

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ АПВ

Методичні вказівки до проведення практичних занять

СУМИ – 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра енергетики та електротехнічних систем

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ АПВ

Методичні вказівки щодо проведення практичних занять

**для здобувачів 4 та 3 с.т. курсу
освітньої програми «Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка»
денної та заочної форм здобуття освіти
ступеню вищої освіти «бакалавр»**

УДК 621.18(072)

Ч 44

Укладачі: **Чепіжний А.В.**, к.т.н., доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем

Козін В.М., к.т.н., доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем

Сіренко В.Ф., к.т.н., доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем

Ч 44 Теплоенергетичні установки і системи АПВ : методичні вказівки щодо проведення практичних занять / укл. А. В. Чепіжний, В. М. Козін, В. Ф. Сіренко – Суми, 2025 – 58 с.

В методичних вказівках щодо проведення практичних занять наведено основні принципи проведення розрахунків роботи енергетичних установок, що використовуються в галузі АПВ їх основні характеристики. Також наведено основні показники роботи їх на різних видах палива.

Рецензенти:

Лобода В.Б., к.т.н., професор кафедри охорони праці та фізики

Думанчук М.Ю., к.т.н., доцент кафедри технічного сервісу та галузевого машинобудування

Відповідальний за випуск:

Чепіжний А.В. к.т.н., доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем

Рекомендовано до видання Радою із забезпечення якості освітньої діяльності та якості вищої освіти інженерно-технологічного факультету.

Протокол №4 від 28.01.2025 року

ЗМІСТ

ПРАКТИЧНА РОБОТА №1. ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ПАЛИВА.....	6
ПРАКТИЧНА РОБОТА №2. УСТРІЙ КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ І ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ.....	9
ПРАКТИЧНА РОБОТА №3. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ І КОЕФІЦІЄНТУ НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ.....	12
ПРАКТИЧНА РОБОТА №4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ КОТЛА.....	15
ПРАКТИЧНА РОБОТА №5. РОЗРАХУНКИ ТОПКОВИХ КАМЕР.....	21
ПРАКТИЧНА РОБОТА №6. РОЗРАХУНОК ПОВЕРХОНЬ НАГРІВАННЯ КОТЛОАГРЕГАТІВ.....	28
ПРАКТИЧНА РОБОТА №7. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	32
ПРАКТИЧНА РОБОТА №8. СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЇ ТВАРИННИЦЬКИХ БУДІВЕЛЬ.....	37
ПРАКТИЧНА РОБОТА №9. СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ЖИТЛОВИХ, ГРОМАДСЬКИХ ТА ВИРОБНИЧИХ БУДІВЕЛЬ.....	40
ПРАКТИЧНА РОБОТА №10. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ В СИСТЕМІ ОПАЛЕННЯ.....	44
ПРАКТИЧНА РОБОТА №11. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ.....	47
ПРАКТИЧНА РОБОТА №12. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ ДЛЯ ПРИМІЩЕНЬ ЗАХИЩЕНОГО ҐРУНТУ.....	50
ПРАКТИЧНА РОБОТА №13. ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ.....	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	56

ПРАКТИЧНА РОБОТА №1. ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ПАЛИВА

План

1. Визначення складу палива і теплоти згоряння.
2. Теплота згорання різних видів палива.
3. Перерахування складу палива з однієї маси на іншу

Мета Оволодіти знаннями із основних показників палива, навчитися визначати склад різних типів палива і виконувати перерахунки з однієї маси на іншу.

Завдання:

1. У відповідності із зазначеним басейном видобутку палива, вибрати основні розрахункові параметри палива: елементарний хімічний склад робочої маси, нижчу теплоту згоряння робочої маси, наведені вологість і зольність, вихід летучих.
2. Визначити склад робочої, робочої, горючої або сухої маси палива.
3. Перерахувати склад палива з однієї маси на іншу.

Марку палива та його склад задає викладач.

1. Визначення складу й теплоти згоряння палива

У таблицях наведені усереднені розрахункові характеристики твердих і рідких палив, використовуваних у виробничих і опалювальних котельнях. Розрахункові характеристики природних газів по окремих газопроводах також наведені в цій літературі. Однак слід враховувати, що зольність і вологість твердого палива може помітно відхилятися від наведених середніх значень. У зв'язку із цим у завданні додатково може вказуватися максимальна вологість і зольність палива, для якої слід робити розрахунки.

$$\frac{100 - A_2^p}{100 - A_1^p}$$

$$\frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p} \frac{100 - A_2^p}{100 - A_1^p}$$

При зміні вологості палива в порівнянні з усередненим значенням, слід зробити перерахування його нижчої теплоти згоряння (у кДж/кг) по формулі

$$Q_{n2}^p = (Q_{n1}^p + 25,1 W_1^p) \frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p} - 25,1 W_2^p.$$

Аналогічно при зміні зольності палива й незмінної вологості

$$Q_{n2}^p = (Q_{n1}^p + 25,1 W_1^p) \frac{100 - A_2^p}{100 - A_1^p} - 25,1 W_1^p.$$

При одночасній зміні вологості й зольності палива перерахування проводиться по формулі

$$Q_{n2}^p = (Q_{n1}^p + 25,1 W_1^p) \frac{100 - W_2^p - A_2^p}{100 - W_1^p - A_1^p} - 25,1 W_2^p.$$

2. Теплота згорання різних видів палива

Нижча теплота згорання робочої маси суміші в цьому випадку підраховується (у кДж/кг) по формулі

$$Q_n^p = Q_{n1}^p g_1 + Q_{n2}^p (1 - g_1),$$

де g – масова частка одного з палив у суміші; Q_{n1} , Q_{n2} – відповідно нижча теплота згорання робочої маси одного й іншого палива, кДж/кг.

При спалюванні твердого або рідкого палива в суміші з газом розрахунки умовно ведеться не на 1 кг суміші, що спалюється, а на кількість газу, що доводиться на 1 кг твердого або рідкого палива:

$$Q_n^p = Q_{n1}^p + x Q_{n2}^p,$$

де x — кількість газу, що доводиться на 1 кг твердого або рідкого палива, м³/кг; Q_{n1} — нижча теплота згорання твердого або рідкого палива, кДж/кг; Q_{n2} — нижча теплота згорання газу, кДж/м³.

Відповідно діючому ДЕРЖСТАНДАРТУ викопні вугілля діляться на три типи: бурі, кам'яні й антрацит. Перехідним типом між кам'яними вугіллями й антрацитом є напівантрацит. До бурих вугінь марки Б відносять вугілля, що мають неспікливий кокс, високий вихід летучих (більш 40 %) і вищу теплоту згорання робочої маси беззольного вугілля

$$Q_b^p \frac{100}{100 - A^p} < 23,88 \text{ МДж/кг.}$$

Бурі вугілля мають високу загальну й гігроскопічну вологість, знижений зміст вуглецю й підвищений вміст кисню в порівнянні з кам'яними вугіллями. Бурі вугілля характеризуються також підвищеною зольністю й відповідно невисокою теплотою згорання робочої маси.

Залежно від змісту води бурі вугілля розділяються на три групи: Б1 зі змістом води $W^1 > 40 \%$;

Викопні вугілля, що мають вищу теплоту згорання робочої беззольної маси

$$Q_b^p \frac{100}{100 - A^p} > 23,88 \text{ МДж/кг}$$

і вихід летучих більш 9 %, відносяться до кам'яних вугінь. Кам'яне вугілля прийнято характеризувати виходом летучих і станом коксу. Класифікація кам'яних вугінь по виходу летучих і характеристиці коксового залишку наведена в табл. 2.4. До напівантрацитів (позначаються ПА) і антрацитів (позначаються А) відносять вугілля, що мають вихід летучих менший 9 %.

3. Перерахування складу палива з однієї маси на іншу

При різних теплотехнічних розрахунках характеристики палива відносять до робочої, сухої і горючої маси.

Робочим називають паливо, що потрапило до споживача (у котельню, на пилезавод і т.д.). Відповідно масу речовини (у відсотках), з якого полягає робоче паливо, називають робочою масою:

$$C_p + H_p + O_p + N_p + SPP + AP + WP = 100.$$

Контрольні питання

1. Дати визначення нижчій теплоті згоряння палива.
2. Як проводиться перерахування одного складу палива в інший?
3. Яке паливо називають робочим?
4. З яких компонентів складається тверде, рідке та газоподібне паливо?

Зазначені конструктивні характеристики визначають із креслення, котла що розраховується. По загальних видах котлоагрегату слід скласти його розрахункову схему. При складному розташуванні поверхонь нагрівання становлять схеми окремих газоходів: топлення, поворотної камери, конвективного газоходу і т.д.

Колектори бічних екранів розташовані по всій довжині котлоагрегатів, і до них, окрім екранних труб приєднані настінні труби конвективного газоходу. Це дозволило застосувати легке натрубне обмурування. Котлоагрегати від КЕ-4 до КЕ-10 мають задній екран, розташований перед входом з камери догорання в конвективні пучки. Котли КЕ з пароперегрівниками мають уніфікований по профілю пароперегрівник, який розташований перед першим пучком конвективної поверхні нагрівання. Пароперегрівники виконуються із труб, що мають зовнішній діаметр 32 мм і товщину стінки 3 мм. Пароперегрівники одно ходові й не мають пароохолодника

Усі котлоагрегати серії КЕ обладнані ланцюговими ґратами із пневмомеханічними закидачами. Ланцюгові ґрати поставляються у вигляді одного блоку, попередньо зібраного й обкачаного на заводі-виготовлювачі. Це підвищило експлуатаційну надійність ґрат і скоротило строки її монтажу.

Для зниження втрати теплоти від механічної неповноти згоряння з віднесенням топлення обладнане системою повернення віднесення. Віднесення вертається в топлення за допомогою ежекторів, що одержують повітря від вентилятора гострого дуття. Повітря в систему повернення віднесення й у сопла гострого дуття подається вентилятором, що мають продуктивність 1000 м³/год при повному напорі 3800 Па.

У парових котлах серії ДЕ, призначених для спалювання газу й мазуту, застосоване нове компонування топлення. Вона розташовується праворуч від поверхні нагрівання конвективних пучків (побачивши із фронту) і має глибину, рівну довжині котла. Котли серії ДЕ випускаються паропроодуктивністю від 4 до 25 т/год.

Топкова камера відділена від конвективного пучка глухою мембранною стінкою, виконаної із труб з увареними між ними сталевими смужками (проставленнями).

Ширина топкової камери всіх котлоагрегатів серії однакова й становить 1830 мм. Глибина топкової камери котлоагрегатів серії змінюється від 1980 до 7200 мм. Продукти згоряння з топкової камери через вікно, розташоване з лівої сторони, направляються в конвективну поверхню нагрівання. Вона утворена трубами, що з'єднують верхній і нижній барабани. У котлів від 4 до 10 т/год конвективна поверхня нагрівання розділена поздовжньою перегородкою на

дві частини. Продукти згоряння в конвективному газоході спочатку направляються від задньої стіни котла до фронтної, а потім, повернувши на 180, ідуть у зворотному напрямку. Відвід продуктів згоряння проводиться з боку задньої стінки через вікно, до якого приєднується газохід, що направляє їх у водяний економайзер.

У верхній частині фронтної стіни встановлено два запобіжних вибухових клапана: один — топкової камери, іншого конвективного газоходу.

У котлах паропроодуктивністю 25 і 16 т/год конвективний газохід не має поздовжньої перегородки й продукти згоряння в один хід обминають поверхню нагрівання, рухаючись від задньої стіни до фронтної. Повернення продуктів згоряння до задньої стіни котла проводиться по газоходу, розташованому над топковою камерою, з висновком продуктів згоряння нагору. Це сприяє зручному розміщенню водяного економайзера.

Контрольні питання

1. Дати визначення нижчій теплоті згоряння палива.
2. Як проводиться перерахування одного складу палива в інший?
3. Яке паливо називають робочим?
4. З яких компонентів складається тверде, рідке та газоподібне паливо?
5. На які типи поділяються викопні вугілля?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №3. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ І КОЕФІЦІЄНТУ НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ

План

1. Визначення місць потрапляння зовнішнього повітря до котлоагрегату.
2. Підрахунок коефіцієнту надлишку повітря.
3. Вибір топкового пристрою.

Мета сформулювати чітке уявлення про газово-повітряний режим в газоходах котельних установок.

Завдання. Визначити (підрахувати) як змінюється витрата топочних газів по всьому тракту від котла до димової труби.

3.1. Визначення присосів повітря й коефіцієнтів надлишку повітря по окремих газоходах

Коефіцієнт надлишку повітря в міру руху продуктів згоряння по газоходах котлового агрегату збільшується. Це обумовлене тим, що тиск у газоходах (для котлів, робота-Таблиця 3.1. менший за атмосферний. Розрахункові значення присосів повітря в топки й у газоходи парових і водогрійних котлів при номінальній навантаженні під розрідженням) менше тиску навколишнього повітря й через нещільності в обмуровуванні відбуваються присоси атмосферного повітря в газовий тракт агрегату. Звичайно при розрахунках температуру повітря, що присмоктує в газоходи, ухвалюють рівної 30 °С.

Присос повітря прийнято виражати в частках теоретичної кількості повітря, необхідного для горіння:

$$\Delta\alpha = \Delta V_{\text{прис}}/V^{\circ},$$

де $V_{\text{прис}}$ — кількість повітря, що присмоктує у відповідний газохід агрегату, що доводиться на 1 кг, що спалюється твердого або рідкого палива або на 1 м³ газу при нормальних умовах, м³/кг або м³/м³.

