипниками або всієї опорної конструкції установки.

Вібрація вентиляторів і димососів може сягати значної та небезпечної величини за умови резонансу, тобто за умови збіжності частоти коливання машини з частотою коливання опорних конструкцій. Тому якщо величина вібрації перевищує 0,1 мм, треба негайно прийняти заходи з її ліквідації. При цьому треба пам'ятати, що вчасно не усунена постійна вібрація спричиняє розвиток пошкоджень і додаткові неполадки: передчасний знос підшипників, послаблення болтових з'єднань, пальців муфти, інші. Якщо величина вібрації досягає недопустимої величини (перевищує 0,2 мм) машина має бути негайно зупинена.

Черкання ротора об кожух може виникати внаслідок недостатнього зазору між кожухом і ротором на всмоктуванні або зміщенні броні кожуха. Для усунення черкання необхідна зупинка машини і здійснення необхідного ремонту.

Нагрівання підшипників може виникати з причини недостатньої кількості масла для змащування, недоброякісного мастила або недостатнього водяного охолодження, високої температури відхідних газів, стиснення роликів підшипників внаслідок термічних розширень вала і т.і.

Причиною ненормальної роботи тягодуттєвої машини може бути несправність з'єднувальної муфти між двигуном і машиною (неточне центрування, знос пальців). В процесі експлуатації пиловугільних парогенера-

торів часто виникає золотий знос частин тягодуттєвих установок. Найбільшого зносу зазнають лопатки димососів. Радикальною мірою запобігання золотого зносу є установка золоуловлювачів перед димососом. Застосовується також наплавка лопаток твердими сплавами. Корпус димососа оснащується бронею. Повинні бути запасні відбалансовані ротори для можливості швидкої заміни зношених роторів, а також комплекти вкладишів підшипників.

Несправності в роботі електродвигунів тягодуттєвих машин зустрічаються дуже рідко, особливо для короткозамкнених двигунів високої напруги. Підвищений нагрів електродвигуна може виникати від перенавантаження і недостатньої вентиляції, а також за умови зменшення напруги або випадкового зволоження обмотки. Небезпечність виникнення самозаймання вугільного пилу, який може проникати у вентиляційні канали електродвигуна, потребує періодичних продувань стиснутим повітрям. Наявність присмоктувачів суттєво зменшує ККД тягодуттєвих машин і спричиняє перенавантаження електродвигунів. Спрацьованість підшипників електродвигуна може спричинити вібрацію і черкання ротора об статор в процесі обертання, що може привести до серйозної аварії.

7 Основи експлуатаційних випробувань парогенераторів

7.1 Класифікація і організація випробувань

Промислово-експлуатаційні випробування парогенераторів здійснюються з метою визначення енергетичних характеристик і оптимальних режимів роботи, перевірки виконання гарантійних умов, виявлення особливостей і недоліків, а також навчання обслуговуючого персоналу правильним і раціональним методам роботи. Вони поділяються на три категорії і відрізняються, в основному, об'ємом і точністю вимірювань [13].

До першої категорії належать приймально - здавальні випробування, під час яких перевіряються гарантії заводу-виготовлювача за основними

показниками: паровидатністю, ККД, параметрами і якістю пари, характеристиками допоміжного устаткування. В процесі випробувань визначаються всі теплові втрати, теплосприймання поверхонь, повітряний баланс топки та інше. Ці випробування здійснюються в початковий період роботи після монтажу парогенератора.

До другої категорії належать експлуатаційні (балансові) випробування, мета яких полягає у визначенні нормативних характеристик оптимальних режимів роботи (режимних карт), фактичної економічності. Вони здійснюються після реконструкції парогенератора або за умови його роботи на іншому паливі. В процесі випробувань визначаються максимальне і мінімальне навантаження, оптимальні умови роботи топки, теплові втрати, аеродинамічні характеристики і характеристики допоміжного устаткування.

До третьої категорії належать режимно - налагоджувальні випробування, метою яких є налагодження режимів роботи парогенератора, визначення оптимальних значень його окремих показників і максимального навантаження з різним складом допоміжного устаткування.

Випробування першої та другої категорій здійснюються за умови усталеного режиму з обов'язковим зведенням теплового балансу. Для випробувань третьої категорії застосовуються спрощені методи, які дають можливість визначати окремі зміни параметрів, що необхідні для оптимізації режимів. В усіх категоріях випробувань ККД парогенератора визначається за зворотним балансом.

Перед початком випробувань виконується комплекс підготовчих робіт: знайомство з технічною документацією агрегату, огляд з метою оцінки стану і оснащеності засобами вимірювань, складання і погодження технічної програми випробувань та інше. Після виконання підготовчих робіт і усунення недоліків здійснюється перевірка готовності парогенератора і допоміжного устаткування до випробувань, навчання спостерігачів, яке закінчується перевіркою їх роботи під час учбового досліду з наступним

розбором і корекцією їх дій.

Основні досліді розпочинають тільки після попередніх, які здійснюються з метою виявлення загальної картини роботи парогенератора і перевірки попередніх висновків, що складені за даними звітної технічної документації. Тривалість роботи парогенератора перед випробуванням повинна складати не менш як 48 – 60 год. На початку попередніх дослідів перевіряють здатність роботи парогенератора з номінальним і мінімальним навантаженням. Під час попередніх дослідів перевіряється розподіл палива і повітря між пальниками, визначаються частки присмоктувань повітря в топку і газоходи, які порівнюються з нормативними. Балансові досліді розпочинають після усунення недоліків, які виявлені під час попередніх дослідів. Одночасно здійснюють необхідні реконструктивні засоби, які дозволяють підвищувати точність і цінність наступних трудомістких балансових дослідів.

Балансові випробування здійснюються за умови усталеного режиму, під час якого коливання навантаження не повинні перевищувати $\pm 5\%$, коливання температури перегріву пари $\pm 3\%$, а температура відхідних газів і коефіцієнт витрати повітря залишаються незмінними. Ряд параметрів (температура перегрітої пари, температури холодного і гарячого повітря, живильної води, температури газів за пароперегрівником, економайзером і повітропідігрівником) вимірюються спеціальними приладами. Аналіз димових газів здійснюється в трьох перерізах: на RO_2 і O_2 за поворотною камерою; на RO_2 , O_2 , CO , H_2 , CH_4 за повітропідігрівником; на RO_2 за димососом. Для обчислень коефіцієнта витрати повітря використовують дані газового аналізу за поворотною камерою і вміст CO , H_2 , CH_4 , які визначені за повітропідігрівником. Точність визначення ККД брутто не повинна перевищувати $\pm 1,5\%$. За методом зворотного теплового балансу, як відомо, визначаються відносні теплові втрати, %

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (7.1)$$

а ККД визначається як різниця

$$\eta^{бр} = 100 - \Sigma q \quad (7.2)$$

В цьому випадку абсолютна похибка і визначенні $\eta^{бр}$ дорівнює

$$\Delta \eta^{бр} = (\Delta q_2^2 + \Delta q_3^2 + \Delta q_4^2 + \Delta q_5^2 + \Delta q_6^2)^{0,5}, \quad (7.3)$$

де Δq (з відповідним індексом) – абсолютна похибка у визначенні теплової втрати.

Це означає, що за умови $\Delta \eta^{бр} = 1,5\%$ абсолютна похибка у визначенні Δq не повинна перевищувати 0,67%. Витрату електроенергії на власні потреби визначають за допомогою експлуатаційних лічильників, які перевірені за схемою двох ватметрів.

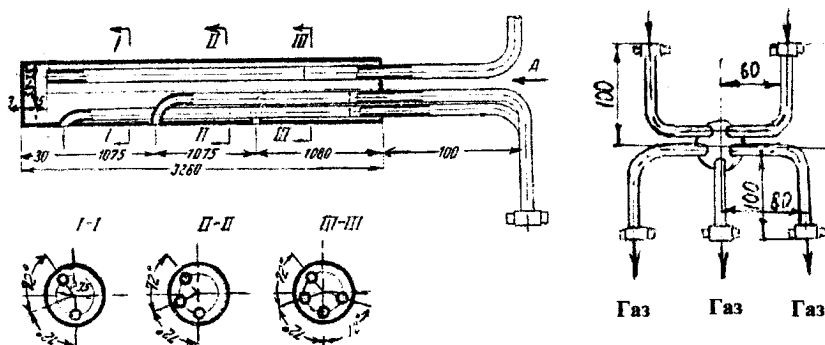


Рисунок 7.1 - Газозабірний пристрій на три точки з водяним охолодженням

7.2 Аналіз продуктів згорання палива

Цей аналіз дозволяє за даними випробувань визначити коефіцієнт витрати повітря і величину присмокування в газоходах, втрати теплоти від хімічної неповноти згорання палива і з відхідними газами. Для експлуатаційних випробувань застосовують газоаналізатори Орса, які дозволяють визначити вміст триатомних газів RO_2 і кисню $O_2\%$ в димових газах, а також газоаналізатори ВТИ, які, крім цього, визначають вміст CO , H_2 і CH_4 . Відсмокування газів із газоходів здійснюється за допомогою вентиляторів, димососів або ежекторів. Газу відбираються з кількох точок по ширині

газоходу за допомогою газовідбірних пристроїв з водяним охолодженням (рисунок 7.1). Протягом досліду достатньо зробити 3-5 аналізів.

Результати аналізу відносять до об'єму сухих продуктів згорання, оскільки водяна пара в процесі здійснення аналізу конденсується і тому не враховується. Ця особливість відповідним чином сформувала теоретичні методи визначення α_T і q_3 і відбилась на узагальненні методик розв'язування задач матеріального і теплового балансів. Одним з напрямків узагальнень полягає у введенні паливних характеристик, які являють собою відношення питомих об'ємів окислювача або різних компонентів продуктів згорання. Однією з таких важливих характеристик є, %

$$RO_2^{\max} = 100 \cdot \left(\frac{V_{RO_2}}{V_{CT}^o} \right), \quad (7.4)$$

де $V_{CT}^o = V_{N_2}^o + V_{RO_2}$; $V_{N_2}^o$ і V_{RO_2} — теоретичні ($\alpha_T=1$) об'єми азоту і сухих продуктів згорання, які визначаються за стехіометричними реакціями горіння [6 – 9].

Коефіцієнт, який враховує зміну характеристики RO_2^{\max} в порівнянні з окисленням чистого вуглецю в атмосферному повітрі (паливна характеристика) обчислюється за формулами:

$$\beta = \frac{2,35 \cdot (H^P - 0,125 \cdot O^P + 0,04 \cdot N^P)}{K^P} \quad (7.5)$$

для твердих і рідких палив, і

$$\beta = \frac{0,21 \cdot (0,01 \cdot N_2 + 0,79 \cdot V^o)}{V_{RO_2} - 0,79} \quad (7.6)$$

для хімічно чистих вуглеводних палив.

Тут $K^P = C^P + 0,375 \cdot S^P$; С, Н, О, N, S, - відсотковий вміст вуглецю, водню, кисню, азоту, сірки в масі палива; індекс "р" і "г" відносяться до робочої і горючої маси палива відповідно.

Значення β для різних палив наведені в [10].

Застосовується і така характеристика

$$\gamma = \frac{V_{cr}^{\circ}}{V^{\circ}}, \quad (7.7)$$

де V° - теоретичний питомий об'єм повітря, що необхідний для повного згорання одиниці палива, який визначається за стехіометричними реакціями горіння [6-9].

За умови неповного згорання палива матеріальний баланс і об'єми продуктів згорання визначаються за формулами:

$$RO_2 + O_2 + N_2 + CO + H_2 + CH_4 = 100, \quad (7.8)$$

$$V_{cr}^* = V_{cr} + 0,5 \cdot V_{CO} + 1,5 \cdot V_{H_2} + 2 \cdot V_{CH_4}, \quad (7.9)$$

де $V_{cr} = V_{N_2}^{\circ} + V_{RO_2} + (\alpha - 1) \cdot V^{\circ}$.

Таким чином, матеріальний баланс продуктів згорання має розглядатись в координатах

$$RO_2^* = \frac{(RO_2 + CO + CH_4)}{\delta}, \quad (7.10)$$

$$O_2^* = \frac{(O_2 - 0,5 \cdot (CO + H_2) - CH_4)}{\delta}, \quad (7.11)$$

де $\delta = 1 - (0,5 \cdot CO + 1,5 \cdot H_2 + 2 \cdot CH_4) / 100$

Враховуючи, що [11]

$$\frac{RO_2^*}{RO_2^{max}} + \frac{O_2^*}{21} = 1, \quad (7.12)$$

на підставі (7.10) – (7.12) одержимо

$$RO_2^{max} = \frac{21 \cdot (RO_2 + CO + CH_4 + H_2)}{\varepsilon} \quad (7.13)$$

де $\varepsilon = 21 - [O_2 - 0,79 \cdot (0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 2 \cdot CH_4)]$

Вираз (7.13) в загальній формі фіксує принцип відповідності складу реального палива і отриманих продуктів згорання. Зіставлення (7.13) з (7.4) дозволяє перевірити вірність аналізу продуктів згорання для палива з відомим складом робочої маси.

Співвідношення, яке установлює зв'язок між величинами RO_2^{\max} і O_2^* , має вигляд

$$O_2^* = 0,952 \cdot \frac{RO_2^{\max}}{RO_2 - 1} \quad (7.14)$$

На підставі вищевикладеного можна отримати такі формули для визначення коефіцієнта витрати повітря:

$$\alpha = 1 + \frac{\gamma \cdot O_2^*}{21 - O_2^*} \quad (7.15)$$

$$\alpha = 1 + \gamma \cdot \left(\frac{RO_2^{\max}}{RO_2^* - 1} \right) \rightarrow 1 \quad (7.16)$$

Останні залежності дозволяють за результатами газового аналізу побудувати номограму для визначення коефіцієнта витрати повітря для палива певного складу (рисунок 7.2).

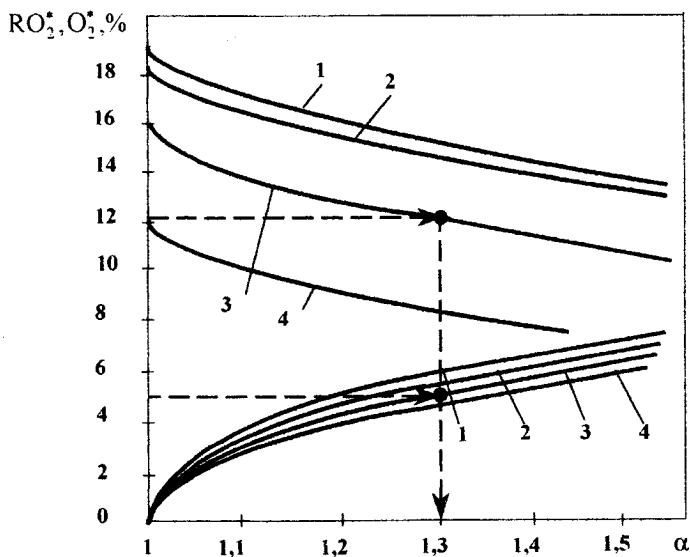


Рисунок 7.2 - Залежності RO_2^* і O_2^* від коефіцієнта витрати повітря: 1 - антрацит, $\beta=0,1$; 2 - буре вугілля, $\beta=0,15$; 3 - мазут, $\beta=0,3$; 4 - природний газ, $\beta=0,76$

Якщо неповнота згорання характеризується лише наявністю ($H_2=CH_4=0$) або умовно (завдяки неповному аналізу продуктів згорання) допускається, що в димових газах міститься тільки CO , то його вміст на підставі газового аналізу складатиме

$$CO = \frac{21 - \beta \cdot RO_2 - (RO_2 + O_2)}{(0,605 + \beta)} \quad (7.17)$$

В цьому разі коефіцієнт витрати повітря буде визначатись за наближеною формулою [13]

$$\alpha = \frac{\frac{79}{RO_2} + \beta}{79 \cdot RO_2^{\max} + \beta} \quad (7.18)$$

$$\text{де } RO_2^{\max} = \frac{21}{1 + \beta} \quad (7.19)$$

У випадках, коли точний склад робочої маси палива визначити неможливо, коефіцієнт витрати повітря рекомендується визначати за азотною формулою

$$\alpha = \frac{N_2^*}{N_2^* - 3,76 \cdot O_2^* \cdot \delta} \quad (7.20)$$

де $N_2^* = 100 - (RO_2 + O_2 + CO + CH_4)$.

Частка присмокування повітря в певний газохід визначається як різниця між визначеними значеннями α на виході з цього газохода і на вході в нього, тобто

$$\Delta\alpha = \alpha'' - \alpha' \quad (7.21)$$

Але визначення присмокування повітря в топку, а, особливо, в систему пилопідготовки виявляється на практиці дуже складним. Визначення щільності топкових камер потребує зведення повного повітряного і газового балансів парогенератора, які здійснити дуже важко. Тому для визначення присмокування в топці запропоновані інші методи [5]. Запропоновано частку присмокування в топці $\Delta\alpha_T$ визначати як різницю коефіцієнтів витрати повітря під час роботи з номінальним розрідженням $\alpha_{\text{роз}}$ і за умови

роботи топки з надлишковим тиском α_p (під наддувом):

$$\Delta\alpha_T = \alpha_{роз} - \alpha_p \quad (7.22)$$

При цьому підтримується сталим парове (паливне) навантаження парогенератора ($D=0,8D_{ном}$) і однакова витрата повітря, яка за даними газового аналізу забезпечує повне згорання або мінімальну неповноту згорання палива. Після цього, дистанційно прикриваючи шибери димососа, встановлюють нульове значення розрідження в топці за умови сталої витрати повітря і здійснюють аналіз продуктів згорання. За визначеними значеннями $\alpha_{роз}$ і α_p визначають $\Delta\alpha_T$. Недоліком такого методу є те, що робота під наддувом характеризується виходом продуктів згорання з верхньої частини топки. Однак за умови належної організації роботи для здійснення необхідних вимірювань вистачає 5 – 8 хв.

Частка присмокування повітря в газоходи парогенератора цілому може визначатись з повітряного і теплового балансу першого ступеня повітропідігрівника. Для цього необхідно визначити до і після ступеня такі величини α' і α'' , за значеннями яких визначається середнє значення $\alpha=0,5\cdot(\alpha'+\alpha'')$; температури димових газів ϑ' і ϑ'' і різниця температур $\Delta\vartheta=\vartheta' - \vartheta''$; температури повітря t' і t'' і різниця температур $\Delta t=t''-t'$. Далі складається тепловий баланс

$$(\alpha \cdot V_{gr} \cdot C_{gr} + V_{H_2O} \cdot C_{H_2O}) \cdot \Delta\vartheta \approx \rho \cdot V^\circ \cdot C_{II} \cdot \Delta t \quad (7.23)$$

де $\rho=V_{II}/V^\circ$; V_{II} і V_{H_2O} — об'єм повітря, який надходить з повітропідігрівника і водяної пари в димових газах відповідно; C_{gr} , C_{H_2O} і C_{II} — середні теплоємності газів, водяної пари і повітря.

Із (7.23) одержимо

$$\rho = \frac{(\alpha \cdot V_{gr} \cdot C_{gr} + V_{H_2O} \cdot C_{H_2O})}{(V^\circ \cdot C_{II}) \cdot \left(\frac{\Delta\vartheta}{\Delta t}\right)} \quad (7.24)$$

В (7.24) всі величини або вимірюються, або відомі для даного палива [8].

Тоді частка присмоктувань повітря в парогенератор визначається з різниці

$$\Delta\alpha_{\text{пр}} = \alpha - \rho \quad (7.25)$$

Для заданого робочого палива можна побудувати номограму (рисунок 7.3) для визначення величини ρ за вимірними значеннями α , $\Delta\theta$ і Δt , що значно спрощує обчислення частки присмоктувань повітря в газоходи парогенератора. Якщо визначена величина $\Delta\alpha$ перевищує нормативну, газоходи парогенератора необхідно ушільнювати. Нещільності, через які повітря присмоктується в газоходи, визначаються за допомогою смолоскипа або свічки, а також шляхом опресування стиснутим від вентилятора повітрям з добавками порошку крейди або охри.