При тепловому розрахунках котлоагрегату присоси повітря ухвалюються за нормативним даними. Значення розрахункових присосів повітря для промислових парових і водогрійних котлів наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Присоси повітря

Топкові камери й газоходи	Присос повітря
Топкові камери пиловугільних котлів із твердим шлаковидаленням і металевою обшивкою труб екрана	0,05
Те ж з обмуровуванням і обшивкою	0,07
» без металевої обшивки	0,1
Топкові камери шарових механічних і напівмеханічних топок	0,1
Фестон, ширмовий пароперегрівник, перший котловий пучок котлів продуктивністю > 50 т/год	0
Перший котловий пучок конвективної поверхні нагрівання котлів продуктивністю 50 т/год	0,05
Другий котловий пучок конвективної поверхні нагрівання котлів продуктивністю 50 т/год	0,1
Пароперегрівник	0,03
Водяний економайзер котлів продуктивністю й 50 т/год (на кожний щабель)	0,02
Водяний економайзер котлів продуктивністю й 50 т/год: сталевий	0,08
чавунний з обшивкою	0,1
чавунний без обшивки	0,2
Повітропідігрівники трубчасті, на кожний щабель:	
для котлів з 50 т/год	0,03
для котлів з 50 т/год	0,06
Золоуловлювачі циклонні й батареїні	0,05
Газоходи сталеві (на кожні 10 м довжини)	0,01
» цегельні (на кожні 10 м довжини)	0,05

Коефіцієнт надлишку повітря ухвалюється залежно від виду палива, способу його спалювання й конструкції топки. Тому насамперед слід вибрати спосіб спалювання палива й конструкцію прийнятої до установки топки.

3. Вибір топкового пристрою

Вибір способу спалювання палива й конструкції (типу) топкового обладнання проводиться залежно від паропроодуктивності (теплопродуктивності) і конструкції котлового агрегату, а також фізико-хімічних властивостей палива.

При виборі типу топкового обладнання рекомендується виходити з наступних міркувань:

Камерні (смолоскипові) топки застосовувати для котлів будь-якої паропроодуктивності при спалюванні рідкого й газоподібного палива. При

спалюванні твердого палива (крім антрацитового штибу, напівантрациту й пісних вугіль) у пилоподібному стані застосовувати камерні топки для котлів паропродуктивністю більш 25 т/год. Для спалювання антрацитового штибу, напівантрациту й худих вугіль застосовувати камерні топки під котлами паропродуктивністю вище 75 т/год.

При спалюванні фрезерного торфу під колами паропродуктивністю до 25 т/год можуть застосовуватися топки ЦКТИ системи А. А. Шершнева.

Шарові топки доцільно застосовувати для котлів паропродуктивністю до 35 т/год при спалюванні сортованих і рядових вугіль (зміст дрібних фракцій 0-6 мм не більш 60 %, вихід летучих на горючу масу 20 % і вище), сортованих антрацитів і напівантрацитів, сланцю й різних деревних відходів.

Не слід використовувати шарові топки для спалювання антрацитового штибу, рядових антрацитів, а також високовологих бурих вугіль ($z > 3,34$).

Коефіцієнт надлишку повітря за кожною поверхнею нагрівання після топкової камери підраховується додатком до ат відповідних присосів повітря:

$$\alpha_i = \alpha_r + \sum_1^i \Delta\alpha_i,$$

Примітка. Менші значення ат для парових котлів продуктивністю $B > 10$ т/год.

Деревні відходи можуть спалюватися в шахтних топках з нерухливими колосниковими ґратами під котлами паропродуктивністю менш 10 т/год. Крім того, можуть використовуватися під котлами більшої паропродуктивності високофорсованні топки швидкісного горіння ЦКТИ системи В. В. Померанцева. При використанні цих топок потрібне попереднє здрібнювання палива до 50-100 мм. У таблиці для різних типів топок і марок палива наведені розрахункові коефіцієнти надлишку повітря.

Контрольні питання

1. Що є причиною присосів повітря в газоходах котельного агрегату?
2. Яким чином визначаються присоси повітря при тепловому розрахунках котлоагрегату ?
3. Вказати найголовніші фактори, що впливають на вибір способу спалювання палива й конструкції топкового обладнання.
4. В яких топках спалюють деревні відходи?
5. Як впливають підсоси повітря на ефективність роботи котельного агрегату?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ КОТЛА

План

1. Визначення втрат теплоти котельної установки.
2. Підрахунок ККД котельної установки.
3. Обчислення витрати палива.

Мета. Поглибити знання із фізичного процесу отримання теплової енергії при спалюванні палива.

Завдання:

1. Підрахувати складові теплового балансу котельної установки.
2. Проаналізувати шляхи зменшення теплових втрат в котлі і в газовому тракті.
3. Визначити розрахункову витрату палива

1. Визначення втрат теплоти котельної установки

При роботі парового або водогрійного котла вся теплота, що потрапила до нього, витрачається на отримання корисної теплоти, що знаходиться в парі або гарячій воді, і на покриття різних втрат теплоти. Сумарна кількість теплоти, що потрапила в котловий агрегат, називають досяжною теплотою. Між теплотою, що надійшла в котлоагрегат, що й покинула його, повинна існувати рівність. Теплота, що покинула котлоагрегат, являє собою суму корисної теплоти й втрат теплоти, пов'язаних з технологічним процесом вироблення пари або гарячої води. Отже, тепловий баланс котла для 1 кг рідкого палива, що спалюється твердого, або 1 м³ газу при нормальних умовах має вигляд

$$Q^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

де — Q^p розташовувана теплота, кДж/кг або кДж/м³; Q_1 — корисна теплота, що втримується в парі або гарячій воді, кДж/кг або кДж/м³; фд, $(Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6)$ втрати теплоти, що йдуть газами, від хімічної неповноти згоряння, від механічної неповноти згоряння, від зовнішнього охолодження, від фізичної теплоти, що втримується в шлаках, що видаляється, плюс втрати на охолодження панелей і балок, не включених у циркуляційний контур котла, кДж/кг або кДж/м³.

Дані табл. дозволяють у наступних розрахунках по температурі продуктів згоряння визначати їх ентальпію

$$I_x = \frac{I_6 - I_m}{100} (t_{изв} - t_m) + I_m$$

або, навпаки, по ентальпії продуктів згоряння — їх температуру

$$t_{\text{ж}} = t_{\text{м}} + \frac{I_{\text{изв}} - I_{\text{м}}}{I_{\text{б}} - I_{\text{м}}} \cdot 100.$$

Тепловий баланс котла складається стосовно до теплового режиму, що встановився, а втрати теплоти виражаються у відсотках досяжної теплоти:

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p}.$$

Осередкові залишки залишають топку із провалом, шлаками й уносом. Уся зола (Ар), що втримується в паливі при шаровім спалюванні, може перейти частково в провал, шлаки й віднесення. Отже, якщо прийняти кількість золи, що зробило в топку, за 100 %, те золовий баланс топки може бути представлений рівнянням

$$a_{\text{пр}} + a_{\text{шл}} + a_{\text{ун}} = 100$$

де $a_{\text{пр}}$, $a_{\text{шл}}$, $a_{\text{ун}}$, — частка золи палива, що перейшла в провал, шлаки, виноси, %.

Втрата теплоти від механічної неповноти горіння залежить від виду палива, що спалюється, і його фракційного складу, форсування колосникових ґрат і топкового обсягу, способу спалювання палива й конструкції топки, коефіцієнта надлишку повітря. При шаровім спалюванні палива втрата залежить також від зольності палива, а при смолоскиповім спалюванні не залежить.

Втрата теплоти від зовнішнього охолодження q_5 обумовлена передачею теплоти від обмуровування агрегату зовнішньому повітрю, що має більш низьку температуру. Втрата теплоти від зовнішнього охолодження залежить від теплопровідності обмуровування, її товщини, поверхні стін, що доводиться на одиницю паропроодуктивності парового або теплопродуктивності водогрійного котла.

Втрата q_6 у вигляді фізичної теплоти шлаків має місце при рідкому шлаковидаленні, а іноді й при сухому, якщо спалюється високозольне паливо. У деяких конструкціях шарових топок є панелі й балки, охолоджувані водою, яка не використовується й скидається в каналізацію, що приводить до втрати теплоти. У сучасних парових і водогрійних котлах панелі й балки, охолоджувані водою, звичайно включаються в циркуляційний контур котла. Тому в сучасних агрегатах ця втрата відсутня.

Втрата теплоти з газами, що відходять, визначається по формулі

$$q_z = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{x,a}^0)(100 - q_4)}{Q_p},$$

де I_{yx} — ентальпія газів, що йдуть, визначається по табл. 3.5 при відповідних значеннях α_{yx} і обраній температурі газів, кДж/кг або кДж/м³; $I_{x,a}$ в. — ентальпія теоретичного обсягу холодного повітря, визначається при $t = 30^\circ\text{C}$, кДж/кг або кДж/м³; α_{yx} — коефіцієнт надлишку повітря в газах, що

йдуть, береться з табл. 3.3 у перетині газоходу після останньої поверхні нагрівання; q_4 — втрата теплоти від механічної неповноти горіння (для газу й мазуту $q_4 = 0$. для твердого палива залежно від типу топкового обладнання приймається із табл.

$$q_6 = q_{6 \text{ ном}} \frac{D_{\text{ном}}}{D};$$

для водогрійного котла

$$q_5^{\text{в.к}} = q_{5 \text{ ном}}^{\text{в.к}} \frac{N_{\text{ном}}}{N},$$

Ентальпія теоретичного обсягу холодного повітря при температурі 30 °С (кДж/кг або кДж/м³)

$$I_{\text{х.в}}^0 = 39,8 V^0.$$

Втрата теплоти від хімічної й механічної неповноти горіння для різних топлень і палив вибирається з таблиць.

Втрата у вигляді фізичної теплоти шлаків і втрата від охолодження балок і панелей топки, не включених у циркуляційний контур котла, визначається по формулах (%):

$$q_6 = q_{6 \text{ шл}} + q_{6 \text{ охл}};$$

при цьому

$$q_{6 \text{ шл}} = \frac{a_{\text{шл}} (c\vartheta)_{\text{эл}} A^p}{Q_p};$$

$$q_{6 \text{ охл}} = \frac{116,6 H_{\text{охл}}}{Q_k},$$

де частка золи в паливі, що перейшла в шлаки $a_{\text{шл}} = 1$ — аун; аун приймається з табл. 1, 2 або 4 залежно від способу спалювання палива; $(c\vartheta)_{\text{эл}}$ — ентальпія золи, кДж/кг; визначається по табл. 3 для температури золи (шлаків) 600 °С при сухому шлакозоловидаленні; $H_{\text{охл}}$ — поверхня балок і панелей, м² (для панелей у розрахунки вводиться тільки бічна, звернена в топку поверхня); Q_k — корисна потужність парового або водогрійного котла.

2. Підрахунок ККД котельної установки

Коефіцієнтом корисної дії (ККД) парового або водогрійного котла називають відношення корисної теплоти до наявної теплоти. Не вся корисна теплота, вироблена агрегатом, направляється до споживача. Частина виробленої теплоти у вигляді пари й електричної енергії витрачається на власні потреби. Так, наприклад, на власні потреби витрачається пара для приводу живильних насосів, на обдування поверхонь нагрівання і т.д., а електрична енергія — для приводу димососа, вентилятора, живильників палива, млинів системи пилеприготування і т.д. Під витратою на власні потреби розуміють витрату всіх видів енергії, затраченої на виробництво пари або гарячої води. Тому розрізняють ККД агрегату бруutto й нетто. Якщо ККД

агрегату визначається по виробленій теплоті, то його називають брутто, а якщо по відпущеній теплоті — нетто.

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{пт}}}{Q_p^p B_{\text{пт}}} \cdot 100;$$

для водогрійного котла

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{в.к}}}{Q_p^p B_{\text{в.к}}} \cdot 100\%$$

ККД брутто котлового агрегату (%) можна визначити по рівнянню прямого балансу: для парового котла де $Q_{\text{пт}}$ — корисна потужність парового котла, кВт; до — корисна потужність водогрійного котла, кВт; $B_{\text{пт}}$ і $B_{\text{в.к}}$ — витрата палива паровою й водогрійним котлом, кг/с або м³/с; —досяжна теплота, кДж/кг або кДж/м³.

3. Обчислення витрати палива

У випадку попереднього підігріву повітря в калорифері теплота, внесена повітрям (кДж/кг або кДж/м³),

$$Q_{\text{в.вн}} = \beta' (I_{\text{вп}}^0 - I_{\text{х.в}}^0),$$

де $I_{\text{вп}}$ — ентальпія теоретичного обсягу повітря при вході в повітропідігрівник після попереднього підігріву в калорифері, визначається по температурі повітря після калорифера твп лінійною інтерполяцією значень із табл. 3.5; $I_{\text{х.в}}$ - ентальпія теоретичного обсягу холодного повітря при $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$.

Відношення кількості повітря на вході в котлоагрегат (повітропідігрівник) до теоретично необхідного,

$$\beta' = \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{цл}} + \Delta\alpha_{\text{вн}},$$

де $\Delta\alpha_{\text{т}}$, $\Delta\alpha_{\text{пл}}$, $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ — присос повітря в топку, систему пилоприготування й повітропідігрівник.