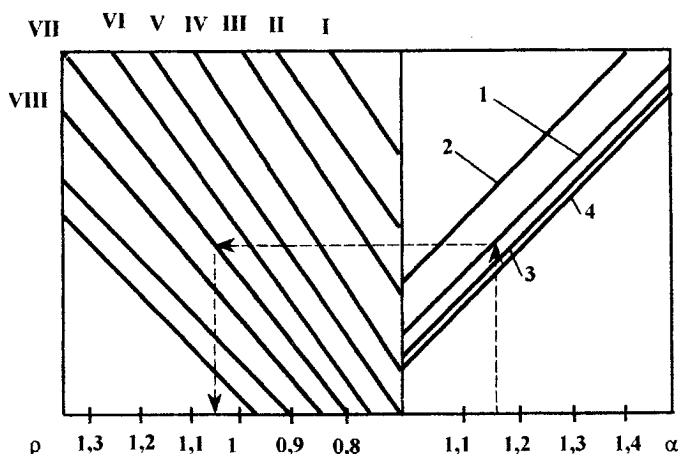


Рисунок 7.3 – Номограма для визначення присмоктувань повітря: 1 – антрацит, $W^{\text{пр}}=1,1\%$; 2 – буре вугілля $W^{\text{пр}}=4,5\%$; 3 – мазут; 4 – природний газ; I - $\Delta\theta/\Delta t=0,5$; II-0,55; III - 0,6; IV - 0,65; V - 0,7; VI - 0,75; VII - 0,8; VIII - 0,85; IX - 0,9; X - 0,95; $W^{\text{пр}}$ – приведена вологість

Зрозуміло, що опресування здійснюється в періоди простою парогенератора. Перед опресуванням всі дверці, люки, лази і шибери димососів ретельно закривають. Досвід експлуатації свідчить, що за умови регуляр-

ної перевірки і усунення дефектів обмурівки частку присмоктувань повітря в газоходи парогенератора можна зменшити до значень менших за нормативні.

7.3 Тепловий баланс парогенератора

Тепловий баланс складається для визначення ефективності роботи парогенератора і дає уявлення про досконалість процесів горіння і теплообміну, дозволяє контролювати точність здійснених випробувань. Тепловий баланс складається для усталеного режиму роботи і для 1 кг палива, що надходить в топку. Рівняння балансу має вигляд

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (7.26)$$

або в частках

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (7.27)$$

де $q_1 = \frac{Q_1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}$; $q_2 = \frac{Q_2}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}$ і т. д.

Наявна теплота палива в (7.26) дорівнює

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{тв}} + Q_{\text{фл}} + Q_{\text{фор}}, \quad (7.28)$$

де $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ - нижча теплота згорання робочого палива; $Q_{\text{тв}}$ - теплота, яка вноситься в топку з повітрям, якщо воно підігрівається із зовнішнього джерела; $Q_{\text{фл}}$ - фізична теплота палива, яка враховується у випадку якщо паливо попередньо підігрівається; $Q_{\text{фор}}$ - теплота, яка вноситься в топку паровими форсунками.

Частку втрат теплоти з відхідними газами визначають за формулою

$$q_2 = \frac{\left(I_{\text{вр}} - \alpha_{\text{вр}} \cdot I_{\text{хл}}^{\circ} + A^{\text{р}} \cdot a_{\text{а}} \cdot \frac{C_{\text{га}} \cdot \text{вр}}{100} \right)}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (7.30)$$

де

$$I_{\text{вр}} = (V_{\text{сг}} \cdot C_{\text{сг}} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot \vartheta_{\text{вр}}; \quad I_{\text{хл}}^{\circ} = (C_{\text{тв}} \cdot t_{\text{хл}} + 0,016 \cdot d_{\text{тв}} \cdot h_{\text{вл}}) \cdot V^{\circ} \cdot \alpha_{\text{вр}};$$

$\alpha_{вр}$ – коефіцієнт витрати повітря у відхідних газах; $C_{сг}$, C_{H_2O} , $C_{зл}$, $C_{пв}$ – теплоємність сухих газів, водяної пари, золи і повітря відповідно; A^p – зольність робочого палива, %; a_v – частка виносу золи з топки; $d_{пв}$ – вологовміст повітря; $t_{вр}$ – температура відхідних газів; $h_{вп}$ – ентальпія вологого повітря.

З метою спрощення розрахунків для визначення q_2 були запропоновані емпіричні формули С.Я. Корницьким, Я.Л. Пеккером, Б.І. Логіновим, М.Б. Равичем [10], які для палив з відомим складом дають майже однакові результати. Найбільш точною вважається формула М.Б. Равича [12]

$$q_2 = (a \cdot \alpha_{вр} + b) \cdot \left[\frac{q_{вр} - \alpha_{вр} \cdot t_{вп}}{\alpha_{вр} + c} \right] \cdot \frac{100 - q_4}{100}, \quad (7.31)$$

де $a=3,52$; $b=0,4$; $c=0,16$ для твердого палива; $a=3,5$; $b=0,45$; $c=0,13$ для рідких палив; $a=3,53$; $b=0,63$; $c=0,18$ для газоподібних палив.

Вираз (7.31) дозволяє обчислювати q_2 для палив, точний склад яких невідомий, а також в процесі спалювання суміші палив.

Втрата теплоти від хімічної неповноти згорання залежить від вмісту в димових газах CO , H_2 , CH_4 і C_nH_m , % [6-10,13]

$$q_3 = V_{сг} \cdot \frac{(126,4 \cdot CO + 108 \cdot H_2 + 358,2 \cdot CH_4 + 591,2 \cdot C_nH_m)}{Q_n^p} \quad (7.32)$$

Формула для безпосереднього визначення q_3 за результатами газового аналізу має вигляд

$$q_3 = \frac{\varphi \cdot (30,2 \cdot CO + 25,8 \cdot H_2 + 85,6 \cdot CH_4)}{100 \cdot (13,85 - 0,663 \cdot O_2 - 0,283 \cdot RO_2 + 0,12 \cdot H_2 + 0,765 \cdot CH_4)} \quad (7.33)$$

$$\text{де } \varphi = \frac{Q_n^p}{Q_u^p}$$

Враховуючи, що в процесі налагодження режимів під час випробувань, вміст CH_4 в димових газах, як правило, не допускається, а вміст H_2 не перевищує 0,2%, то за цих умов (7.33) спрощується

$$q_3 = \frac{\varphi \cdot (30,2 \cdot \text{CO} + 25,8 \cdot \text{H}_2)}{100 \cdot (13,85 - 0,663 \cdot \text{O}_2 - 0,283 \cdot \text{RO}_2)} \quad (7.34)$$

Втрати теплоти від механічної неповноти згорання зумовлені наявністю недопаленого палива в золи та жужелиці, які випадають в бункери з газоходів і золоуловлювачів. Вони можуть бути обчислені за балансом золи палива або шляхом визначення окремих складових цих втрат. У випадках, коли кількість вогнищевих залишків не вимірюється, то частки золи в жужелиці $a_{\text{жж}}$, золи $a_{\text{зл}}$ і виносі $a_{\text{в}}$ визначаються за табличними даними [8,13].

Величина q_4 обчислюється за формулою

$$q_4 = q_4^{\text{шт}} + q_4^{\text{жж}} + q_4^{\text{в}} = \frac{0,32 \cdot A^{\text{p}} (a_{\text{шт}} \cdot (\Gamma_{\text{шт}} \cdot (100 - \Gamma_{\text{шт}})) + a_{\text{жж}} \cdot (\Gamma_{\text{жж}} \cdot (100 - \Gamma_{\text{жж}})) + a_{\text{в}} \cdot (\Gamma_{\text{в}} \cdot (100 - \Gamma_{\text{в}})))}{Q_{\text{п}}^{\text{p}}} \quad (7.35)$$

де A^{p} – зольність робочої маси палива; $\Gamma_{\text{шт}}$, $\Gamma_{\text{жж}}$, $\Gamma_{\text{в}}$, - відсотковий вміст горючих в жужелиці, золи та виносі відповідно.

За умови безпосереднього вимірювання вогнищевих залишків значення q_4 визначається за співвідношенням

$$q_4 = 0,32/V \cdot (G_{\text{шт}} \cdot \Gamma_{\text{шт}} + G_{\text{жж}} \cdot \Gamma_{\text{жж}} + G_{\text{в}} \cdot \Gamma_{\text{в}}), \quad (7.36)$$

де $G_{\text{шт}}$, $G_{\text{жж}}$, $G_{\text{в}}$ - витрата жужелиці, золи і виносів відповідно.

Витрати теплоти в зовнішнє середовище визначаються за нормативними графіками [2] в залежності від номінальної паровидатності. Якщо паровидатність відрізняється від номінальної, то відносні втрати визначаються за формулою

$$q_5^{\text{D}} = \frac{q_5^{\text{ном}} \cdot D_{\text{н}}}{D} \quad (7.37)$$

Розподіл втрат в зовнішнє середовище по газоходах визначають пропорційно їх теплосприйманням шляхом введення в рівняння теплового балансу коефіцієнта збереження теплоти

$$\varphi = \frac{1 - q_5}{(\eta^{\text{бп}} + q_5)}, \quad (7.38)$$

де $\eta^{\text{бп}} = 1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)$ – ККД бруто парогенератора.

Втрати з фізичною теплотою жужелиці за умови камерного спалювання твердих палив незалежно від типу шлаковидалення обчислюється за формулою

$$q_6 = \frac{0,01 \cdot A^p \cdot a_{шт} \cdot (C_{шт} \cdot t_{шт})}{Q_{п}^p}, \quad (7.39)$$

де $C_{шт}$ – теплоємність шлаку; $t_{шт}=600^\circ\text{C}$ для твердого шлаковидалення, $t_{шт}=t_3+100^\circ\text{C}$ для рідкого шлаковидалення; t_3 – температура плавлення золи.

Втрата теплоти q_6 може не враховуватись у випадках камерного спалювання з сухим шлаковидаленням, якщо $A^p \geq Q_{п}^p/419$.