Фізична теплота палива враховується тільки при його попередньому підігріві від стороннього джерела теплоти (паровий підігрів мазуту, парові сушарки й т.п.), а також при сушінні по розімкнутому циклу (кДж/кг) по формулі

$$i_{\text{тл}} = c_{\text{тл}} t_{\text{тл}},$$

де $t_{\text{тл}}$ — температура палива, °С (для мазуту залежно від його в'язкості 90—130 °С); $c_{\text{тл}}$ — питома теплоємність палива, кДж/(кг*К).

Питома теплоємність мазуту

$$c_{\text{тл}}^{\text{м}} = 1,74 + 0,0025 t_{\text{тл}}.$$

Для промислових парових і водогрійних котлів фізична теплота палива враховується тільки при спалюванні мазуту.

Теплота, внесена в агрегат через форсунку при паровім розпилюванні рідкого палива (кДж/кг),

$$Q_{\phi} = 0,35 (i_{\phi} - 2520),$$

де i_{ϕ} — ентальпія пари, що витрачається на розпилювання палива, визначається з таблиць для водяної пари по його параметрах, кДж/кг.

Теплота, витрачена на розкладання карбонатів (кДж/кг),

$$Q_k = 40,74 k (CO_2)_k^p,$$

де k — коефіцієнт розкладання карбонатів (при шаровім спалюванні 0,7; при камерному 1,0); (CO_2) — вміст диоксида вуглецю в карбонатах у робочій масі, %.

6. Обчислити корисну потужність парового або водогрійного котла (кВт) по формулах:

$$Q_{\text{пр}} = D_{\text{пе}} (i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{н.п}} (i_{\text{н.п}} - i_{\text{п.в}}) + \\ + 0,01 p (D_{\text{пе}} + D_{\text{н.п}}) (i_{\text{кип}} - i_{\text{п.в}}); \\ Q_{\text{в.к}} = G_{\text{в}} (i_{\text{г.в}} - i_{\text{х.в}}),$$

де $D_{\text{пе}}$ — витрата виробленої перегрітої пари, кг/с; $D_{\text{п}}$ — витрата виробленої насиченої пари, кг/с; $i_{\text{п}}$, $i_{\text{п.в}}$, $i_{\text{н.п}}$, $i_{\text{кип}}$ — ентальпія перегрітої пари, живильної води на вході в індивідуальний водяний економайзер, насиченої пари й киплячої води в барабані котла, кДж/кг; P — безперервна продувка парового котла, %, ураховується тільки при $P \geq 2\%$; $G_{\text{в}}$ — витрата води через водогрійний котел, кг/с; $i_{\text{х.в}}$, $i_{\text{г.в}}$ — ентальпія холодної й гарячої води (на вході й виході водогрійного котла), кДж/кг.

7. Визначити втрату теплоти у вигляді фізичної теплоти шлаків і втрату від охолодження балок і панелей топки, не включених у циркуляційний контур котла, по формулі (8).

8. Обчислити КПД брутто парового або водогрійного котла (%) з рівняння зворотного теплового балансу

$$\eta_{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6).$$

9. Підрахувати витрату палива (кг/с або м³/с), подаваного в топку парового або водогрійного котла, з рівняння прямого теплового балансу:

$$B_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_p^p \eta_{\text{бр}}} \cdot 100; \\ B_{\text{в.к}} = \frac{Q_{\text{в.к}}}{Q_p^p \eta_{\text{бр}}} \cdot 100.$$

10. Визначити розрахункову витрату палива (кг/с або м³/с): для твердого палива

$$B_p = B_{\text{пр}} \left(1 - \frac{q_4}{100} \right);$$

для газу й мазуту

$$B_p = B_{\text{пр}}.$$

Розрахункова витрата палива вноситься в усі наступні формули, по яких підраховуєте сумарний обсяг продуктів згоряння й кількість теплоти.

11. Для наступних розрахунків визначити коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 1 - \frac{q_6}{\eta_{6p} + q_6}.$$

Контрольні питання

1. До якої одиниці відносять всі показники теплового балансу?
2. Яким чином тепловий баланс котельної установки вказує на шляхи збереження теплоти?
3. Які види неповноти згоряння палива ви знаєте?
4. Як підраховується КПД брутто парового або водогрійного котла ?
5. За яким виразом знаходиться відношення кількості повітря на вході в котлоагрегат (повітропідігрівник) до теоретично необхідного?

де x — кутовий коефіцієнт екрана; площа стіни, зайнята екраном, визначається формулою

$$F_{\text{пл}} = bl,$$

де b — відстань між осями крайніх труб даного екрана, м; l — освітлена довжина екранних труб, м; визначається у відповідності зі схемами.

Для ошипованих і плавникових екранів, а також для екранів, закритих чавунними плитами, кутовий коефіцієнт приймається рівним 1, як і для поверхні, що проходить через перший ряд труб котлового пучка, фестона й ширм, розташованих у вихіднім вікні топки.

Ступінь екранування топки

$$\chi = H_{\text{пл}}/F_{\text{ст}},$$

де $H_{\text{пл}}$ — площа теплосприймаючої поверхні нагрівання, м², $F_{\text{ст}}$ — повна площа поверхні стін топки, м².

2. Обчислення активного об'єму

Розрахунки теплообміну в топках парових і водогрійних котлів ґрунтується на додатку теорії подоби до топкових процесів. На базі цієї теорії в ЦКТИ імені І. І. Ползунова й ВТІ імені Ф. Е. Дзержинського розроблений нормативний метод теплового розрахунків котлових агрегатів. У нормативному методі для розрахунків теплообміну в однокамерних і напіввідкритих топках рекомендується формула, що зв'язує безрозмірну температуру продуктів згоряння на виході з топки (θ_t) із критерієм Больцмана (Bo), ступенем чорності топки (a_t) і параметром (M), що враховують характер розподілу температур по висоті топки:

$$\theta_t'' = \frac{T_t''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{Ma_t^{0,6} + Bo^{0,6}}.$$

Безрозмірна температура продуктів згоряння на виході з топки (θ_t) являє собою відношення дійсної абсолютної температури на виході з топки (T_t) до абсолютної теоретичної температури продуктів згоряння (T_a). Під теоретичною температурою продуктів згоряння (адіабатною температурою) розуміють максимальну температуру при спалюванні палива з розрахунковим коефіцієнтом надлишку повітря, яку могли б мати продукти згоряння, якби в топці був відсутній теплообмін з екранними поверхнями нагрівання.

Критерій Больцмана являє собою характеристичне число, що контролює співвідношення між конвективним переносом теплоти й випромінюванням абсолютно чорного тіла при температурі розглянутого елементарного обсягу.

Критерій Больцмана обчислюється по формулі

$$Bo = \frac{\varphi B_p V c_{cp} \cdot 10^3}{5,67 \cdot 10^{-8} \psi_{cp} F_{ст} T_a^3},$$

де ϕ — коефіцієнт збереження теплоти; V_p — розрахункова витрата палива, кг/з; F_{CT} — площа поверхні стін топки, м²; $\phi_{\text{порівн}}$ — середнє значення коефіцієнта теплової ефективності екранів; $V_{\text{ср}}$ — середня сумарна теплоємність продуктів згоряння 1 кг палива в інтервалі температур θ_a — θ_t , кДж/(кг • К); 5,67-10⁻⁸ — коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м²•К⁴); T_a — абсолютна теоретична температура продуктів згоряння, К.

Коефіцієнт пропорційності (k), що визначає відносну зміну інтенсивності проміння в поглинаючому шарі одиничної товщини, називають коефіцієнтом ослаблення променя. Він визначає інтенсивність ослаблення променів у поглинаючій середовищі й, отже, характеризує повну поглинальну здатність середовища, обумовлену як поглинанням, так і розсіюванням.

У топковій камері основними газами, здатними поглинати теплові промені, є трьохатомні гази, що складаються із R02 і водяних парів H2O. Поглинальна здатність R02 при постійному тиску й температурі однозначно визначається добутком його парціального тиску (p_{CO_2}) і товщини шару (s). Поглинальна здатність водяної пари при заданій температурі залежить від двох величин: 1) від добутку парціального тиску водяної пари й товщини шару ($p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s$) і 2) від товщини шару s або від парціального тиску ($p_{\text{H}_2\text{O}}$).

3. Розрахунок однокамерної топки

Перевірочний розрахунок однокамерних і напіввідкритих топок проводиться в такій послідовності.

1. Попередньо задаються температурою продуктів згоряння на виході з топкової камери. При спалюванні твердих палив у камерних топках температура продуктів згоряння перед фестоном або фестонованою частиною конвективного пакету, розташованого у верхньому горизонтальному газоході, приймається (у °С) не вище наступних значень:

Антрацитовий штиб, напівантрацити й пісні вугілля :1050 – 950.

Для інших палив температура продуктів згоряння в цьому перетині може прийматися рівній температурі початку деформації золи, але не вище 1100 °С.

Для промислових парових і водогрійних котлів рекомендується попередньо приймати температуру продуктів згоряння на виході із топки при спалюванні природного газу 1050—1100 °С, мазута 1000 — 1050 °С, твердого палива 850—950 °С.

2. Для прийнятої в п. 1 температури визначається ентальпія продуктів згоряння на виході з топки.

3. Корисна теплота в топці (кДж/кг или кДж/м³)

$$Q_T = Q_p^p \frac{100 - q_2 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_b - Q_{b.вн} + rI_{г.отб},$$

де Q_b — теплота, що вноситься в топку повітрям, кДж/кг або кДж/м³.

Теплота (Q_b) складається из теплоти гарячого повітря й холодного, присосаного в топку:

$$Q_b = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) I_{г.в}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{х.в}^0.$$

Коефіцієнт надлишку повітря в топці (α_T) приймається по табл. 3. Присоси повітря в топку по табл. 3.1, а в систему пилоприготування — по табл. 4.7. Ентальпія теоретично необхідного гарячого повітря (I г. В.) визначається по табл. 3, а присмоктуваного холодного повітря при $t = 30^\circ\text{C}$ — по формулі (4).

Для промислових і водогрійних котлів, що не мають повітропідігрівника, формула має наступний вид:

$$Q_b = \alpha_T I_{х.в}^0.$$

4. Визначається коефіцієнт теплової ефективності екранів

$$\psi = x\xi.$$

Кутовим коефіцієнтом (x) називається відношення кількості енергії, що потрапляє на поверхню, що опромінюється, до енергії випромінювання всієї напівсферичної випромінюючої поверхні. Кутовий коефіцієнт показує, яка частина напівсферичного променистого потоку, що випускається однієї поверхнею, падає на іншу поверхню й залежить від форми й взаємного розташування тіл, що перебувають у променистому теплообміні.

Коефіцієнт ослаблення променів трьохатомними газами (k_T) визначається по номограмі (мал. 4) або по формулі ($\text{м}^*\text{МПа}$)⁻¹:

$$k_T = \left(\frac{7,8 + 16 r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_T''}{1000} \right),$$

де $p_{\text{H}_2\text{O}} = \gamma_{\text{H}_2\text{O}} p$ — парціальний тиск трьохатомних газів, МПа; p — тиск у топковій камері котлоагрегату (для агрегатів, що працюють без наддування, приймається $p = 0,1$ МПа); $\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$ — об'ємна частка водяної пари, береться з табл. 3.3; T_T'' — абсолютна температура на виході з топкової камери, К (рівна прийнятої по попередній оцінці).

Коефіцієнт ослаблення променів сажнистими частками, ($\text{м}^*\text{МПа}$)⁻¹,

$$k_c = 0,3(2 - \alpha_T) \left(1,6 \frac{T_T''}{1000} - 0,5 \right) \frac{C_p}{H_p},$$

де C_p , H_p — зміст вуглецю й водню в робочій масі рідкого палива.

При спалюванні природного газу

$$\frac{C_p}{H_p} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n,$$

де $C_m H_n$ — процентний вміст складових вуглеводних з'єднань природного газу.

При спалюванні твердого палива коефіцієнт ослаблення променів залежить від коефіцієнтів ослаблення променів трьохатомними газами, золотими й коксовими частками й підраховується [в $1/(м\cdot МПа)$] по формулі

$$k = k_{гп} + k_{зл} \mu_{зл} + k_k$$

Коефіцієнт ослаблення променів частками летучої золи ($k_{зл}$) визначається за графіком (мал. 5). Середня масова концентрація золи береться з розрахункової табл. 3.3. Коефіцієнт ослаблення променів частками коксу (k_k) приймається: для палив з малим виходом летучих (антрацити, напів-антрацити, пісні вугілля) при спалюванні в камерних топках $k_k = 1$, а при спалюванні в шарових = 0,3; для високореакційних палив (кам'яне і буре вугілля, торф) при спалюванні в камерних топках = 0,5, а в шарових = 0,15.

При спалюванні твердого палива визначається сумарна оптична товщина середовища $k_{рс}$. Коефіцієнт ослаблення променів k підраховується залежно від виду й способу спалювання палива по формулі.

Підраховується ступінь чорності смолоскипа (аф). Для твердого палива вона рівна ступені чорності середовища, що заповнює топку (а).

10. Визначається ступінь чорності топки: для шарових топок

$$a_T = \frac{a + (1 - a) R/F_{сг}}{1 - (1 - a) (1 - \psi_{ср}) (1 - R/F_{сг})},$$

де R — площа дзеркала горіння прийнятої до установки топки;

для камерних топок при спалюванні твердого палива

$$a_T = \frac{a}{a + (1 - a) \psi_{ср}};$$

для камерних топок при спалюванні рідкого палива й газу

$$a_T = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \psi_{ср}}.$$

13. Визначається дійсна температура на виході з топки ($^{\circ}C$) по номограмі або формулі

$$\theta_T^{\circ} = \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67 \psi_{ср} F_{сг} a_T T_a^3}{10^{11} \phi B_p V_{ср}} \right)^{0,6} + 1} - 273.$$

Отримана температура на виході з топки порівнюється з температурою, прийнятої раніше в п. 1. Якщо розбіжність між отриманою температурою і раніше прийнятої на виході з топки не перевищить $\pm 100^{\circ}C$, то розрахунки вважаються закінченими.

А якщо ні, то задаються новим, уточненим, значенням температури на виході з топки й увесь розрахунок повторюється.

14. Визначаються питомі навантаження колосникових ґрат ($кВт/м^2$) і топкового обсягу ($кВт/м^3$) по формулах:

$$q_{з.г} = B_p Q_H^p / R;$$

$$q_V = B_p Q_H^p / V_T.$$

А якщо ні, то задаються новим, уточненим, значенням температури на виході з топки й увесь розрахунок повторюється.

Контрольні питання

1. Що включає в себе активний об'єм топки?
2. Що називають екранами в топці котла?
3. З якою метою визначають ступінь чорноти топки?
4. Що контролює критерій Больцмана?
5. Яка одиниця вимірювання критерію Больцмана?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №6. РОЗРАХУНОК ПОВЕРХОНЬ НАГРІВАННЯ КОТЛОАГРЕГАТИВ

План

1. Розрахунок конвективних поверхонь трубних пучків.
2. Визначення поверхні пароперегрівача.
3. Обчислення величини поверхні економайзера.
4. Підрахунок поверхні повітряпідігрівника.

Мета. Виробити вміння й навички при проведенні розрахунків тепловіддачі конвекцією топків парових та водогрійних котлів, що знадобляться при виконанні курсового проекту.

Завдання Визначити величини поверхонь теплообмінників, що сприймають тепло від топкових газів: пароперегрівача, економайзера, повітряпідігрівника. Вихідні дані взяти із власного курсового проекту.

1. Розрахунки конвективних пучків котла

Конвективні поверхні нагрівання парових і водонагрійних котлів відіграють важливу роль у процесі одержання пари та гарячої води, а також використання теплоти продуктів згоряння, що залишають топкову камеру. Ефективність роботи конвективних поверхонь нагрівання значною мірою залежить від інтенсивності передачі теплоти продуктами згоряння воді й парі.

При розрахунках конвективних поверхонь нагрівання використовується рівняння теплопередачі й рівняння теплового балансу. Розрахунки виконується для 1 кг твердого і рідкого палива, що спалюється, або 1 м³ газу при нормальних умовах.

$$Q_r = KH \Delta t / B_p.$$

Рівняння теплового балансу

$$Q_b = \varphi (I' - I'' + \Delta \alpha I_{nrc}^0).$$

Рівняння теплопередачі

У цих рівняннях K — коефіцієнт теплопередачі, віднесений до розрахункової поверхні нагрівання, Вт/(м²* К); Δt — температурний напір, °С; B_p — розрахункова витрата палива, кг/с або м³/с; H — розрахункова поверхня нагрівання, м²; φ — коефіцієнт збереження теплоти, що враховує втрати теплоти від зовнішнього охолодження; I' , I'' — ентальпії продуктів згоряння на вході в поверхню нагрівання й на виході з неї, кДж/кг або кДж/м³; I_{nrc}^0 — кількість теплоти, внесене повітрям, що присмоктується у газохід, кДж/кг або кДж/м³.

2. Попередньо ухвалюються два значення температури продуктів згоряння після розрахованого газоходу. Надалі весь розрахунок ведеться для двох попередньо прийнятих температур.

Визначається теплота, віддана продуктами згоряння (кДж/кг або кДж/м³),

$$Q_6 = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha_k I_{\text{прс}}^0),$$

де φ — коефіцієнт збереження теплоти, визначається по формулі (4.28); I' — ентальпія продуктів згоряння перед поверхнею нагрівання, визначається по табл. 3.5 при температурі й коефіцієнті надлишку повітря після поверхні нагрівання, що передує поверхні, що розраховується; I'' — ентальпія продуктів згоряння після поверхні, що розраховується, нагрівання, визначається по табл. 3.5 при двох попередньо прийнятих температурах після конвективної поверхні нагрівання; $\Delta\alpha_k$ — присос повітря в конвективну поверхню нагрівання, визначається як різниця коефіцієнтів надлишку повітря на вході й виході з неї; $I_{\text{прс}}^0$ — ентальпія присмоктаного в конвективну поверхню нагрівання повітря, при температурі повітря $t_v = 30$ °С визначається по формулі (4.5).

4. Обчислюється, розрахункова температура потоку продуктів згоряння в конвективному газоході (°С)

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$$

де ϑ' і ϑ'' — температура продуктів згоряння на вході в поверхню й на виході з неї.

5. Визначається температурний напір (°С)

$$\Delta t = \vartheta - t_k,$$

де t_k — температура охолодного середовища, для парового котла ухвалюється рівній температурі кипіння води при тиску у котлі, а для водогрійного — рівній напівсумі температур води на вході в поверхню нагрівання й виході з неї, °С.

6. Підраховується середня швидкість продуктів згоряння в поверхні нагрівання (м/с)

$$w_r = \frac{B_p V_r (\vartheta + 273)}{F \cdot 273},$$

де B_p — розрахункова витрата палива, кг/с або м³/с, див. формулу (4.27); F — площа живого перетину для проходу продуктів згоряння (див. п. 1), м²; V_r — обсяг продуктів згоряння на 1 кг твердого й рідкого палива або на 1 м³ газу (з розрахункової табл. 3.3 при відповідному коефіцієнті надлишку повітря); v — середня розрахункова температура продуктів згоряння, °С (див. п. 4).

2. Розрахунки конвективних пароперегрівників

Розрахунки пароперегрівника може бути конструктивним або перевірочним. Конструктивний розрахунок виконується при створенні нових парових котлів у конструкторськi бюро заводи-виготовлювачів.

При проектуванні й експлуатації котлових установок найчастіше доводиться виконувати перевірочний розрахунок пароперегрівника. Завданням розрахунків у цьому випадку є визначення температури продуктів згоряння після пароперегрівника й виявлення можливості при наявній поверхні нагрівання пароперегрівника одержати необхідну температуру перегрітого пари. Якщо в результаті розрахунків виявиться, що існуюча поверхня нагрівання пароперегрівника не забезпечить необхідної температури перегрітого пари, то повинні бути розроблені відповідні заходи й внесені корективи в креслення поверхні нагрівання пароперегрівника.

Послідовність розрахунків пароперегрівника залежить від розташування його в газовому тракті котлового агрегату, способу регулювання температури перегріву пари й схеми включення регулятора перегріву.

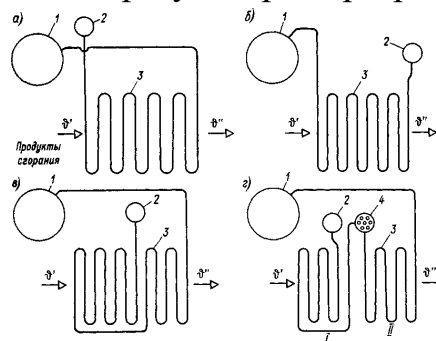


Рисунок. 6. Схеми конвективних пароперегрівників: а — протипотокова; б — прямоточна без пароохолодника; в — з послідовно-змішаним струмом без пароохолодника; г — з послідовно-змішаним струмом і пароохолодником, установленим врозріз 1 — барабан котла; 2 — колектор перегрітого пари; 3 — змійовики пароперегрівника; 4 — поверхневий або пароохолодник, що впорскує; /, II — частини пароперегрівника по рухові продуктів згоряння

Розрахунки першої по ходу продуктів згоряння частини пароперегрівника проводиться в такій послідовності:

1. По наявних кресленнях визначити площа поверхні нагрівання першої частини пароперегрівника, відносний поперечний і поздовжній крок труб (S_1/d S_2/d), розташування труб (шахове або коридорне), площа живого перетину для проходу продуктів згоряння й пари.

2. Вибрати основні розрахункові параметри: температуру продуктів згоряння на вході в пароперегрівник (береться з розрахунку попередньої

поверхні нагрівання), тиск, температуру й ентальпію перегрітого пари. Задатися теплосприйняттям пароохолодника $\Delta i_{no} = 60 \div 85$ кДж/кг.

3. Задатися двома температурами продуктів згоряння v'' після першої частини пароперегрівника. Надалі весь розрахунок виконати при двох температурах продуктів згоряння.

4. Для двох обраних температур продуктів згоряння v'' визначити теплоту, віддану продуктами згоряння пари (кДж/кг або кДж/м³),

$$Q_6 = \varphi(I' - I'' + \Delta\alpha_{пп}I_{пр}^0),$$

де $\Delta\alpha_{пп}$ — присос повітря в газохід пароперегрівника; $I_{пр}^0$ визначається по формулі (4.5).

5. Обчислити ентальпію пари на виході з пароохолодника, дорівнявши теплоту, віддану продуктами згоряння, теплоті, сприйнятої паром (кДж/кг), температурі з таблиць водяних пар, кДж/кг; B_p — розрахункова витрата палива, визначається по формулі (4.27), кг/с.

$$i''_{по} = i_{пе} - \frac{Q_6 B_p}{D},$$

де $i_{пе}$ — ентальпія перегрітого пари, береться по тисковій й температурі з таблиці водяних парів, кДж/кг;

B_p — розрахункова витрата палива, визначається по формулі (4.27), кг/с.

3. Розрахунки водяних економайзерів

При установці тільки водяного економайзера рекомендується така послідовність його розрахунків:

1. По рівнянню теплового балансу визначити кількість теплоти (кДж/кг або кДж/м³), яке повинні віддати продукти згоряння при прийнятій температурі газів, що йдуть:

$$Q_6 = \varphi(I'_{зк} - I''_{зк} + \Delta\alpha_{зк}I_a^0),$$

де $I'_{зк}$ — ентальпія продуктів згоряння на вході в економайзер, визначається з табл. 3.5 по температурі продуктів згоряння, відомої з розрахунку попередньої поверхні нагрівання, кДж/кг або кДж/м³; $I''_{зк}$ — ентальпія газів, що йдуть, визначається з табл. 3.5 по прийнятій на початку розрахунків температурі газів, що йдуть, кДж/кг або кДж/м³; φ — коефіцієнт збереження теплоти, визначається по формулі (4.28); $\Delta\alpha_{зк}$ — присос повітря в економайзер, ухвалюється по табл. 3.1; I_a^0 — ентальпія теоретичної кількості повітря, визначається по формулі (4.5).

2. Дорівнюючи теплоту, віддану продуктами згоряння, теплоті, сприйнятою водою у водяному економайзері, визначити ентальпію води після водяного економайзера (кДж/кг):

$$i''_{зк} = \frac{B_p Q_6}{D + D_{пр}} + i'_{зк},$$

де $i'_{\text{эк}}$ — ентальпія води на вході в економайзер, кДж/кг; D — паропроодуктивність котла, кг/с; $D_{\text{пр}}$ — витрата продувної води, кг/с.

По ентальпії води після економайзера й тиску її з таблиць для води й водяної пари визначити температуру води після економайзера $t''_{\text{эк}}$. Якщо отримана температура води виявиться на 20 °С нижче температури при тиску в барабані котла, то для котлів тиском до 2,4 МПа до установки ухвалюють чавунний водяний економайзер. При недотриманні зазначених умов до установки слід прийняти сталевий змієвиковий водяний економайзер.

3. Залежно від напрямку руху води й продуктів згоряння визначити температурний напір по рівнянню (6.20).

4. Вибрати конструктивні характеристики прийнятого до установки економайзера. Для чавунного й сталевих економайзерів вибирається число труб у ряді з таким розрахунками, щоб швидкість продуктів згоряння була в межах від 6 до 9 м/с при номінальній паропроодуктивності котла. Конструктивні характеристики труб чавунних економайзерів ВТИ наведені в табл. 3. Число труб у ряді для чавунних економайзерів повинне бути не менш 3 і не більш 10.

Сталеві економайзери виконуються у вигляді змієвиків із труб із зовнішнім діаметром 28-38 мм (товщина стінки до 4 мм). У промислових котлах вертикальної орієнтації змієвики звичайно розташовуються паралельно фронту котла. Для більш компактного компонування сталевих економайзерів застосовують шахове розташування труб і мінімальні відносні кроки S_1/d і S_2/d . При цьому відносний крок $S_1/d = 2,2\text{--}3,5$, а мінімальний відносний крок для одноступінчастих змієвиків при холодній гнучкості труб $S_2/d = 2$.

Контрольні питання

1. Що використовується при розрахунках конвективних поверхонь нагрівання?
2. Запишіть і проаналізуйте рівняння теплопередачі.
3. Розмірність коефіцієнта теплопередачі.
4. Чим пояснюється порядок розташування теплообмінників в котельній установці?
5. Які параметри визначаються із креслень котлоагрегату?
6. Організація руху теплоносіїв в конвективних пароперегрівниках.
7. Вкажіть найоптимальніший варіант розподілу поверхонь в теплообмінниках.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №7. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

План

1. Спрощений аеродинамічний розрахунок газового та повітряного тракту.
2. Вибір димососів та вентиляторів.
3. Вибір живильних насосів.

Мета. Оволодіти методикою розрахунків технологічних параметрів газоповітряного тракту котельного агрегату

Завдання. Визначити об'єм продуктів повного згоряння на виході із топки, а також теоретичний та дійсний об'єми повітря, необхідні для 1 м³ природного газу.