Теплова потужність парогенератора, кВт

$$Q_1 = Q^{6p} = D_{п} \cdot (h_{п} - h_{жв}) + D_{нт} \cdot (h'' - h_{жв}) + D_{пр} \cdot (h'_{пр} - h'_{жв}) + D_{шт} \cdot (h_2^{шт} - h_1^{шт}) \quad (7.40)$$

Тут $D_{п}$, $D_{нт}$, $D_{шт}$, $D_{пр}$ – витрати перегрітої пари, насиченої пари, пари проміжного перегріву і продувальної води відповідно; $h_1^{шт}$, $h_2^{шт}$ – ентальпія пари до проміжного перегріву і після нього відповідно; $h_{п}$, h'' – ентальпія перегрітої та насиченої пари; $h'_{пр}$, $h_{жв}$ – ентальпія живильної та продувальної води.

Якщо витрата продувальної води не вимірюється, то частка продувки визначається за (4.3) – (4.5). Витрата робочого палива

$$B = \frac{Q^{6p}}{Q_{п}^p \cdot \eta^{6p}}. \quad (7.41)$$

Наявна теплота, яка введена в топку

$$Q_T^H = Q_{п}^p \cdot (1 - q_3 - q_4 - q_6). \quad (7.42)$$

Теплова напруга топкового об'єму, кВт/м³

$$q_v = \frac{Q_T^H \cdot B}{V_f}, \quad (7.43)$$

де V_f – об'єм топки.

Теплова напруга перерізу топкової камери, кВт/м²

$$q_F = \frac{Q_T^H \cdot B}{F_1}, \quad (7.44)$$

де F_T – площа поперечного перерізу топки.

До витрат теплоти на власні потреби парогенератора належать: втрати теплоти на обдувку і розшлаковку поверхонь нагріву, розпилювання мазу, втрати теплоти з продувкою котлової води. До витрат електроенергії на власні потреби належать витрати на електроприводи тягодуттєвих установок, системи пилопідготовки, вентиляторів гарячого дуття. ККД нетто парогенератора складає

$$\eta^H = \frac{Q^{бп} - Q_T^{вн} - Q_c^{вп}}{B \cdot Q_u^P}, \quad (7.45)$$

де $Q_c^{вп} = \frac{N_c^{вп}}{\eta_{вп}^H}$; $N_c^{вп}$ – сумарна електрична потужність власних потреб;

$\eta_{вп}^H$ – ККД нетто власних потреб; $Q_T^{вн}$ – витрата теплоти на власні потреби.

7.4 Складання режимних карт парогенератора

Режимними картами називаються оперативні документи, в яких за результатами експлуатаційних випробувань визначені оптимальні значення основних характеристик і показників роботи парогенератора і які подані в зручній для використання формі (у вигляді таблиць або графіків). Режимна карта складається для кожного парогенератора індивідуально і є обов'язковим провідним документом для обслуговуючого персоналу, який має забезпечувати найбільш економічну роботу для будь-яких режимів завантаження агрегату. Перед остаточним складанням режимної карти обслуговуючим персоналом здійснюється перевірка можливості підтримання основних показників роботи парогенератора за режимною картою. Режимні карти містять конкретні дані, які дозволяють організувати відповідний режим роботи з найбільш економічними показниками. Загальний вигляд режимної карти парогенератора, який працює на газоподібному паливі, для прикладу наведений в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 - Режимна карта парогенератора

Найменування величин	позначення	розмірність	Паровидатність, т/год				
			90	100	110	120	130
I	2	3	4	5	6	7	8
Тиск пари в барабані	P_6	Бар	96,5	97	97,3	98	99
Температура перегрітої пари	$t_{пп}$	°C	495	497	498	500	500
Температура живильної води	$t_{жв}$	°C	103	103	103	103	104
Вміст RO_2 в газах за пароперегрівником	$RO_{2пп}$	%	9,0	9,2	9,3	9,5	9,6
Вміст RO_2 у відхідних газах	$RO_{2вт}$	%	8,8	9	9	9,2	9,2
Кількість працюючих вентиляторів	Z	шт	1	2	2	2	2
Відкриття напрямн. апаратів вентилятора	-	%	62	34	48	61	74
Навантаження електродвигуна вентилятора	$I_{дв}$	A	58	35	38	40	44
Тиск повітря за вентилятором	$P''_в$	мм. в.ст.	150	170	200	230	270
Тиск повітря за повіронагрівником	$P''_{пн}$	мм. в.ст.	30	40	50	70	90
Розрідження в топці	S_T	мм. в.ст.	2	3	3	3	3
Кількість працюючих димососів	n	шт	1	1	1	1	1
Відкриття напрямних апаратів димососа	-	%	30	33	47	61	73
Навантаження електродвигуна димососа	$I_д$	A	24	27	33	39	47
Розрідження перед димососом	$H_д$	мм. в.ст.	182	190	198	206	220
Температура гарячого повітря	$t_{гп}$	°C	205	220	230	242	254
Температура газів за пароперегрівником	$\theta''_{пн}$	°C	440	445	450	455	460
Температура відхідних газів	$\theta_{вт}$	°C	108	112	115	117	120

Примітки.

1. Вміст RO_2 за пароперегрівником не повинен перевищувати 9,8%
2. Основні шибери на пальниках в тракті вторинного повітря повинні бути повністю відкритими.
3. Язикові шибери на пальниках повинні бути відкритими на 30%

7.5 Приклад

Під час експлуатаційних випробувань парогенератора Е-50-40ГМ ($D=40$ т/год, $P=3,92$ МПа, $t_{п}=440^{\circ}\text{C}$), який працює на мазуті марки М100, отримані такі результати вимірювань: $P_{п}=3,95$ МПа, $t_{п}=442^{\circ}\text{C}$; $D=39,6$ т/год; $t_{жв}=104^{\circ}\text{C}$; $t_{вт}=168^{\circ}\text{C}$; $t_{пв}=27^{\circ}\text{C}$. Результати газового аналізу за пароперегрівником: $\text{RO}_2=11\%$; $\text{O}_2=2\%$; $\text{CO}=2,5\%$; $\text{H}_2=1\%$; у відхідних газах: $\text{RO}_2=3,8\%$; $\text{O}_2=5,2\%$. Характеристики палива: $Q_{н}^{\circ}=39,9$ МДж/кг; $V^{\circ}=10,4$ м³/кг; $V_{\text{сг}}^{\circ}=9,82$ м³/кг; $V_{\text{г}}^{\circ}=11,28$ м³/кг; $V_{\text{RO}_2}=1,6$ м³/кг; $\beta=0,303$; теплоємність $C_{\text{м}}=1,5$ кДж/(кг·К); температура мазуту перед форсунками $t_{п}=110^{\circ}\text{C}$. Визначити ККД парогенератора нетто, витрату робочого палива, концентрацію діоксиду сірки біля поверхні землі, якщо ККД тягодуттєвих установок $\eta_{\text{тд}}=0,8$, напір вентилятора і димососа 3,5 і 3,2 кПа відповідно, частка теплових витрат на власні потреби $q_{\text{вн}}=0,02$, висота димової труби 31 м; коефіцієнт стратифікації атмосфери $A=120\text{с}^{2/3}\cdot\text{гр}^{1/3}$; фонові концентрації забруднення атмосфери $C_{\text{ф}}=0,03\cdot 10^{-6}$ кг/м³; коефіцієнт, що враховує швидкість осідання викидів в атмосфері $F=1$, коефіцієнт, що враховує умови виходу газів з труби $m=0,9$.

Розв'язування

Характеристика палива за (7.7)

$$\gamma = V_{\text{сг}}^{\circ} / V^{\circ} = 9,82 / 10,4 = 0,943.$$

Величина RO_2^{max} за (7.4), %

$$\text{RO}_2^{\text{max}} = 100 \cdot (V_{\text{RO}_2} / V_{\text{сг}}^{\circ}) = 100 \cdot (1,6 / 9,82) = 16,293$$

Величина δ в (7.10)

$$\delta = 1 - (0,5\text{CO} + 105\text{H}_2) / 100 = 1 - (0,5 \cdot 2,5 + 1,5 \cdot 1) / 100 = 0,9725$$

Значення RO_2^* за (7.10)

$$\text{RO}_2^* = (\text{RO}_2 + \text{CO}) / \delta = (11 + 2,5) / 0,9725 = 13,88$$

Коефіцієнт витрати повітря за пароперегрівником за (7.10)

$$\alpha_{\text{min}}^* = 1 + \gamma \cdot (\text{RO}_2^{\text{max}} / \text{RO}_2^* - 1) = 1 + 0,943 \cdot (16,293 / 13,88 - 1) = 1,17$$

Значення RO_2^* у відхідних газах, %

$$\text{RO}_2^* = (\text{RO}_2 + \text{CO}) / \delta = (3,8 + 2,5) / 0,9725 = 6,478.$$

Коефіцієнт витрати повітря у відхідних газах

$$\alpha_{\text{вр}} = 1 + \gamma \cdot (\text{RO}_2^{\text{max}} / \text{RO}_2^* - 1) = 1 + 0,943 \cdot (16,293 / 6,478 - 1) = 1,44$$

Частка присмоктувань повітря в конвективну шахту

$$\Delta\alpha = \alpha_{\text{вр}} - \alpha_{\text{min}}^* = (1,44 - 1,17) = 0,27$$

Наявна теплота палива, кДж/кг

$$Q_{\text{н}}^{\text{н}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} + Q_{\text{фн}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} + C_{\text{м}} \cdot t_{\text{м}} = 39900 + 1,5 \cdot 110 = 40065.$$

Теоретична ентальпія продуктів згорання з таблиць [8], кДж/м³

$$I_{\text{г}}^{\circ} = 2598$$

Ентальпія холодного повітря, кДж/м³

$$I_{\text{н}}^{\circ} = V^{\circ} \cdot C_{\text{н}}' \cdot t_{\text{н}} = 10,4 \cdot 1,39 \cdot 27 = 396.$$

Витрата теплоти з відхідними газами

$$q_2 = (I_{\text{г}}^{\circ} - I_{\text{н}}^{\circ}) \cdot \alpha_{\text{вр}} / Q_{\text{н}}^{\text{н}} = (2598 - 396) / 40065 = 0,0792.$$

Частка витрат з відхідними газами за (7.31)

$$q_2 = (3,5 \cdot 1,44 + 0,45) \cdot (168 - 1,44 \cdot 27 / (1,44 + 0,13)) / 100 = 0,0787.$$

Отже, розбіжність у визначенні q_2 складе лише 0,04%.

Частка витрат теплоти від хімічної неповноти згорання за (7.32)

$$\begin{aligned} q_3 &= 0,01 \cdot V_{\text{гр}}^{\circ} \cdot \alpha_{\text{вр}} \cdot (126,4 \cdot \text{CO} + 108 \cdot \text{H}_2) / Q_{\text{н}}^{\text{н}} = \\ &= 0,01 \cdot 9,82 \cdot 1,44 \cdot (126,4 \cdot 2,5 + 108 \cdot 1) / 40065 = 0,0014 \end{aligned}$$

Частка втрат теплоти в зовнішнє середовище з графіка [8]

$$q_5 = 0,01$$

ККД парогенератора брутто

$$\eta^{\text{бп}} = 1 - (q_2 + q_3 + q_5) = 1 - (0,0792 + 0,0014 + 0,01) = 0,9076.$$

Коефіцієнт збереження теплоти за (7.38)

$$\varphi = 1 - q_5 / (\eta^{\text{бп}} + q_5) = 1 - 0,01 / (0,9076 + 0,01) = 0,989$$

Потужність парогенератора за (7.40), МВт

$$Q_1 = (D_1 \cdot (h_{шт} - h'_{жв}) + D_{пр} \cdot (h'_{пр} - h'_{жв})) / 3600 = \\ = (39,6 \cdot (3310 - 436) + 0,025 \cdot 39,6 \cdot (1087 - 436)) / 3600 = 31,793;$$

де ентальпії пари і води визначені з таблиць [8].

Витрата робочого палива, кг/с

$$B_p = Q_1 / (Q_n^H \cdot \eta^{бп}) = 31,793 / (40,065 \cdot 0,9076) = 0,875$$

Об'єм продуктів згорання, м³/кг

$$V_r = V_r^o + 1,0161 \cdot (\alpha_{вр} - 1) \cdot V^o = 11,28 + 1,0161 \cdot (1,44 - 1) \cdot 10,4 = 15,9$$

Потужність вентилятора димососа за (3.3) і (3.4), кВт

$$N_b = 0,875 \cdot 1,17 \cdot 10,4 \cdot 3,5 \cdot 300 / (273 - 0,8 \cdot 0,96) = 53,15$$

$$N_d = 0,875 \cdot 15,9 \cdot 3,2 \cdot 441 / (273 - 0,8 \cdot 0,96) = 93,92$$

Величина $Q_r^{бп}$ в (7.45), МВт

$$Q_r^{бп} = q_{вр} \cdot Q_1 = 0,02 \cdot 31,793 = 0,6358.$$

ККД нетто парогенератора за (7.45)

$$\eta^H = (Q_1 - (N_b + N_d + Q_r^{бп})) / (B \cdot Q_n^H) = \\ = (31,793 - (0,05315 + 0,09332 + 0,6358)) / (0,875 \cdot 40,065) = 0,888$$

Маса діоксиду сірки, що викидається в атмосферу з відхідними газами за [10], кг/с

$$M = 0,01 \cdot B_p \cdot S_d^p \cdot \mu_{SO_2} \cdot \mu_S = 0,01 \cdot 0,875 \cdot 2,8 \cdot 64 / 32 = 0,049$$

Концентрація оксиду сірки біля поверхні землі за [10], кг/м³

$$C = \frac{M \cdot A \cdot F_T}{10^3 \cdot H^2 \cdot \sqrt{V_2 \cdot \Delta t}} + 2C_\phi = \frac{0,049 \cdot 120 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 31^2 \cdot \sqrt{15,9 \cdot (168 - 27)}} = 0,1163 \cdot 10^{-7}$$

Література

1. Правила будови і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів. – Київ: – 1995. – 126 с.
2. Гаджиев Р.А., Воронина А.А. Охрана труда в тепловом хозяйстве промышленных предприятий. – М.: Энергия. – 1980 – 224 с.

3. Закон України про енергозбереження. – Київ: – 1995. – 12 с.
4. Закон України про охорону навколишнього середовища (1264 - 12). – Київ: – 1993. – 14 с.
5. Елизаров П.П. Эксплуатация котельных установок высокого давления на электростанциях. – М.: Госэнергоиздат. – 1967. – 399 с.
6. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Парогенераторы промышленных предприятий. – М.: Энергия. – 1978. – 326 с.
7. Резников М.И., Липов Ю.М. Паровые котлы тепловых Электростанций. – М.: Энергоиздат. – 1981. – 240 с.
8. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). – М.: Энергия. – 1973. – 295 с.
9. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й. Теплові розрахунки промислових парогенераторів. – Вінниця: ВДТУ. – 1998 – 92 с.
10. Теплотехнический справочник. т.2/Под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – М.: Энергия. – 1976. – 896 с.
11. Кнорре Г.Ф. Топочные процессы. – М.; - Л.: Госэнергоиздат. – 1959. – 396 с.
12. Равич М.Б. Эффективность использования топлива. – М.: Наука. – 1977. – 344 с.
13. Трёмбовля В.И., Фигнер Е.Д., Авдеева А.А. Теплотехнические испытания котельных установок. – М.: Энергия. – 1977. – 296 с.
14. Данилин Е.А., Клочков В.Н. Контроль сжигания топлива в промышленных котельных установках. – Киев: Техника. – 1988. – 167 с.
15. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). – М.; - Л.: Госэнергоиздат. – 1964. – 144 с.
16. Рихтер Л.А. тяга и дутье на тепловых электростанциях. – М.; - Л.: Госэнергоиздат. – 1968. – 200 с.
17. Рихтер Л.А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. – М.: Энергия. – 1969. – 272 с.

18. Безгрешнов А.Н., Липов Ю.М., Шлейдер Б.М. Тепловой расчет паровых котлов в примерах и задачах. – М.: Энергоатомиздат. – 1991. – 240 с.

Додаток А

Основні положення правил технічної та безпечної експлуатації парових котлів

Дії Правил поширюються на парові котли, автономні перегрівники і економайзери з тиском більш як 0,07 МПа, водогрійні котли з температурою води більше 115°C. Вони установлюють вимоги, до проектування будови, виготовлення, реконструкції, монтажу, налагодження, ремонту і експлуатації. Відповідність за порушення Правил особи несуть відповідно до чинного законодавства.

Д.А.1 Вимоги до конструкції

Проектування і реконструкція парових котлів (парогенераторів) повинна здійснюватись тільки спеціалізованими проектними або конструкторськими організаціями. Всі елементи, які працюють під тиском повинні відповідати нормам розрахунків елементів на міцність.

Нижній допустимий рівень води в барабані має бути не менш як на 100 мм вище верхньої точки поверхні нагріву і забезпечувати надійну подачу води в опускні труби.

Верхній допустимий рівень води в барабані повинен установлюватись з урахуванням запобігання виносу води в пароперегрівник або паропровід.

Ділянки кип'ятильних труб, які розташовані вище рівня води в барабані не повинні бути обігріваними.

Всі елементи, які не відносяться до поверхонь нагріву мають бути надійно ізольовані (колонки, балки, каркас і т. і.).

Конструкція парогенератора повинна забезпечувати можливість вільного теплового розширення окремих його елементів і передбачати можливість рівномірного їх прогріву в процесі розпалювання і експлуатації. Пароперегрівники і економайзери повинні мати обладнання, яке запобігає перегріву металу під час розпалювання. Стационарні парогенератори з

температурою перегріву понад 400°C повинні обладнуватись регуляторами температури перегріву пари.

Конструкція парогенератора повинна забезпечувати можливість огляду, ремонту і очистки його елементів. Для цього мають бути обладнані люки, лази, вічки. В стінах топки передбачаються лази прямокутні розміром 400×450 мм або круглі діаметром 450 мм. В барабанах лази повинні бути круглими з діаметром 400 мм або овальними розмірами 300×400 мм.

Парогенератори з камерними топками повинні обладнуватись вибуховими запобіжними клапанами, які встановлюються в обмурівці топки, горизонтальному газоході, газоходах економайзера до димососа.

Д.А.2 Вимоги до виготовлення, монтажу і ремонту

Виготовлення, монтаж, ремонт і налагодження роботи парогенератора здійснюється спеціалізованими підприємствами або організаціями, які мають необхідні технічні засоби для якісного виконання робіт і дозвіл органів Держнаглядоохорони праці.

Матеріали, які застосовуються для виготовлення, монтажу і ремонту повинні задовольняти вимоги ДЕСТ і вибиратись з урахуванням впливу середовища на матеріал в процесі експлуатації.

В процесі виготовлення, монтажу і ремонту парогенератора допускається застосування всіх видів зварювання, які забезпечують якість зварних з'єднань. Зварні з'єднання елементів товщиною понад 6 мм підлягають маркуванню. Зварювальні електроди повинні відповідати вимогам стандартів. Зварювальні роботи здійснюються за умови плюсової температури навколишнього середовища. Після зварювання шви мають бути очищені від шлаку.

З метою зменшення внутрішніх напруг в місцях зварювання, а також для поліпшення структури і механічних властивостей зварних з'єднань застосовується наступна термічна обробка. Основна обробка передбачає нормалізацію, гартування, аустенізацію, а додаткова – відпуск. В залежно-

сті від характеру зварних з'єднань останні підлягають контролю: механічним випробуванням зразків; просвічуванням рентгенівськими або гамма – променями; гідравлічним випробуванням.

Гідравлічному випробуванню підлягають всі парогенератори, та їх елементи після виготовлення. Для гідравлічного випробування трубна система парогенератора заповнюється водою з температурою не нижче 5°C і не вище 40°C . Далі за допомогою преса тиск в системі підвищується до пробного значення, яке для робочого тиску $P \leq 0,5 \text{ МПа}$ дорівнює $1,5 P$, а для $P > 0,5 - 1,25 P$, але не менш як $P + 0,3 \text{ МПа}$. Час підвищення тиску повинен бути не менше як 10 хв. Час витримки системи під пробним тиском також має бути не менше як 10 хв. Після витримки тиск зменшується до робочого, після чого здійснюється огляд всіх зварних, вальцювальних, клепаних і роз'ємних з'єднань. Об'єкт вважається таким, що витримає гідравлічні випробування, якщо не виявлено залишкових деформацій, тріщин або ознак розриву. У вальцювальних і роз'ємних з'єднаннях допускається лише поява окремих крапель, які під час витримки не збільшуються за розмірами.