Визначити об'єм продуктів повного згоряння на виході із топки, а також теоретичний та дійсний об'єми повітря, необхідні для 1 кг твердого або рідкого палива.

Вид та склад палива визначає викладач.

1. Спрощений аеродинамічний розрахунок газового та повітряного тракту

В залежності від виду речовини, яка транспортується (перегріта чи насичена пара, гаряча вода), його температури і тиску трубопроводи відповідно до Правил Держтехнагляду поділяються на чотири категорії в порядку зменшення параметрів. Усі трубопроводи промислових і опалювальних котелень належать до третьої та четвертої категорій; вони можуть виготовлятися із стандартних безшовних і зварних труб, вироблених з вуглецевої сталі. Сталеві труби постачаються за розміром зовнішнього діаметра з кількома значеннями товщини стінки.

З метою уніфікації всіх елементів трубопроводу (труб, арматури, з'єднувальних частин) і збереження значення прохідного перерізу, що забезпечує розрахункові умови для проходження робочої речовини, введено поняття *умовного діаметра* (проходу) d_u . Останній є округленим розрахунковим внутрішнім діаметром в міліметрах з такого ряду: 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 150; 200 і т. д.

Для вибору матеріалу і розрахунків елементів трубопроводу в залежності від температури та тиску речовини, яка транспортується, введено поняття *умовного тиску* p_u — найбільшого надлишкового тиску, на який розраховуються всі елементи трубопроводу для температури навколишнього

середовища 20 °С. Робочий тиск pp — це найбільший надмірний тиск, що забезпечує тривалу роботу всіх елементів трубопроводу з робочою температурою речовини, яка транспортується ($pu > pp$). Значення pu для труб, арматури і з'єднувальних частин трубопроводів залежно від цієї температури встановлено ГОСТ 356—80.

2. Вибір вентиляторів і димососів

Кожний котлоагрегат повинен мати не менше одного вентилятора і одного димососа. Але в процесі проектування котелень з котлами продуктивністю до 1,163 МВт (1 Гкал/год) допускається використання групових тягодуттьових установок, які складаються з двох вентиляторів і двох димососів (для всіх котлів). Від звичайних відцентрових вентиляторів димососи відрізняються більш високою температурою робочої речовини, тому вони мають більш міцні лопатки з охолодженням підшипників. Вибір тягодуттьових машин здійснюється за заводськими характеристиками, що визначають залежність напору, який розвиває машина, від подачі. Густина речовини, що транспортується, повинна відповідати температурі 100...200 °С для димососа або 20 °С для вентилятора і атмосферному тиску 101,325 кПа.

Розрахункова подача вентилятора і димососа, м³/год

$$Q_v = k \times V_p \times k \times V_0 \times a_v \times (t_v + 273) / 273 \times 3600 ,$$

$$Q_d = k \times V_p \times k \times [V_{г0} + (a_d - 1) \times V_0] \times (t_d + 273) / 273 \times 3600 ,$$

де k — коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,1; $V_p \times k$ — розрахункова витрата палива, кг/с (м³/с); V_0 — теоретична кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг твердого і рідкого палива або 1 м³ газоподібного палива, м³/кг (м³/м³); $V_{г0}$ — теоретичний об'єм продуктів згорання палива, м³/кг (м³/м³); a_v і a_d — коефіцієнти надлишку повітря перед вентилятором і димососом, відповідно; t_v , t_d — температури повітря перед вентилятором і димових газів перед димососом, відповідно.

Чисельні значення зазначених величин приймаються на підставі теплового розрахунку котлоагрегату. Для визначення тиску тягодуттьових машин необхідно знати опори газового та повітряного трактів котлоагрегату. Розрахунковий повний напір тягодуттьової машини визначається за виразом, Па:

$$H = 1,2 \times \Delta H ,$$

де 1,2 — коефіцієнт запасу за тиском; ΔH — перепад повних тисків газового тракту всіх елементів котлоагрегату (для димососа) або повітряного тракту (для вентилятора).

Розрахункова потужність електродвигуна тягодуттьової машини, кВт

$$N = 1,1 \times (Q/3600) \times H / \eta$$

де Q – розрахункова подача машини, м³/год ; h – к. к. д. машини в розрахунковому режимі ($h = 0,55...0,75$).

3. Вибір насосів

В котельнях промислових підприємств в залежності від їх призначення встановлюють такі насоси: живильні; мережні; рециркуляційні; підживлювальні; конденсатні; насоси сирій води; насоси для подавання води до ежекторів вакуумних деаераторів; насоси–дозатори станцій хімоводоочистки та інші.

Насоси вибирають за їх технічними характеристиками з урахуванням необхідної подачі та напору. Встановлюють відцентрові насоси з електроприводом та поршневі з приводом від парових турбін.

Мережні насоси призначені для забезпечення циркуляції теплоносія в тепловій мережі. Їх подача (м³/год) визначається за максимальною масовою витратою мережної води. В разі паралельної роботи кількох насосів подача кожного менша, ніж в технічній характеристиці, то загальну подачу слід приймати з відповідним запасом 10...20 %, м³/год

$$V_{\text{мн}} = (1,1...1,2) \times G_{\text{мн}} \times 3600 / \rho_{\text{мн}}$$

де $G_{\text{мн}}$ – масова витрата мережної води, кг/с; $\rho_{\text{мн}}$ – густина мережної води на вході в мережний насос, кг/м³.

Згідно з Правилами Держтехнагляду [2] встановлюється не менше двох мережних насосів, причому у випадку зупинки будь-якого з насосів сумарна подача працюючих агрегатів повинна забезпечувати максимальну розрахункову подачу мережної води (для однотипного обладнання потрібно встановлювати додатково один резервний насос). Напір насоса повинен забезпечувати покриття втрат тиску мережної води в схемі споживача, у водогрійному котлоагрегаті, водопідігрівній установці, а також втрат тиску в трубопроводах та арматурі з відповідним запасом 10...15%. Для спрощеного розрахунку можна приймати напір мережних насосів 0,3...1 МПа.

Як мережні насоси можна використовувати насоси типів СЕ (для води з температурою до 180 0С), СД, Д, К, та КМ (для води до 105 0С).

Рециркуляційні насоси. Застосовують в схемах водогрійних котелень для регулювання необхідної температури мережної води перед котлом. Їх подачу визначають за результатами теплового розрахунку котельні

$$V_{\text{рец}} = (1,1...1,2) \times G_{\text{рец}} \times 3600 / \rho_{\text{рец}}$$

Напір цих насосів визначається втратами тиску мережної води в котлі та трубопроводах між котлом і насосом.

Як рециркуляційні насоси застосовують насоси марки НКУ з напором 0,3...0,5 МПа (температура води до 225 °С).

Підживлювальні насоси. Використовують в схемах котелень для покриття витікань мережної води, а також витрат води на гаряче водопостачання у відкритих системах теплопостачання. Подача цих насосів для закритих систем визначається за подвоєною розрахунковою масовою витратою води для покриття витікань мережної води, м³/год

$$V_{\text{пн}} = (1,1 \dots 1,2) \times (2 \times G_{\text{втр}}) \times 3600 / \text{гмн}$$

а для відкритих систем враховується також витрата мережної води на гаряче водопостачання, м³/год

$$V_{\text{пн}} = (1,1 \dots 1,2) \times (2 \times G_{\text{втр}} + G_{\text{пргвп}} + G_{\text{звгвп}}) \times 3600 / \text{гмн}$$

Насосів для підживлення повинно бути не менше двох, один з яких обов'язково резервним. Напір насоса визначається тиском мережної води в зворотному трубопроводі та втратами тиску в лінії підживлення мережі.

Використовуються насоси типу К, КМ, Д, ЦН з напором від 0,2 МПа.

Живильні насоси. Встановлюються в котельнях з паровими котлами, забезпечують подачу живильної води в котел і створення необхідного тиску перегрітої пари на виході з котла. В котельні їх повинно бути не менше двох, причому на великих котельнях один або більше – з паровим приводом. Сумарна подача живильних насосів $G_{\text{жв}}$ визначається з розрахунку теплової схеми котельні з урахуванням продувок котла та витрат живильної води на РОУ з відповідним запасом 10 %, м³/год

$$V_{\text{жн}} = 1,1 \times G_{\text{жв}} \times 3600 / \text{гжв.}$$

Кількість насосів підбирається так, щоб у випадку аварії одного з насосів решта агрегатів могли забезпечувати максимальну подачу живильної води. В якості живильних насосів використовують насоси типу ЦНСГ, ПЕ, ЦВ та насоси з паровим приводом ПНП–1. Напір живильних насосів визначається за різницею тисків в барабані котла та деаераторі, гідравлічним опором лінії живлення котлів та різницею рівнів деаератора і барабана котла з відповідним запасом, кПа

$$H_{\text{жн}} = 1,15 \times ((P_{\text{б}} - P_{\text{д}}) + DP_{\text{го}} + DN_{\text{б-д}}).$$

Конденсатні насоси. Встановлюють для подачі конденсатів з конденсатних баків або водопідігрівних установок до деаератора котельні. Їх подача розраховується за максимальною витратою конденсатів, м³/год

$$V_{\text{кн}} = 1,1 \times G_{\text{к}} \times 3600 / \text{гк}$$

Напір конденсатних насосів визначається з врахуванням втрат тиску в конденсатопроводах, тиску в деаераторі і різниці рівнів насоса та деаератора. Конденсатних насосів має бути не менше двох. Вони повинні встановлюватись таким чином, щоб конденсат надходив самопливом з певним підпором, в іншому випадку його температура повинна бути менше 80 0С, аби усунути можливість закипання води у всмоктувальному патрубку насоса. Як конденсатні насоси використовують насоси КС та КД з температурою конденсату не більше 120 0С.

Насоси сирії води. Виконують роль підведення сирії води через систему водопідготовки та теплообмінне обладнання в деаератор для покриття втрат пари, води, конденсату тощо. Їх подача визначається за розрахунковою витратою сирії води, м3/год

$$V_{нсв} = 1,1 \times G_{св} / \rho_{св} \times 3600$$

Напір насосів залежить від тиску в деаераторі, різниці рівнів насоса та деаератора, гідравлічних опорів системи хімоводоочистки, теплообмінників, трубопроводів та арматури

$$H_{нсв} = 1,1 \times [P_d + D_{Нд-н} + D_{Рхво} + D_{Рто} + D_{Ртр}]$$

Для сирії води використовують насоси типу К, КМ, Д. Якщо тиск води, в подавальному трубопроводі системи водопостачання більший 0,4 МПа цих насосів можна не встановлювати.

Насоси для подачі води до ежекторів. Використовуються для створення відповідного вакууму в деаераторах і відведення неконденсованих газів крізь охолодник в навколишнє середовище. Подача і напір цих насосів вибирається за розрахунком ежекторів до вакуумних деаераторів.

Насоси–дозатори застосовують для проведення хімоводоочистки або деаерації води в схемі парових і водогрійних котелень.

Контрольні питання

1. Дати визначення нижчій теплоті згоряння палива.
2. Як проводиться перерахування одного складу палива в інший?
3. Яке паливо називають робочим?
4. З яких компонентів складається тверде, рідке та газоподібне паливо?
5. На які типи поділяються викопні вугілля?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №8. СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЇ ТВАРИННИЦЬКИХ БУДІВЕЛЬ

План

1. Визначення вихідних даних та обсягів проектування.
2. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря.
3. Розрахунок теплових втрат через зовнішні поверхні.

Мета. Систематизувати та поглибити знання за темою дотримання параметрів мікроклімату в тваринництві.

Завдання. Виконати розрахунки надходжень теплоти та вологи в птахівничі приміщення в різні пори року.

1. Вихідні дані й обсяг проектування

В завданні на проектування повинні бути наступні дані: місце розташування об'єкта проектування, вид і параметри теплоносія, планування й розрізи будинку, його орієнтація щодо сторін світла, конструктивні характеристики зовнішніх огорожень, вид і число голів тварин (птаха), основні | целения про технологічний процес.

До складу розрахунково-пояснювальної записки рекомендується включити наступні розділи: вибір розрахункових параметрів зовнішнього й внутрішнього повітря; розрахунки тепловтрат через зовнішні огороження; розрахунки тепло- повітряного режиму приміщень; розрахунки повітрообміну; вибір систем опалення й вентиляції; аеродинамічний розрахунок системи повітряпроводів; розрахунки й добір основного встаткування опалення й вентиляції.

2. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря. Розрахункові параметри зовнішнього повітря ухвалюють для заданого місця розташування об'єкта по Сніп 2.01.01-82 "Будівельна кліматологія й геофізика", Сніп 2.04.05-86 "Опалення, вентиляція й кондиціонування повітря".

Розрахункові параметри внутрішнього повітря дані в загальносоюзних нормах технологічного проектування ОНТП 1-89, ОНТП 2-85 і ОНТП 4-88.

Відомості про параметри мікроклімату у тваринницьких приміщеннях і прийняті параметри внутрішнього повітря слід записати в таблицю, у якій указують номер приміщення, температуру й відносну вологість внутрішнього повітря для трьох періодів року, гранично припустимі концентрації вуглекислого газу, аміаку й сірководню. Розрахункову температуру внутрішнього повітря в перехідний період року рекомендується ухвалювати не нижче 15 °С; відносну вологість внутрішнього повітря в холодний період

року - рівну максимально припустимому значенню, а для перехідного й теплого періоду року записують припустимий інтервал її значень. Дійсні значення відносної вологості будуть визначені в процесі розрахунків повітрообміну.

3. Розрахунок теплових втрат через зовнішні поверхні. У цьому розділі необхідно розрахувати необхідні санітарно-гігієнічним нормам термічні опори теплопередачі для зовнішніх стін, покриттів і горищних перекриттів.

$$\Delta t^{\text{н}} = t_{\text{в}} - t_{\text{р}};$$

Нормативний температурний перепад між внутрішнім повітрям і внутрішньою поверхнею зовнішніх огорожень визначають: для зовнішніх стін для покриттів і горищних перекриттів

$$\Delta t^{\text{н}} = 0,8 (t_{\text{в}} - t_{\text{р}}),$$

де $t_{\text{р}}$ — температура крапки роси при розрахункових параметрах внутрішнього повітря, °С.

Потім розраховують термічні опори теплопередачі для зовнішніх стін, покриттів, горищних перекриттів, воріт і зовнішніх дверей по заданих конструктивних характеристиках зовнішніх огорожень і певним теплофізичним характеристикам будівельних матеріалів. При відсутності необхідних конструктивних характеристик термічні опори теплопередачі для зовнішніх стін, покриттів, горищних перекриттів повинні бути на 30 % більше необхідні по санітарно - гігієнічних нормах. У цьому випадку зовнішні огороження слід прийняти середнього ступеня інерційності, а термічні опори вікон і зон підлоги - рівними нормативним значенням. При наявності утеплючого шару, до конструкції підлоги вводять виправлення при розрахунках термічних опорів теплопередачі для зон підлоги.

Після визначення геометричних розмірів і площ зовнішніх, що обгороджують конструкцій розраховують тепловтрати через зовнішні огороження з використанням табличної форми (спеціальної відомості) для запису результатів розрахунків.

Режими тваринницьких приміщень розраховують окремо для холодного, перехідного й теплого періодів року. У приміщеннях утримання молодняку розрахунки проводяться в годівницях, підстилки, вертикальних стінок гнойового лотка, ділянок підлоги поблизу гнойових лотків і т.п.

Поверхнева щільність потоку вологи, що випаровується, залежить температури й відносної вологості внутрішнього повітря й становить 10...30 г/(м² • год).

У тваринницьких приміщеннях допускається враховувати додаткові виділення вологи в холодний і перехідний періоди в розмірі 10 %, а в теплий період - 20 %.

У птахівницьких приміщеннях додаткові виділення вологи, г/год, розраховують із урахуванням усушки калу:

$$W_{\text{д}} = 0,05W_{\text{ж}} + \frac{npz}{24i},$$

де p — число голів; p — маса калу, виділювана одним птахом за 1 добу, г г — частка усушки калу за першу добу (для калу від курей і індичок 0,7; від качок 0,74); I — число збирань калу в добу: при утриманні на підлозі = 1; при клітковому утриманні залежно від прийнятої технології $I = 1 \dots 4$.

Витрату вентиляційного повітря в перехідний і теплий періоди розраховують по рівнянню , використовуючи вологовиділення в приміщеннях і вологовміст внутрішнього й зовнішнього повітря в зазначені періоди року.

Витрату вентиляційного повітря в перехідний період ухвалюють рівною розрахунковій, не менше його значення для холодного періоду року. Для теплого періоду витрата вентиляційного повітря, що доводиться на 1 кг живої маси, визначають по рівнянню і її величину порівнюють із нормами.

Контрольні запитання

1. Як користуватися діаграмою вологого повітря.
2. Що являється джерелом додаткового надходження вологи в птахівничі приміщення?
3. Перерахуйте шкідливі речовини, що потрапляють всередину приміщення від життєдіяльності птахів.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №9. СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ЖИТЛОВИХ, ГРОМАДСЬКИХ ТА ВИРОБНИЧИХ БУДІВЕЛЬ

План

1. Визначення вихідних даних та обсягів проектування.
2. Вибір системи опалення.
3. Розрахунок системи теплового опалення із врахуванням тепловитрат через зовнішні огороження.
4. Побудова графіка регулювання теплопостачання.

Мета Розширити і поглибити знання в галузі систем опалення приміщень різного призначення.

Завдання. Обґрунтувати вибір системи опалення конкретної будівлі: навчального корпусу. приватного будиночка. великого складського приміщення, тощо. Провести розрахунок тепловитрат через зовнішні огороження.

1. Вихідні дані, обсяг проектування

У якості об'єкта проектування можна прийняти житловий будинок, школу, адміністративне або виробничий будинок. При цьому необхідно вказати розміри будинку, планування приміщень і число поверхів.

На планах і розрізах відзначають:

- координатні осі будинку й відстані між ними;
- будівельні конструкції й технологічне устаткування, що впливають на прокладку трубопроводів;
- чисті підлоги поверхів і основних майданчиків;
- розмірні прив'язки установок, трубопроводів, нерухливих опор і компенсаторів до координаційних осей або елементів будівельних конструкцій;
- діаметри (перетину) трубопроводів;
- число секцій радіаторів, число й довжину чавунних ребристих труб, довжину регістру зі сталевих гладких труб;
- стояки системи опалення.

Крім цього, на планах дають найменування приміщень (допускається приводити найменування в експлікації приміщень), а на розрізах - оцінки рівнів осей трубопроводів.

Аксонетричні схеми систем виконують у фронтальній ізометричній проекції в масштабі 1:50, 1:100 або 1:200. Елементи систем показують

умовними графічними позначеннями. При великій довжині трубопроводів допускається зображувати їх з розривом у вигляді пунктирної лінії.

На схемах систем опалення вказують: трубопроводи і їх діаметри:

- рівень осей трубопроводів і ухили трубопроводів;
- нерухливі опори, компенсатори;
- запірно-регулюючу арматури й контрольно-вимірювальні прилади;
- стояки систем опалення;
- опалювальні прилади.

2. Вибір системи опалення

Системи водяного опалення рекомендується проектувати одне- і двотрубні. При цьому, як правило, слід передбачати штучне спонукання циркуляції води.

Систему опалення й опалювальні прилади можна вибирати відповідно до додатка . При виконанні курсової роботи треба враховувати рекомендації, наведені в таблиці.

Системи парового опалення допускається застосовувати для виробничих об'єктів, в яких пара використовується для технологічних споживачів.

3. Розрахунок системи теплового опалення із врахуванням тепловтрат через зовнішні огороження

Втрати теплоти через зовнішні огороження, W_t , визначають, підсумовуючи тепловтрати через окремі конструкції, що обгороджують:

$$\Phi_{m,n} = \frac{A_0}{R_0} (t_s - t_n) \left(1 + \sum \beta_i \right) n$$

де A_0 - площа поверхні, що обгороджує конструкції, m^2 ; R_0 - опір теплопередачі, що обгороджує конструкції, $m^2 \cdot K / W_t$; t_s - розрахункова температура в приміщенні, $^{\circ}C$; t_n - розрахункова температура зовнішнього повітря (параметр Б для холодного повітря), $^{\circ}C$; β_i - добавочні втрати теплоти в частках від основних втрат; n - коефіцієнт, що враховує розташування зовнішньої поверхні відносно зовнішнього повітря (визначають за СНиП II-3-79**).

Додаткові втрати теплоти β_i через конструкції, що обгороджують, приміщень визначають із СНиП 2.04.05-86 у частках від основних втрат:

а) для зовнішніх стін, дверей і вікон, звернених на північ, схід, північний схід і північний захід, - 0,1, на південний схід і захід - 0,05;

б) для суспільних, адміністративно-побутових і виробничих будинків при наявності двох зовнішніх стін і більш - відповідно 0,15 і 0,1;

в) у типових проектах на всі сторони світу - 0,08 при одній зовнішній стіні й 0,13 (крім житлових будинків) при двох і більш стінах у приміщенні;

г) для зовнішніх дверей, не обладнаних повітряними або повітряно-тепловими завісами, при висоті будинку Н, м: 0,27Н - для подвійних дверей з тамбуром між ними; 0,34Н - для подвійних дверей без тамбура; 0,22Н - для одинарних дверей;

д) для зовнішніх воріт, не обладнаних повітряними або повітряно-тепловими завісами: при відсутності тамбура - 3; при наявності тамбура - 1.

Додаткові втрати на інфільтрацію повітря через притвори фрамуг вікон, дверей і воріт розраховують відповідно до відомчих вказівок.

Витрата теплоти на нагрівання інфільтруючого повітря, Вт:

$$\Phi_i = 0,278 \sum G_i c (t_e - t_n) K$$

Для житлових і суспільних будинків при природній витяжній вентиляції витрата теплоти, Вт, на нагрівання інфільтруючого повітря ухвалюють більшим зі значень, отриманих при розрахунках формул (1) і (2):

$$\Phi'_i = 0,278 L_y \rho c (t_e - t_n)$$

де L_y - витрата повітря, що віддаляється, $\text{м}^3/\text{год}$ (для житлових будинків можна прийняти рівним $3 \text{ м}^3/\text{год}$ на 1 м^2 площі житлових приміщень і кухні); ρ - щільність зовнішнього повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При відсутності необхідних даних для розрахунків інфільтрації повітря у виробничих сільськогосподарських приміщеннях можна прийняти значення потоку теплоти на інфільтрацію, рівне 30% основних втрат теплоти через конструкції, що обгороджують.

Опір теплопередачі, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, для кожного огороження:

$$R_0 = R_e + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_{e,n} + R_n$$

де $R_e = \frac{1}{\alpha_e}$; $R_{e,n}$ і $R_n = \frac{1}{\alpha_n}$ - опору теплопередачі при переході теплоти від

повітря приміщення до внутрішньої поверхні огороження, через замкнений повітряний прошарок і від зовнішньої поверхні огороження до зовнішнього повітря, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; α_e і α_n - коефіцієнти теплообміну на внутрішній і зовнішній поверхнях огорожень, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; δ_i й λ_i - товщина, м, і теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, шарів огорожень.

Для житлових і суспільних будинків коефіцієнти теплообміну у внутрішній поверхні α_e ухвалюють: при $h/a \leq 0,3$ для гладких поверхонь і для стель із виступаючими ребрами $\alpha_e = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, при $h/a > 0,3$ для потолков $\alpha_e = 7,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, где h - висота ребер, м; a - відстань між гранями сусідніх ребер, м.

У тваринницьких і птахівницьких приміщеннях внаслідок більш інтенсивного потоку випромінювання в приміщенні (між тваринами й внутрішніми поверхнями огорожень) коефіцієнти α_v мають інші значення. Для стін приміщень із щільністю заповнення більш 80кг живої маси на 1 м² підлоги $\alpha_v = 11,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; с повністю заповнений менше 80кг живої маси $\alpha_v = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для стель всіх тваринницьких та птахівничих будівель $\alpha_v = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплообміну в зовнішньої поверхні вибирають по таблиці 6 СНиП II-3-79** [33]: $\alpha_n = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Термічний опір замкнених повітряних прошарків наведено в таблиці 2.

При визначенні площ огороження слід керуватися правилами обмірювання (мал. 1). Лінійні розміри огороження приймають із точністю до 0,1 м, площі огорожень - з точністю до 0,1 м². Теплові втрати з неутепленими підлогами й стінами, розташованими нижче рівня землі, визначають по зонах шириною 2 м, паралельним зовнішнім стінам (мал. 2). Опори теплопередачі зони вибирають: для I - 2,1; II - 4,3; III - 8,6; IV - 14,2 м²·К/Вт.

Для виробничих будинків із сухим і нормальним режимом температура внутрішньої поверхні конструкцій, що обгороджують, повинна бути не нижче температури крапки роси внутрішнього повітря тр при розрахунковій зимовій температурі зовнішнього повітря.

Необхідний опір теплопередачі для вікон виробничих будинків дано в таблиці 5.

Для розрахунків необхідного опору теплопередачі конструкцій, що обгороджують, сільськогосподарських виробничих будинків як розрахункових параметрів внутрішнього повітря слід ухвалювати розрахункову температуру t_v і максимальну відносну вологість ϕ_v внутрішнього повітря по відповідних до норм технологічного проектування.

Контрольні питання

1. Одиниця виміру термічного опору.
2. Які теплоносії найчастіше використовують в системах опалення?
3. Від яких параметрів залежать втрати тепла ?
4. Перерахуйте елементи конструкції, що спричиняють додаткові втрати тепла.
5. Як враховується вологісний режим при визначенні термічного опору?
6. З якою метою виконують розбивку підлоги на зони?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №10. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ В СИСТЕМІ ОПАЛЕННЯ.

План

1. Обчислення теплової потужності системи опалення.
2. Визначення поверхонь нагрівання опалювальних приладів.

Мета. Поглибити знання у галузі розрахунків складових теплового балансу приміщення.

Завдання. Скласти уточнений тепловий баланс приміщення із врахуванням додаткових витрат і надходжень.

Вихідні дані надає викладач.

1. Обчислення теплової потужності системи опалення.

Опалення повинне забезпечувати в приміщеннях розрахункову температуру повітря в межах припустимих норм. При проектуванні опалення необхідно враховувати:

- втрати теплоти через, що обгороджують конструкції будинків і приміщень (якщо різниця температур через внутрішні, що обгороджують конструкції рівна 3°C и менш, то втрати теплоти через них можна не враховувати);
- витрата теплоти на нагрівання інфільтруючогося в приміщення зовнішнього повітря;
- витрата теплоти на нагрівання матеріалів, устаткування й транспортних засобів;
- тепловий потік, що регулярно надходить у приміщення від електричних приладів, висвітлення, технологічного встаткування, від людей і інших джерел.