Д.А.3.1 Вимоги до арматури і контрольно – вимірювальних приладів

Для забезпечення безпечної роботи і оперативного управління режимами експлуатації парогенератор має бути оснащеним: манометрами, приладами для вимірювання температур середовища, запірною і регулювальною арматурою, живильними і запобіжними пристроями.

На парогенераторах установлюються манометри, які вимірюють тиск пари в барабані та після пароперегрівника до головної парової засувки. Манометр також установлюється на живильній лінії перед регулювальним клапаном. Манометр повинен мати з'єднувальну сифонну трубку з гідравлічним затвором. На циферблаті манометра повинна бути нанесена червона риска, яка відповідає значенню допустимого тиску з урахуванням стовпчика рідини для знижених манометрів. Манометр установлюється таким

чином, щоб його показання чітко бачив обслуговуючий персонал. Шкала манометра має бути розташована або вертикально, або з нахилом до 30°C.

Для вимірювання температури перегрітої пари встановлюються вказівні та вказівно-реєструючі прилади. Крім приладів на загальних паропроводах повинні встановлюватись місцеві прилади для вимірювань температури на виході з кожної секції пароперегрівника. Парогенератори оснащуються приладами для вимірювання температур живильної води, гарячого повітря, відхідних газів, а також рідкого палива перед форсунками.

Тип арматури, її кількість і місце встановлення повинні вибиратись організацією, яка проектує парогенератор. На вході живильної води має бути встановлений зворотний клапан, який запобігає витоку води з парогенератора, і запірний кран. На живильних лініях встановлюються регулювальні органи (вентилі, засувки, клапани). Парогенератори повинні мати автоматичні регулятори живлення. При цьому має бути обладнаний дистанційний привід для управління регулювальними органами з робочого місця оператора (машиніста). Барабани, колектори, пароперегрівник, економайзер оснащуються відповідною арматурою для продувки і зливу води із найнижчих точок, а в пароперегрівниках з тиском понад 6 МПа керуючий пристрій для зливу води з верхнього барабана у випадку його переповнення. На кожному продувальному, дренажному, а також на трубопроводі відбору проб води і пари повинні бути подвійні запірні органи, серед яких один – керуючий. Умовний діаметр продувальних трубопроводів і арматури повинен бути не менше як 20 мм. На нагнітальній і всмоктувальній лініях живильних насосів встановлюються запірні крани. Крім того, на нагнітальній лінії до запірного крана встановлюється зворотний клапан.

Для контролю рівня води в барабані на парогенераторі повинно бути не менш двох водоказних приладів прямої дії. У випадках поганої видимості водоказних приладів мають бути два знижених покажчики рівня. На водоказних приладах встановлюються покажчики нижнього і верх-

нього рівня. Перший установлюється не менше як на 25 мм вище нижньої видимої кромки скла, а другий – не менше як на 25 мм нижче верхньої видимої кромки скла. Водопоказники, які складаються з окремих водопоказних стекол повинні розташовуватись таким чином, щоб показувати безперервно рівень води в барабані. Показники рівня води обладнуються запірною арматурою (краном або вентиляем для відключення їх від барабана).

Кожний парогенератор має бути обладнаний приладами безпеки, які забезпечують своєчасне і надійне автоматичне відключення парогенератора або окремих його елементів за умови понаднормативних відхилень від заданих режимів експлуатації. Кожний парогенератор обладнується не менше як двома незалежними один від одного запобіжними клапанами, з яких один – контрольний. Кількість і розміри запобіжних клапанів обчислюються в залежності від номінальної паровидатності. За наявності в парогенераторі невідключуваного пароперегрівника не менше як один із запобіжних клапанів установлюється на вихідному колекторі пароперегрівника. Запобіжні клапани можуть бути важільними, пружинними або імпульсними. На парогенераторах з тиском $P \geq 4$ МПа запобіжні клапани мають бути тільки імпульсними. Вони мають бути відрегульовані на певний тиск: $P_{жк} = P + 0,03$ МПа для робочого тиску $P = 0,7 - 1,4$ МПа; $P_{жк} = 1,03P$ для $P = 1,4 - 6$ МПа; $P_{жк} = 1,05P$ для $P > 10$ МПа.

Автоматичні пристрої припиняють подачу палива в топку у випадках: за умови зниження рівня води в барабані нижче допустимого значення; погашення факела в топці; відключення всіх дуттєвих вентиляторів або всіх димососів.

Д А.3.2 Вимоги до живильних насосів

Для живлення парогенераторів загальна подача всіх живильних електронасосів приймається такою, щоб у випадку зупинки одного з них інші забезпечували роботу парогенераторів (крім резервного) з номінальним навантаженням. Крім електронасосів повинні бути резервні турбонасоси,

подача яких складає не менше 50% від номінальної паровидатності. У випадках малої паровидатності допускається застосування резервних поршневих насосів. Живильні насоси, які працюють на загальну живильну магістраль, повинні мати характеристики, які допускають їх паралельну роботу.

Д А.4 Вимоги до живильної води та якості пари

В залежності від складу природної води, типу парогенераторів визначається водний режим. Норми якості живильної та котлової води устанавливаються на підставі експлуатаційного досвіду або теплотехнічних випробувань певного парогенератора або парогенераторів аналогічних конструкцій. Ці норми повинні запобігати утворенню накипу, виносу вологи з парю, корозії, а також міжкрісталітних тріщин (лужної крихкості). Нижче наведені норми якості живильної води і продувальної води.

Таблиця Д А.1 – Норми живильної води для барабанних парогенераторів

Найменування домішок	Тиск, МПа		
	0,7-4	4,5-9	9,5-13
Загальна шорсткість, мкг-екв/л	10	10	5
Кремнієва кислота, мкг/л	500	200	50
Розчинений кисень, мкг/л	30	20	10
З'єднання заліза Fe, мкг/л	50	30	30
З'єднання міді Cu, мкг/л	10	5	5
З'єднання натрію Na, мкг/л	50	20	20
Домішки масла, мг/л	3	1	0,5

Примітка. Величина рН живильної води повинна бути не нижче 7.

Таблиця Д А.2 – Якість продувальної води

Тип внутрішньокотлового обладнання	Тиск, МПа					
	0,7-4		4,5-9		9,5-13	
	Максимально допустимий вміст, мг/л					
	За-галн.	SiO ₂	За-галн.	SiO ₂	За-галн.	SiO ₂
І	2	3	4	5	6	7
Без ступінчастого випаровування і барботажної промивки пари	500-1500	-	300-1000	2-4	200-500	1-2

Продовження таблиці Д А.2

1	2	3	4	5	6	7
Без ступінчастого випаровування але з барботажною промивкою	-	-	1500	40	1000	20
Із ступінчастим випаровуванням без барботажної промивки пари	4000 - 5000	-	4000	20	-	-
Із ступінчастим випаровуванням у внутрішньобарабанних солевих відсіках з барботажною промивкою пари живильною водою	-	-	5000	80	4000	50
Із ступінчастим випаровуванням і барботажною промивкою пари живильною водою з виносними відсіками II і III ступенів випаровування	10000 - 15000	-	10000	150	600	80

Для підтримання у водяному об'ємі заданого солемісту застосовується безперервна продувка. Для видалення шламу застосовується періодична продувка. Режими продувок установлюється за величиною рН або твердого залишку.

Д А.5 Правила догляду і обслуговування парогенераторів

Завідування парогенераторними установками доручається особам, які мають спеціальну технічну освіту, після перевірки знань кваліфікаційною комісією. Догляд за парогенератором доручається особам віком не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, відповідне навчання і мають посвідчення кваліфікаційної комісії, а також практичний стаж за місцем роботи. Навчання і атестація операторів (машиністів) здійснюється з дозволу Держнаглядохоронпраці в навчальних і курсових комбінатах. Персонал, який обслуговує парогенератор та інше допоміжне устаткування, повинен в повній мірі забезпечити безпечну роботу. Оператору забороняється доручати під час роботи виконання будь-яких робіт, які не стосуються догляду за парогенератором, а також залишати останній без нагляду.

Підприємство повинно розробити і затвердити інструкцію з догляду і обслуговування парогенератора, а також інструкцію з нагляду за станом і

структурними змінами металу. В інструкції повинні бути визначені терміни і порядок перевірки справності манометрів і знижених покажчиків рівня води. Перевірка справності дії запобіжних клапанів здійснюється продуванням. Терміни продувки такі: для парогенераторів $P \leq 2,3$ МПа – 1 раз за зміну кожного клапана; для $2,3 < P < 6$ МПа – один раз за добу; для $P > 6$ МПа – через кожні 1000 год. роботи і, крім того, за умови зупинки парогенератора, а також за умови ремонту клапанів.

Парогенератор повинен бути негайно зупинений у випадках:

- виявлення несправності запобіжного клапана;
- тиск в барабані зростає вище допустимого на 10% і продовжує зростати;
- рівень води зменшується не дивлячись на живлення парогенератора;
- підвищення рівня води понад допустиме значення, якщо за рахунок продування знизити його не вдається;
- припинення дії всіх живильних насосів;
- несправність всіх покажчиків рівня води;
- погасання факелу в топці;
- пошкодження основних елементів парогенератора (барабана, колекторів, труб, пропуски пари в зварних з'єднаннях).

Д А.6 Реєстрація і технічний огляд парогенераторів

Парогенератори до пуску в роботу повинні бути зареєстровані в органах Держохоронпраці. Для реєстрації подаються всі документи, які характеризують устаткування: паспорт, посвідчення про якість монтажу, креслення приміщення котельні, аналізи живильної води, довідки про наявність і характеристики живильних приладів.

Технічний огляд здійснюється: до пуску в роботу після монтажу; в процесі експлуатації. Він складається з внутрішнього огляду і гідравлічного випробування. Внутрішній огляд здійснюється з метою упевнитись, що парогенератор та його елементи перебувають в справному стані та придатні для надійної експлуатації.

Гідравлічні випробування здійснюються з метою виявлення міцності елементів парогенератора, які перебувають під тиском, а також щільності з'єднань елементів.

Внутрішній огляд парогенераторів здійснюється раз на три роки, а гідравлічне випробування раз на шість років. Перед гідравлічним випробуванням обов'язково здійснюється внутрішній огляд. Крім того, позачергові технічні огляди здійснюються у випадках:

- коли парогенератор не працює більше року;
- якщо він був демонтований і змонтований в іншому місці;
- якщо відбулась 50% заміна екранних і випарних труб, або 100% заміна труб пароперегрівника або економайзера;
- після заміни колекторів пароперегрівника і економайзера.

Внутрішній огляд і гідравлічні випробування здійснюються після очистки внутрішніх поверхонь або капітального ремонту. Перед гідравлічним випробуванням парогенератор охолоджується і ретельно очищується від накипу, сажі та золи. Під час внутрішнього огляду зосереджується увага щодо виявлення таких можливих дефектів:

- тріщин на внутрішній та зовнішній поверхнях стінок елементів парогенератора, особливо в місцях розташування отворів, зварних швах, в місцях відбортовки днищ; корозії в області подачі води або в місцях слабкої циркуляції;
- тріщин від міжкристалітної корозії в заклепкових швах, порушень щільності;
- порушень щільності вальцювальних з'єднань, наявність кільцевих тріщин в кінцях вальцювальних труб;
- корозії в місцях стикання стінок парогенератора з насадкою;
- пошкоджень обмурівки, які зв'язані з небезпекою перегріву металу елементів, які працюють під тиском.

Якщо під час технічного огляду будуть виявлені серйозні дефекти, які

викликають сумнів в його міцності, то робота парогенератора має бути заборонена. Якщо виявлені дефекти, які все ж дозволяють роботу парогенератора, то термін його експлуатації до наступного технічного огляду скорочується, або дозволяється експлуатація з меншим робочим тиском. Якщо виявлені дефекти викликають сумнів щодо якості металу, інспектору надається право вимагати здійснення механічного випробування, металографічного дослідження або хімічного аналізу.

Дозвіл на експлуатацію установлених парогенераторів відповідно до І ЕСТ 27303-07 і СНіП 3.01.04.87., які зареєстровані в органах Держнаглядохоронпраці України, дається після здійснених пусконаладжувальних робіт на підставі технічного огляду під час парового випробування. Дозвіл оформляється записом в паспорті парогенератора. Пуск здійснюється на підставі письмового розпорядження особи, яка відповідає за справний стан парогенератора. На кожному парогенераторі, який введено в експлуатацію, має міститися табличка форматом 300×200 із зазначенням таких даних:

- реєстраційний номер;
- дозволений тиск;
- дата і рік наступного внутрішнього огляду і гідравлічного випробування.

Додаток Б

Таблиця Б.1 - Порушення в роботі парогенераторів, їх ліквідація і попередження

Місце і характер порушення	Оперативні засоби по ліквідації порушення (аварії)	Заходи попередження повторних порушень
1	2	3
1 Порушення топкового режиму		
1. Зупинка одного з двох димососів, нестача тяги спричиняє зниження навантаження, диміння або випуск полум'я	Закрити заслінки і напрямні апарати аварійного димососа, а другий димосос завантажити до чергової риски на амперметр, якщо навантаження парогенератора зменшується таким чином, щоб установити і повітря таким чином, щоб установити нормальне розрідження в топці. Слідкувати за рівномірністю тяги з обох боків парогенератора	Систематично перевіряти захисне обладнання електродвигунів. Здійснювати профілактичні огляди димососів з метою виявлення зносу лопастей та інших частин, ослаблення кріплень на фундаменті або поломки з'єднань з електродвигуном. Забезпечувати необхідну витрату води для охолодження підшипників.
2. Аварійна зупинка обох димососів	Негайно припинити подачу палива і повітря. Включити мазутні форсунки і відкрити заслінки природної тяги, використовуючи наявні газові обводи	Запобіжні засоби приймаються після з'ясування причини відключення димососів
3. Аварійна зупинка одного з двох вентиляторів або зупинка другого вентиляторів	Закрити напрямний апарат і заслінки на напрямному повітропроводі, якщо можливо, завантажити другий вентилятор. Відрегулювати роботу пальників і	Див. попередні пункти.

Продовження таблиці Б.1

1	2	3
	<p>паливоподачі відповідно до меншої кількості повітря, збільшити тягу.</p> <p>Відкрити люки для підсмоктування повітря в топку, припинити подачу палива. Розпалити дві – три мазутні форсунки. Зменшити навантаження парогенератора</p>	
<p>4. Вибух газів в топці або в газоходах парогенератора</p>	<p>Негайно припинити подачу палива (пилу) в топку, після чого закрити тягу. Здійснити огляд всього парогенератора, закрити всі люки, вічки, відкидні вибухові клапани. Ліквідація вогнища горіння здійснюється за умови закритої тяги. Після цього відкрити тягу для вентиляції газоходів. Після розпалювання першої форсунки треба збільшити розрідження в топці, оглянути через вічко екрани і фортеровку топки, щоб переконатися у відсутності пошкоджень</p>	<p>Необхідно налагодження режиму роботи системи пилопідготовки і процесу горіння в топці. Ретельно додержуватись вимог з установки запобіжних клапанів на газовому тракті.</p>
<p>5 Загоряння виносу в газоходах, ознаками якого є різке підвищення температур в газоходах, диміння з вічок, іскри з димової труби</p> <p>6 Обрив факела або раптове</p>	<p>За умови загоряння сажі в зоні хвостових поверхонь необхідно негайно припинити подачу палива, зупинити вентилятори і димососи, повністю закрити газові та повітряні заслінки, заповнити газохід паром з обдувних апаратів</p> <p>Негайно припинити подачу пилу і</p>	<p>Не можна допускати роботу топки зі значними хімічним і механічним недопалом і затягуванням процесу горіння в області конвективних газоходів. Потрібно забезпечити регулярну очистку газоходів від відкладень і виносу сажі.</p> <p>Треба обладнати захист від погасання.</p>

Продовження таблиці Б.1

1 загасання топки	2 складання запиленого повітря в топку, виключити розпалювальний пристрій, виключити автоматичні регулятори і перевести управління парогенератором на дистанційне; ретельно провентилувати топку і газоходи. Після цього можна включити розпалювальний пристрій або мазутні форсунок. Поновити подачу пилу можна лише за умови стійкої роботи топки.	3 факела, який спрацьовує за умови потемніння факела і автоматично включає мазутні форсунок. Якщо поновлення факела не відбувається, захист відключить вентилятор і один димосос з наступним відключенням основних механізмів блокування. Димосос залишається в роботі.
<p>I Переживлення парогенератора. Знаками переживлення є підвищення рівня води в барабані вище верхньої аварійної позначки і зниження температури перегрітої пари</p>	<p>II Порушення процесу живлення</p> <p>Необхідно оперативно перевірити справність роботи показчиків рівня води. Оглянути механізми регулювання живлення з метою перевірки пропусків води. Перевести живлення на дистанційне регулювання і зменшити подачу води. Якщо підвищення рівня не припиняється, закрити засувку перед регулювальним клапаном і негайно розвантажити парогенератор. Якщо рівень наближається до аварійної позначки, відкрити вентиль на лінії аварійного зливу води. Якщо рівень води вище аварійної позначки, негайно загасити топку, залишаючи в роботі</p>	<p>Парогенератор має бути обладнаний зниженими показниками рівня води, звуковою і світловою сигналізацією верхнього і нижнього граничного рівня води, приладами контролю витрати води і пари. Має бути забезпечено дистанційне управління заірними і керуючими органами живлення. Повинні систематично здійснюватись контроль і перевірка стану водопокажчиків і живильної арматури. Установити автоматичний захист від переживлення. За умови систематичного погіршення якості пари необхідно перевірити відповідність</p>

1	2	3
2 Упуск води в парогенераторі, ознакою якого є зниження води у водопоказниках до позначки "упуск води"	<p>Вентилятори і димососи з частково закритими напрямними апаратами і засувками перед димососом. В процесі зупинки парогенератора відкрити продувку пароперегрівника</p> <p>Під час поступового падіння рівня води здійснюються заходи з метою посилення живлення парогенератора. За умови зниження рівня води в барабані за межі допустимої позначки треба негайно аварійно зупинити парогенератор. Якщо упуск води не помічений персоналом, перевіряють рівень на "підтяжку". Під час з'явлення води посилюється живлення, за відсутності її – парогенератор аварійно зупиняють. Треба загасити топку, зупинити вентилятори і припинити живлення. Закривається безперервна продувка. Зіставляються показання витрат пари і води. За умови розбіжностей між ними перевіряють щільність дренажних вентилів.</p>	<p>солевмісту котлової води установленим нормам.</p> <p>Парогенератори мають бути обладнаними захистом упуску води, який автоматично здійснює закриття вентилів продувки, відключення паливоподачі, дуттєвих вентиляторів, закриття живильної і парової арматури, а також здійснює відключення інших механізмів блокування.</p>
І Різка підвищення температури перегрітої пари	<p>III Порушення роботи пароперегрівника</p> <p>Оперативні заходи застосовуються після виявлення причин порушення режиму.</p>	<p>Боротьба зі шлакуванням топки і регулювання топкового процесу є</p>

Продовження таблиці Б.1

1	2	3
<p>2 Різке падіння температури перегрітої пари. В деяких випадках супроводжується падінням у фланцях, підвищенням солемісту пари.</p>	<p>Якщо температура підвищується поза допустимі норми, здійснюють зменшення навантаження, вклучення всіх парохолодників, обдувку поверхонь нагріву. За умовам затягування факела в зону пароперегрівника потрібна наладка топкового режиму (див. п. 1).</p> <p>Під час "кидків" вологи в пароперегрівник негайно здійснюється продувка пароперегрівника і паропроводів до головної магістралі, приймаються заходи зниження рівня води в барабані, а також солемісту котлової води. Зменшується навантаження парогенератора і витрата води на парохолодник аж до повного їх закриття. Зниження навантаження здійснюється до тієї величини, яка дозволяє працювати без парохолодника.</p>	<p>основними заходами стабілізації температури перегріву. Установки впорскувальних парохолодників дозволяє в широких межах забезпечувати зниження температури перегріву. Можна застосовувати рециркуляцію димових газів.</p> <p>Основним засобом попередження "кидків" є наладка водного режиму. Можливо необхідна реввізія сепараційних пристроїв. Парогенератор має бути обладнаний захисним пристроєм, який здійснює автоматичне відкриття і закриття продувок, а також впливає на регулятор подачі палива.</p>
<p>3 Попадання води в пару через парохолодник, яке супроводжується зниженням температури пари і погіршенням якості пари.</p>	<p>Необхідно відключити подачу води на парохолодники аж до здійснення ремонтних робіт, зменшивши навантаження парогенератора до величини, з якою можлива робота без парохолодників.</p>	<p>В змійовикових парохолодниках необхідно ліквідувати трубні дошки і застосувати прохідні змійовики із зовнішніми колекторами. Не допускати роботу з магією витратою води. Для впорскування слід застосовувати вентилі з профільованим клапаном. Внутрішньобарабанні</p>