Теплову потужність системи опалення обчислюють по рівнянню теплового балансу приміщень, Вт:

$$\Phi_{от} = \Phi_{mn}^n - \Phi_{те}^n$$

де Φ_{mn}^n - тепловтрати приміщення, що включають основні й додаткові втрати теплоти через зовнішні огороження й витрати теплоти на нагрівання інфільтруючогося повітря, устаткування і т.д., Вт; $\Phi_{те}^n$ - тепловиділення в приміщенні, Вт.

Технологічне встаткування (механічне, електричне й ін.) є джерелом Теплонадходження в приміщення. Найчастіше механічне встаткування приводиться в дію електродвигунами. Тепловиділення від такого встаткування, кВт:

$$\Phi_{об} = N_y \cdot k_m \cdot k_{cn} \cdot \eta_{дв}$$

де N_y - настановна (номінальна) потужність електродвигуна, кВт; k_T - коефіцієнт тепловиділення даного встаткування з обліком, що частина теплоти несеться із приміщень із матеріалами, водою, повітрям і т.д. Значення $k_T = 0,1 \dots 1,0$: для металорізальних верстатів $k_T = 1,0$, для насосів і вентиляторів $k_T = 0,1 \dots 0,3$; k_{cn} - коефіцієнт попиту на електроенергію; $\eta_{дв}$ - КПД електродвигуна при даній потужності.

Коефіцієнт попиту k_{cn} на електроенергію, для різних виробництв такий: металообробне - 0,2; зварювальне - 0,35...0,6; деревообробне - 0,5; малярське, фарбувальне - 0,65...0,8; комбікормове - 0,45...0,55.

Теплонадходження від електродвигунів, кВт:

$$\Phi_{эд} = N_y \cdot k_{cn} (1 - \eta_{дв})$$

Теплонадходження від нагрітих поверхонь устаткування, трубопроводів і т.д., кВт:

$$\Phi_{н.п} = \sum A_i \alpha_i (t_{н.п_i} - t_{в}) 10^{-3}$$

де A_i - теплоотдающая площа поверхні, m^2 ; α_i - коефіцієнт тепловіддачі від стінок зовнішніх поверхонь до повітря приміщення, $Вт/(m^2 \cdot K)$; $t_{н.п_i}$ - температура нагрітої поверхності, $^{\circ}C$; $t_{в}$ - температура воздуха в помещении, $^{\circ}C$.

Коефіцієнт тепловіддачі:

для твердих поверхонь

$$\alpha = 11,6 \sqrt{v}$$

для поверхонь нагрітої води

$$\alpha = 5,7 + 4,1v$$

де v - швидкість руху повітря близько поверхні, м/с.

Теплонадходження від електричних нагрівальних печей і сушарок, кВт:

$$\Phi_{nc} = N_y k_T$$

Теплонадходження від матеріалу, що остигає, кВт:

$$\Phi_{м} = \frac{[c_{м} \cdot M_{м} (t_{мн} - t_{мк})]}{z}$$

де $c_{м}$ - питома теплоємність матеріалу, $кДж/(кг \cdot K)$ (для сталі $c_{м} = 0,723$; для чавуну $c_{м} = 0,75$; для дерева $c_{м} = 2,6$ $кДж/(кг \cdot K)$; $M_{м}$ - маса охолоджуваного матеріалу, $кг$; $t_{мн}$ и $t_{мк}$ - початкова та кінцева температури матеріалу, $^{\circ}C$; z - інтервал часу охолодження, с.

2. Визначення поверхонь нагрівання опалювальних приладів.

Вид опалювальних приладів приймають залежно від призначення будинку (див. табл. 1).

Нагрівальну поверхню опалювальних приладів розраховують в еквівалентних квадратних метрах (экм).

Еквівалентна площа поверхні нагрівання опалювальних приладів $A_3 = 1$ м² площі при середній температурі теплоносія $t_{cp} = (95 + 70)/2 = 82,5^\circ\text{C}$, температурі повітря приміщення $t_b = 18^\circ\text{C}$ і тепловому потоці потужністю 506 Вт.

Розрахунки виконують по формулі

$$A_3 = \frac{\Phi_0}{q_3} \beta_1 \beta_2 - A_{mp}$$

де q_3 - щільність теплового потоку через 1 экм, Вт/экм; β_1 - коефіцієнт, що враховує остигання води в трубах; β_2 - коефіцієнт, що враховує спосіб установки нагрівального приладу; $A_{тр}$ - еквівалентна площа поверхні нагрівання відкрито розташованих трубопроводів, экм.

Значення $A_{тр}$ обчислюють по формулах:

для труб із зовнішнім діаметром $d_n \leq 32$ мм

$$A_{mp} = 1,78 \cdot b_m \pi \cdot d_n l$$

для труб з $d_n \geq 38$ мм

$$A_{mp} = 1,56 \cdot b_m \pi \cdot d_n l$$

де b_t - коефіцієнт, що враховує розташування труб: для підводок до приладів і зчіпок - 1,0; трубопроводів, розташованих у підлоги, - 0,75; стояків - 0,5; трубопроводів, прокладених у стелі - 0,25; l - довжина трубопроводу, м.

Контрольні питання

1. Які додаткові витрати теплоти ви знаєте?
2. Які додаткові надходження можуть бути приміщеннях?
3. Вплив швидкості повітря на коефіцієнт тепловіддачі.
4. Еквівалентна площа поверхні нагрівання опалювальних приладів.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №11. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

План

1. Визначення вихідних даних та обсягів проектування.
2. Вибір і обґрунтування схеми теплопостачання населеного пункту та виробничих приміщень.
3. Розрахунки теплових навантажень в різні пори року.

Мета Виконати тепловий розрахунок мережі теплопостачання.

Завдання. Виконати тепловий розрахунок мережі теплопостачання.

Вихідні дані задає викладач.

1. Проектування систем теплопостачання в сільському господарстві вихідні дані, обсяг проектування й правила виконання робочих креслень

Обсяг і зміст вихідних даних визначає керівник проекту залежно від теми і завдання на проектування. Завдання може передбачати розрахунки й проектування системи теплопостачання для сільськогосподарських підприємств і сільського населеного пункту.

У завданні вказують місце розташування об'єкта проектування і рельєф місцевості; перелік житлових, суспільних і виробничих будинків; технічні характеристики і експлуатаційні показники (будівельний обсяг будинків, розрахункові теплові навантаження, норми витрати теплоносія, продуктивність устаткування, виробнича програма, число голів тварин і т.д.).

У відповідних розділах основної частини пояснювальної записки необхідно представити графічний матеріал: таблиці розрахункових теплових потоків по видах теплоносія, графіки залежності потужностей споживачів теплоти від температури навколишнього повітря, річний графік витрати теплоти, графіки централізованого якісного регулювання відпуску теплоти і витрати теплоносіїв, а також розрахункову схему теплових мереж.

В графічній частині слід виконати генеральний план об'єкта з розрахунком теплових мереж, поздовжній профіль, головної розрахункової магістралі, поперечні розрізи теплових мереж, виконані у двох трьох перерізах, і монтажну схему теплових мереж.

Правила виконання робочих креслень встановлює ГОСТ 21.605-82 «СПДС. Мережі теплові (тепломеханічна частина). Робочі креслення».

2. Вибір системи теплопостачання

Теплопостачання сільських населених пунктів із забудованими будинками не нижче двох поверхів, а також великих сільськогосподарських

об'єктів рекомендується здійснювати від централізованої систем теплопостачання. Для садибної забудови населених пунктів слід віддавати перевагу децентралізованим системам опалення.

При подачі теплоти в системи опалення, вентиляції і гарячого водопостачання рекомендується використовувати водяні системи теплопостачання. Звичайно передбачають двотрубні системи: по падаючим трубопроводу вода надходить до споживачів, а по зворотному повертається охолодженою в джерело теплопостачання.

В ряді випадків на сільськогосподарських виробничих приміщеннях застосовують трьох- і чотирьохтрубні водяні системи теплопостачання, у яких одна пара трубопроводів забезпечує теплотою системи опалення і вентиляції, а інша (або один трубопровід) системи гарячого водопостачання і виробничі споживачі.

Для спрощення конструкції теплових пунктів бажано використовувати використовувати системи теплопостачання із залежним (безпосереднім) приєднанням устаткування опалення до теплових мереж.

Щоб знизити температуру води, що подавалася в систему опалення, використовують теплові пункти з елеватором. Необхідна температура води досягається шляхом підмішування в елеваторі зворотної (охолодженої) води та гарячої, що надходить із теплових систем.

На виробничих об'єктах, у яких основним тепловим навантаженням є технологічне споживання водяної пари, потрібно використовувати єдиний теплоносій - водяну пару. У ряді випадків (наприклад, при теплопостачанні тваринницьких ферм і комплексів) застосовують два теплоносія: водяна пара для технологічних потреб і гарячу воду для опалення, вентиляції і гарячого водопостачання. У зв'язку із цим передбачають водяну і парову системи теплопостачання на базі парової котельної установки.

3. Розрахунки теплових навантажень

Теплові навантаження систем теплопостачання характеризуються розрахунковими тепловими потужностями споживачів теплоти, визначають для максимально холодного зимового періоду.

Розрахункові теплові потужності рекомендується ухвалювати на основі проектів систем опалення, вентиляції, гарячого водопостачання і технологічного теплопостачання відповідних будівель і об'єктів.

При відсутності проектних матеріалів і необхідних даних допускається виконувати розрахунки за укрупненими показниками і нормам кодів теплоти й теплоносія. Отримані значення можуть бути використані для проектування джерела теплопостачання і теплових мереж.

Контрольні питання

1. Навіщо встановлюються перемички між трубопроводами мережі?
2. З яких міркувань встановлюється максимальна товщина ізоляційного матеріалу на трубопроводах?
3. Із-за яких причин втрати тепла в реальних теплових мережах можуть бути більшими за нормовані?
4. Розмірність питомих тепловтрат.
5. Які завдання теплового розрахунку мереж?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №12. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ ДЛЯ ПРИМІЩЕНЬ ЗАХИЩЕНОГО ҐРУНТУ

План

1. Вибір системи вентиляції тепличного господарства.
2. Визначення теплової потужності системи опалення.
3. Оптимальні розрахунки повітряпроводів.
4. Вибір опалювальних і вентиляційних приладів.

Мета. Залучити до самостійного обґрунтування та вибору системи опалення приміщення закритого ґрунту.

Завдання. Визначити потужність системи опалення, обґрунтувати схему системи опалення, виконати розрахунки повітрярозподільників.

1. Вибір системи вентиляції тепличного господарства

До споруджень захищеного ґрунту (культивуаційним будівлям) відносять теплиці, парники й утеплений ґрунт. Широке поширення одержали теплиці, які підрозділяють по виду світлопрозорого огороження (засклені і плівкові) по конструкції (ангарні - однопрогонові й блокові - багатопрогонні). Теплиці, експлуатовані цілий рік, прийнято називати зимовими, а використовувані навесні, улітку й восени - весняними.

Опалення і вентиляція культивуаційних споруджень повинні підтримувати задані параметри - температуру, відносну вологість і газовий склад внутрішнього повітря, а також потрібну температуру ґрунту.

Енергозабезпечення теплиць і парників повинне здійснюватися в системі централізованого теплопостачання, допускається також використання газоподібного палива, електричної енергії, геотермальних вод і вторинних енергоресурсів промислових підприємств.

При повітряному способі обігріву повітря з температурою не більш 45 С подають у робочу зону теплиці по перфорованим поліетиленовим трубопроводам. Вони повинні бути розраховані на забезпечення рівномірної подачі повітря й теплоти по всій довжині.

2. Визначення теплової потужності системи опалення

Мета теплотехнічного розрахунку культивуаційних будівель - визначити основні теплотехнічні характеристики системи, виходячи з умови забезпечення нормованих параметрів мікроклімату залежно від зовнішніх кліматичних умов і конструктивних параметрів теплиці.

В ході розрахунків установлюють необхідні потужності систем опалення теплиці і ґрунту, а також середні температури поверхні ґрунту й стін.

Розрахункову систему рівнянь теплового й вологісного балансів складають для нічного періоду, передбачаючи наступні варіанти:

- в спорудженні відсутні рослини;
- процеси тепло- і масообміну є стаціонарними;
- термічні опори окремих шарів світлопрозорих огорожень приймають рівними нулю;
- температури поверхонь огорожень і ґрунту розглядають як середні величини по площі цих поверхонь;
- повітрообмін у теплиці здійснюється тільки шляхом інфільтрації зовнішнього повітря.

В систему рівнянь згідно з розрахунковою схемою культиваційної будівлі (мал. 1) входять наступні залежності:

- рівняння теплового балансу культиваційної будівлі

$$\Phi_{\text{н}} + \Phi_{\text{п}} + \Phi_{\text{ак}} + \Phi_{\text{р}} = \Phi_{\text{к2}} + \Phi_{\text{л2}} + \Phi_{\text{тп}}^{\Gamma} + \Phi_{\text{в}},$$

де $\Phi_{\text{н}}$ — теплова потужність системи опалення намету культиваційного спорудження, Вт/м²; $\Phi_{\text{п}}$ — теплова потужність системи ґрунтового обігріву, Вт/м²; $\Phi_{\text{ак}}$ — тепловий потік, акумульований у ґрунті за денний період, Вт/м²; $\Phi_{\text{р}}$ — тепловий потік сонячної радіації, Вт/м²; $\Phi_{\text{к2}}$ - тепловий потік при конвективном теплообміні на зовнішньої поверхні огороження, Вт/м²; $\Phi_{\text{л2}}$ - тепловий потік випромінюванням на зовнішній поверхні огороження, Вт/м²; $\Phi_{\text{тп}}^{\Gamma}$ — тепловий потік через ґрунт, Вт/м²; $\Phi_{\text{в}}$ - тепловий потік, що витрачається на підігрів вентиляційного повітря, Вт/м²;

На розрахункову схему нанесені також позначення температури й відносної вологості внутрішнього повітря ($t_{\text{в}}$, $\phi_{\text{в}}$), температури й відносної вологості зовнішнього повітря ($t_{\text{н}} > \phi_{\text{н}}$) > швидкості вітру (v), температури поверхні ґрунту й огороження (відповідно $t_{\text{п}}$ і $t_{\text{о}}$) і витрати вентиляційного повітря ($G_{\text{в}}$).

4. Вибір опалювальних і вентиляційних приладів

Вихідними даними розрахунків і підбору устаткування системи опалення є теплові потужності системи опалення намету і системи ґрунтового обігріву.

$$\Phi_{\text{ш}} = \Phi_{\text{н}} S_{\text{о}};$$

$$\Phi_{\text{под}} = \Phi_{\text{п}} S_{\text{о}},$$

де $S_{\text{о}}$ — інвентарна площа спорудження, м².

При встановленні комбінованого опалення рекомендується приймати теплову потужність повітряного опалення в розмірі. 25...35 % від теплової потужності системи опалення намету.

Необхідну площу поверхні A_3 , екм, опалювальних приладів (сталевих труб) розраховують по формулі

$$A_3 = \Phi_{ш}/q_3,$$

де q_3 — щільність теплового потоку, Вт/екм.

Щільність теплового потоку ухвалюють залежно від різниці температур ($t_p - t_b$), де t_p - розрахункова температура теплоносія:

$t_p - t_b$ °C	50	60	70	80	90	100	110	120
	360	460	565	670	785	905	1025	1150

Ці дані наведені для труб із зовнішнім діаметром до 32 мм і при їх установці по висоті в один ряд. При використанні труб більшого діаметра слід зменшити розрахункові значення q_3 на 10 %. При установці труб одна під іншу в кілька рядів (не більш чотирьох) розрахункові значення q_3 зменшують для труб з діаметром не більш 32 мм в 1,1 рази, для труб з більшим діаметром - в 1,15 рази.

Необхідна довжина нагрівних труб, м:

$$l = A_3/a_3,$$

де a_3 — площа нагрівальної поверхні 1 м труби, екм.

Значення a_3 визначають залежно від діаметра умовного проходу d_y :

$d_y = 32$ мм; $a_3 = 0,24$ екм/м;

$d_y = 40$ мм; $a_3 = 0,27$ екм/м;

$d_y = 50$ мм, $a_3 = 0,34$ екм/м;

Після розрахунків довжини нагрівних труб, слід обчислити дійсну площу поверхні труб, м²:

$$A = \pi d_n l,$$

де d_n — зовнішній діаметр труби, м.

Вихідними даними для розрахунку ґрунтового обігріву є дані теплового розрахунку теплиці, значення теплопровідності ґрунту і мінімально допустима температура в шарі ґрунту. Ця температура повинна бути не нижче 18 °С, але і не вище 25 °С.

Контрольні запитання

1. Який метод використовується для розв'язку рівняння теплового балансу?
2. Які складові входять до енергетичного балансу теплиці?
3. Перерахуйте складові теплових балансів на обмежуючих поверхнях в приміщенні закритого ґрунту.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №13. ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

План

1. Вибір способу прокладки конструктивних елементів теплових мереж
2. Розрахунки витрати теплоносіїв по ділянкам.
3. Тепловий розрахунок мережі.

Мета Виконати тепловий розрахунок мережі тепlopостачання.

Завдання. Виконати тепловий розрахунок мережі тепlopостачання.

Вихідні дані задає викладач.

1. Вибір способу прокладки конструктивних елементів теплових мереж

Надземну прокладку в основному застосовують на територіях, не придатні для забудови, на майданчиках підприємств, а також при поганих гідрогеологічних умовах (наприклад, при високому рівні ґрунтових вод). Її виконують на низьких опорах, щоглах і естакадах, кронштейнах, установлених у стінах будинків.

Для теплових мереж із трубопроводами з умовним діаметром не більш 500 мм переважно використовують безканальну прокладку.

Трасу теплових мереж слід передбачати в спеціально відведених технічних смугах паралельно вулицям і дорогам поза проїзною частиною і зони зелених насаджень.

Докладні вказівки на вибір траси теплових мереж і по побудові їх поздовжнього профілю втримуються в літературі .

Після вибору способу прокладки, траси теплових мереж і попереднього гідравлічного розрахунків трубопроводів, що полягає в розрахунках діаметрів, розробляється монтажна схема теплових мереж. Монтажна схема зображується у дві лінії, причому трубопровід, що подає, розташовується праворуч стосовно зворотного по ходу теплоносія.

Складання монтажно́ї схеми полягає в розміщенні по лінії нерухливих опор, компенсаторів і запірно-регулюючої арматури Монтажні схеми мереж і вузлів трубопроводів виконують без масштабу. Елементом мереж привласнюють позначення, що складаються змарки та порядкового номера по марках (наприклад, УТ4, Н15).

2. Розрахунки витрат теплоносія

Витрати теплоносіїв на мережах і споживачах теплоти визначають по відповідних до теплових навантажень і температурах води до і після споживачів.

Розрахунок води на системи опалення (у тому числі і на системи повітряного опалення, сполучені з вентиляцією) визначають при розрахунковій температурі зовнішнього повітря:

$$M'_0 = \frac{\Phi'_0}{c_b (\tau'_{1,0} - \tau'_{2,0})},$$

де Φ'_0 - розрахункова теплова потужність системи опалення, кВт; c_b - питома теплоємність води, (кДж/кг · К).

Розрахункова витрата води на калориферні установки загальнообмінної вентиляції обчислюють при температурі $t_{н.и}$

$$M''_b = \frac{\Phi''_b}{c_b (\tau''_{1,0} - \tau''_{2,b})},$$

де Φ''_b - розрахункова теплова потужність системи вентиляції, кВт; $\tau''_{1,0}$ — розрахункова температура мережної води при температурі зовнішнього повітря $t_{н.и}$, °С; $\tau''_{2,b}$ — розрахункова температура води на виході з калориферів при температурі зовнішнього повітря $t_{н.и}$ ($\tau''_{2,b} - 60^\circ\text{C}$), °С.

Розрахункова витрата води на гаряче водопостачання в закритих (системах теплопостачання при паралельній схемі включення водонагрівних визначають у точці "зламу" опалювально-побутового графіка:

$$M'''_{г.в} = \Phi^M_{г.в} / [c_b (\tau'''_{1,0} - \tau'''_{2,г.в})],$$

де $\tau'''_{1,0}$ — температура мережної води в точці "зламу" температурного графіка;

$\tau'''_{2,г.в}$ температура води на виході з водоподогревателя; при відсутності проектних даних $\tau'''_{2,г.в} = 30^\circ\text{C}$.

Витрати мережної води на гаряче водопостачання обчислюють при відкритій системі теплопостачання по формулах

$$M^{cp}_{г.в} = \Phi^{cp}_{г.в} / [c_b (t_r - t_{х.з})];$$

$$M^M_{г.в} = \Phi^M_{г.в} / [c_b (t_r - t_{х.з})].$$

Сумарні витрати мережної води M_p , кг/с, розраховують по формулі:

$$M_p = M'_0 + M''_b + M'''_{г.в};$$

б) у відкритих системах при центральному якісному регулюванні по опалювальному навантаженню

$$M_p^{\pi} = M_p^{об} = M'_0 + M''_b + 0,6M^{cp}_{г.в},$$

Де M_p^{π} і $M_p^{об}$ -витрата води в подачі і обратці кг/год.

3. Тепловий розрахунок мереж

Завдання теплового розрахунків мереж: розрахунки тепловтрат; вибір конструкції теплоізоляційного покриття; визначення спаду температури теплоносія.

У якості теплоізоляційного матеріалу широко поширена мінеральна вата, з якої виготовляють мати, плити, циліндри й напівциліндри.

Вулканітові й совелітові вироби використовують при тепловій ізоляції трубопроводів повітряної прокладки у вигляді плит і напівциліндрів.

При безканалній прокладці необхідно передбачати монолітні теплоізоляційні конструкції з армованого пінобетону (табл. 42), бітумоперліту, бітумоцерамзиту і т.д.

Теплопровідність, Вт/(м · К), різних видів теплової ізоляції розраховують із урахуванням впливу ущільнення матеріалів, а також кріпильних виробів і швів теплоізоляційного покриття:

$$\lambda = \lambda_0 + b t_{cp},$$

де λ_0 — теплопровідність при $t_{cp} = 0$ °С, Вт/(м · К);

b — температурний коефіцієнт, Вт/(м · К · °С);

Значення λ_0 і b наведено в таблиці 43. Допускається вважати середню температуру теплоізоляційного шару на 10% більше середньоарифметичного з температур теплоносія навколишнього середовища. Після завершення розрахунків теплоізоляції і конструкції необхідно визначити температуру зовнішньої поверхні і уточнити значення теплопровідності.

Тепловий потік при тепловтратах, Вт, розраховують по формулі:

$$\Phi = q I \beta_m,$$

де q — лінійна щільність теплового потоку, Вт/м; I — довжина трубопроводу, м; β_m — поправочний коефіцієнт, що враховує додаткові теплові втрати компенсаторами і арматурами (для безканалних прокладок ухвалюється рівним 1,15; для каналних - 1,2 і для надземних трубопроводів — 1,25).

Контрольні питання

1. Навіщо встановлюються перемички між трубопроводами мережі?
2. З яких міркувань встановлюється максимальна товщина ізоляційного матеріалу на трубопроводах?
3. Із-за яких причин втрати тепла в реальних теплових мережах можуть бути більшими за нормовані?
4. Розмірність питомих тепловтрат.
5. Які завдання теплового розрахунку мереж?

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Горобець В.Г. Теплоенергетичні установки і системи: [Навчальний посібник] Горобець В.Г. – К.: ЦП «Компринт», 2018. – 380 с.
2. Теплоенергетичні установки. Конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання зі спеціальності 208 «Агроінженерія» . Харків. ДБТУ; уклад.: С.О. Поляшенко, О.В. Єсіпов.– Харків: [б. в.], 2023.–109 с.
3. Проектування систем тепlopостачання сільського господарства: Навч. посіб. / Драганов Б.Х. та інш.; за ред. Б.Х. Драганова. – Київ: Техніка, 2003. – 161 С.
4. Прядко М.О., Павелко В.І., Василенко С.М. Теплові мережі: Навчальний посібник / За ред.. Прядка М.О. – К.: Алерта, 2005. -227с.
5. Єнін П.М., Швачко Н.А. Тепlopостачання. (частина 1. Теплові мережі та споруди: Навч. посібник. – К.: Кондор, 2007.- 244 с.
6. Конструкції елементів пневмоагрегатів [Текст] : навч. пос. / М. Г. Прокопов, С. М. Ванєєв, В. М. Козін, Ю. С. Мерзляков. – Суми : СумДУ, 2020. – 146 с.
7. Арсеньєв, В. М. Кріогенна техніка: основи теорії і розрахунку циклів кріогенних установок [Текст] : навч. посіб. / В. М. Арсеньєв, В. М. Козін. – Суми : СумДУ, 2021. – 272 с.
8. Козін, В. М. Холодильні технології: основи теорії, приклади і завдання [Текст] : навч. посіб. / В. М. Козін, С. О. Шарапов. – Суми : СумДУ, 2021. – 140 с.
9. Арсеньєв В. М. Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи на тему «Розрахунок повітроохолоджувача поверхневого типу» з дисципліни «Проектування холодильних установок» [Текст] : для студ. спец. 142 «Енергетичне машинобудування» за освітньо-професійною програмою «Холодильні машини і установки» денної та заочної форм навчання / В. М. Арсеньєв, О. Ю. Чех, В. М. Козін. – Суми : СумДУ, 2020. – 32 с.

10. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни «Тепломасообмін» [Текст] : для здобувачів за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти зі спец.: 142 «Енергетичне машинобудування» та 144 «Теплоенергетика» заочної форми навчання / В. М. Козін, С. С. Мелейчук. – Суми : СумДУ, 2020. – 90 с.

11. Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи на тему «Розрахунок параметрів циклу» двоступеневої парокомпресійної холодильної машини з дисципліни «Теплофізичні основи низькотемпературної техніки» [Електронний ресурс] : для здобувачів за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти за спец. 142 «Енергетичне машинобудування» за освітньо-професійними програмами «Холодильні машини і установки» та «Опалення, вентиляція, кондиціювання повітря та штучний холод» денної, заочної та дистанційної форм навчання / В. М. Арсеньєв, В. М. Козін. – Суми : СумДУ, 2022. – 39 с.

Чепіжний Андрій Володимирович
Козін Віктор Миколайович
Сіренко Віктор Федорович

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ АПВ

Методичні вказівки щодо проведення практичних занять

Суми РВВ, Сумський національний аграрний університет, вул. Г. Кондратьєва, 160

Підписано до друку: січень, 2025р. Формат А5: Гарнітура Times New Roman
Тираж: 50 примірників Замовлення _____ Умов. друк. арк. 2,1