Продовження таблиці Б.1

1	2	3
4 Різка температурна розбірка між змійовиками пароперегрівника.	Необхідно вирівняти роботу топки шляхом рівномірного і симетричного вклюдчення пальників. Перевірити і відрегулювати роботу парохолодників	Поліпшити перемішування пари за рахунок реконструкції пароперегрівника. Доцільно введення впроєктуального парохолодника між ступенями пароперегрівника.
5 Відхилення від нормальної температури перегрітої пари.	Перевірити частку присмокувань повітря і усунути присмокування. Забезпечити роботу топки з нормальним коефіцієнтом витрати повітря.	Визначити місця присмокувань повітря в топці та горизонтальному газоході і усунути присмокування.
IV Порушення роботи тягодуттєвих машин		
1 Погіршення тяги за умови нормальної роботи димососа	Перевірити положення газових заслінок, щільність закриття люків, клапанів, шибєрів та інше, визначити температуру і коефіцієнт витрати повітря перед димососом, порівняти останній зі значенням за парогенератором.	Приводи заслінок під час роботи повинні надійно закріплюватись в необхідному положенні для запобігання самодовільного відкриття або закриття. На приводах мають бути покажчики їх положення
2 Сильна вібрація, стук, звуки черкання ротора об кожух	З появленням раптової сильної вібрації та стуку агрегат має бути негайно зупинений. Якщо вібрація і стук не мають загрозливого характеру, необхідно або зменшити кількість обертів, або прикрити заслінку (зменшити навантаження). Необхідно оглянути підшипники,	Необхідно ретельно додержуватись графіків зупинки димососів для заміни лопатей, перевіряти послаблення фундаментальних кріплень. В разі з'явлення малих вібрацій потрібно ретельно обстежити і усунути дефекти для запобігання небезпечних вібрацій.

Продовження таблиці Б.1

1	2	3
	замінити мастило. За умови розвантаження одного агрегату другий навантажується повністю. Зменшується коефіцієнт витрати повітря в топці. В разі необхідності зменшується навантаження парогенератора.	
3 Підвищення температури підшипників вище допустимої (65°C) і наступне її зростання	Перевірити наявність мастила в підшипниках та його чистоту, а також надходження охолодної води та її температуру. В екстрених випадках застосовують зовнішнє охолодження за допомогою компресу з льодом або з холодною водою, або зупиняють агрегат, промивають підшипник гасом і заливають новим мастилом.	Ретельне додержання правил та інструкцій за доглядом підшипників. Профілактична регулярна заміна мастила і промивка підшипників.
1 Повне відключення тягодуттєвих машин	V Скид навантаження і відключення власних потреб У випадку одночасного вимикання димососів і вентиляторів необхідно припинити подачу палива, відкрити заслінки прямого ходу (природної тяги) і лючки, забезпечити підсмоктування повітря в топку, включити розпалювальні пальники.	Необхідна наявність автоблокування. За умови помилкової дії захисту необхідно здійснити його регулювання.
2 Скид навантаження без втраг власних потреб. Характеризується зростанням тиску і спрацьовуванням	Необхідно негайно загасити топку, запалити один-два розпалювальних пальники, відкрити продувальні вентилі за пароперегрівником для охолодження останнього.	Обладнати парогенератор захистом скиду навантаження, який здійснює послідовне відключення подачі палива, відключення РОУ і розпалювальних

Продовження таблиці Б.1

1	2	3
запобіжних клапанів	Якщо запобіжні клапани не спрацювали, необхідно за допомогою електромагнітного приводу відкрити імпульсні запобіжні клапани або вихлопні паропроводи.	пальників.
Повний скид навантаження з втраченою власних потреб. Зупиняються всі електродвигуни за виключенням двигунів подачі палива, які працюють на постійному струмі	Необхідно негайно включити електродвигуни подачі палива, відкрити продувочку пароперегрівників або РОУ, відключити авторегулятор живлення, відкрити вентилі рециркуляції води з барабана в економайзер. Після пуску живильних насосів підняти рівень води в барабані і підготувати парогенератор до розпалювання	Необхідна добра підготовка персоналу для ліквідації аварійної ситуації зі скидом навантаження.
VI Порушення роботи, які зв'язані з пошкодженням труб. Гідравлічні удари.		
1 Розрив екранних труб. Супроводжується такими ознаками: спорожненням водопонаскачків, падінням тиску, шумом в топці димінням з лючоків, вічків.	Необхідно негайно зупинити парогенератор, припинивши подачу палива і забезпечивши посилену тягу для вентиляції газоходів. Відключити парогенератор від паропроводів перегрітої пари. Підтримувати нормальний рівень води в барабані, і якщо рівень зник, припинити живлення.	Забезпечувати вірний топковий режим, не допускати місцевого шлакування радіаційних поверхонь, не допускати роботи з частково пошкодженими запальвальними поясами. Після виявлення причини розриву приймаються заходи для запобігання повторної аварії.
2 Тріщини, видими, свищі, які виникають від надмірного перегріву труб, ознакою яких є шум в газоходах,	Після виявлення дефектів в трубах треба установити ретельне спостереження і за умови небезпечного поширення їх зменшити навантаження або зупинити парогенератор	Необхідно перевірити якість живильної води, усунути удари факела в екранні труби. Обладнати парогенератор автоматичним захистом, який за умови

Продовження таблиці Б.1

1	2	3
розбіжність в показаннях паромірів і водомірів	генератор	аварійної ситуації закриває запірні засувки на живильній лінії та відключає дуттві вентилятори з наступними відключеннями за схемою блокування
3 Випини, розриви на трубах пароперегрівника	Зупинка парогенератора необхідна за умови розриву труби або суттєвого витоку пари через загрозу пошкодження суміжних труб струминою пари.	Необхідні заходи проти виводу солей з парому, своєчасні промивки пароперегрівника, налагодження топкового режиму, ліквідація газових коридорів.
4 Свипці в зварних з'єднаннях і розриви економайзерних труб	Коли пошкодження незначні та не супроводжуються значним витоком води допускається недовготривала робота парогенератора. Якщо пошкодження значні, парогенератор необхідно зупинити.	Суворе дотримання правил зварювання, контроль швів. Переведення на безперервне охолодження економайзера під час розпалювання парогенератора. Систематичний контроль за корозією.
5 Гідравлічні удари в барабани або колекторах	Необхідно перевірити рівень води в барабані. У випадку несправності одного з живильних вводів здійснити почергове відключення їх для виявлення несправного. Якщо несправності зумовлені паровим прогрівом, прикрити подачу пари.	Дотримуватись правил та інструкцій живлення парогенератора. Профілактична перевірка справності апаратури і внутрішньобарабанного обладнання.
6 Гідравлічні удари в економайзері та парохолоднику	Необхідно збільшити витрату живильної води, тимчасово зменшити газовий нагрів економайзера. Якщо гідравлічні удари спостерігаються в регуляторі перегріву пари, слід тимчасово закрити подачу води на регулятор, після чого знов	Профілактична перевірка зворотних клапанів, стану труб в парохолоднику. Мінімально допустима витрата води в поверхневий парохолодник для відповідних навантажень парогенератора.

Продовження таблиці Б.1

1	2	3
	<p>поступово подавати її. Якщо удари не припиняються, закрити подачу води і регулювати температуру пари іншими способами.</p>	
<p>1 Пошкодження живильних клапанів регулювання.</p>	<p>VII Порушення в роботі арматури</p> <p>За наявності двох живильних ліній живлення переводять на резервну. Якщо немає такої можливості, то для малих пошкоджень зменшують навантаження аж до зупинки парогенератора. У випадку значних пошкоджень здійснюють зупинку парогенератора.</p>	<p>Необхідно зменшувати перепад тиску в регулюючих клапанах шляхом зменшення тиску в живильних насосах. Здійснювати ретельну очистку і продувку. Застосовувати захисні сітки перед клапанами.</p>
<p>2 Пошкодження важільних запобіжних клапанів</p>	<p>Здійснити продувку і перевірку клапана на ходу з примусовою посадкою його на місце. Якщо ці заходи не дають результатів, здійснюють зупинку парогенератора.</p>	<p>Установлюють вихлопні труби для випуску пари в атмосферу з вихідного колектора пароперегрівника. Вентилі вихлопу повинні мати дистанційне управління.</p>
<p>3 Пошкодження імпульсних запобіжних клапанів.</p>	<p>Якщо головний клапан не може бути закритий за рахунок примусової посадки, парогенератор зупиняється.</p>	<p>Поршневі кільця виготовляють з перлітного чавуну з термічною обробкою, сталь із сталі Ст20, робочу поверхню наплавляють хромо-нікелевими електродами.</p>
<p>4 Пошкодження водопоказників рівня: руйнування скла, потемніння скла.</p>	<p>За умови погіршення видимості або пошкодження скла необхідно замінити скло на ходу.</p>	<p>Необхідна ретельна установка скла. Прокладки для скла мають бути з пароніту завтовшки 5 мм.</p>

Навчальне видання

Чепурний Марко Миколайович

Ткаченко Станіслав Йосипович

Корженко Євген Семенович

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

Навчальний посібник

Оригінал – макет підготовлено авторами

Редактор В.О. Дружиніна

Коректор З.В. Поліщук

Підписано до друку *18. 01. 2002р.*

Формат 29,7×42 ¼ Гарнітура Times New Roman

Друк різнографічний. Ум. др. арк. *5.739*

Тираж 75 прим.

Зам № *2002 - 020*

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно – видавничому центрі

Вінницького державного технічного університету

21021, м.Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВДТУ, ГНК, 9 – й поверх.

тел. (0432) 44-01-59