

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет автоматики та енергетики
Кафедра електротехнічних систем та енергетичного менеджменту

Енергетичні установки

Методичні вказівки до виконання практичних занять для студентів спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» освітньо-професійної програми „Енергетичний менеджмент” і освітнього рівня бакалавр

Кропивницький 2017

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет автоматики та енергетики
Кафедра електротехнічних систем та енергетичного менеджменту

Енергетичні установки

Методичні вказівки до виконання практичних занять для студентів спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» освітньо-професійної програми „Енергетичний менеджмент” і освітнього рівня бакалавр

„Ухвалено”
на засіданні кафедри
„Електротехнічні системи та енергетичний
менеджмент ”
Протокол № 6 від 01. 11. 2017 р.

Методичні вказівки до виконання практичних занять з курсу „Енергетичні установки” для студентів спеціальності 141 освітньо-професійної програми „Енергетичний менеджмент”/ Укл. Кравченко В.І., Клименко В.В. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017, 32с. – укр. мовою.

Укладачі: к.т.н., доцент Кравченко В.І., д.т.н., професор Клименко В.В.

Рецензент: доктор технічних наук, професор Пашинський В. А.

1. ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

Методичні вказівки і контрольні завдання призначені для проведення практичних занять з курсу „Енергетичні установки”.

Практичні заняття є важливою ланкою в підготовці студентів до самостійної інженерної діяльності. Для того, щоб практичні заняття досягли мети, студенти повинні завчасно і систематично готуватися до занять; проявляти самостійність при рішенні задач; розуміти результати їх рішення.

При підготовці до практичних занять кожен студент повинен вивчити теоретичний матеріал за вказаною темою. При цьому необхідно не тільки усвідомити і зрозуміти матеріал, але й самостійно довести всі положення теорії. Крім того, потрібно виділити прикладні питання теорії, які можуть бути потрібні при рішенні задач. Самостійні доведення і висновки є гарним тренуванням і першим кроком до самостійного рішення задач.

Важливо також провести порівняльний аналіз різних методик рішення або різних формул, що використовуються для визначення деяких величин, і чітко з'ясувати області їх застосування.

При вивченні нового матеріалу доцільно записувати всі питання, які залишаються незрозумілими. Постановлення і запис питань сприяє розвитку мислення і формування навичок грамотного викладення своїх думок.

Методичні вказівки складаються з коротких теоретичних відомостей і формул по основним темам програми курсу, задач, що виконуються на заняттях і питань для контролю знань. По кожній темі сформульовані основні питання, які повинні бути засвоєні студентами. По окремим темам приведені приклади рішення задач.

Тема 1. Склад і теплота згоряння палива. Об'єм повітря для горіння. Об'єм продуктів згоряння

В результаті вивчення теми необхідно засвоїти: види палива та основні їх характеристики; способи задавання складу палива; види теплоти згоряння; коефіцієнт надлишку повітря; дійсний об'єм повітря, необхідний для горіння; уміти: проводити перерахунок складу палива при зміні його вологості та зольності, розрахунок теплоти згоряння палива, розрахунки по визначенню теоретичного об'єму повітря, необхідного для горіння палива та продуктів згоряння при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha=1$ і $\alpha>1$.

Методичні вказівки

Тверді і рідкі палива складаються з горючих (вуглецю – С, водню – Н, легкої сірки – $S_{\text{л}} = S_{\text{ор}} + S_{\text{к}}$) і негорючих (азоту – N і кисню – О) елементів і баласту (золи – А, вологи – W).

Газоподібні палива складаються з горючих (CH_4 , C_mH_n , CO , H_2) і негорючих (O_2 , N_2 , CO_2) газів і невеликої кількості водяної пари (H_2O).

При вивченні характеристик твердих і рідких палив та їх складу розрізняють робочу, горючу і суху масу. Склад робочої, горючої і сухої маси позначається відповідно індексами „р”, „г” і „с”, і виражається наступними рівняннями:

$$C^p + H^p + S^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100\%;$$

$$C^g + H^g + S^g + N^g + O^g = 100\%;$$

$$C^c + H^c + S^c + N^c + O^c + A^c = 100\%.$$

Вміст елементів у наведених рівняннях надано у відсотках на 1 кг палива. коефіцієнти перерахунку складу палива з одної маси в іншу приведені у табл. 1

Таблиця 1. Коефіцієнти перерахунку

Задана маса палива	Коефіцієнти перерахунку на масу		
	робочу	горючу	суху
Робоча	1	$\frac{100}{100 - (A^p + W^p)}$	$\frac{100}{100 - W^p}$
Горюча	$\frac{100 - (A^p + W^p)}{100}$	1	$\frac{100 - A^c}{100}$
Суха	$\frac{100 - W^p}{100}$	$\frac{100}{100 - A^c}$	1

Склад газоподібного палива задається в об'ємних частках (%) на суху масу

$$CH_4 + \sum C_m H_n + CO + H_2 + H_2S + CO + CO_2 + SO_2 + O_2 + N_2 + H_2O = 100 \%.$$

Теплотою згоряння палива називають кількість теплоти у кДж, що виділяється при повному згорянні 1 кг твердого (рідкого) або 1 м³ газоподібного палива.

Для твердого і рідкого палива розрізняють теплоту згоряння вищу Q_v (кДж/кг) і нижчу Q_n (кДж/кг). Теплові розрахунки котлів виконують, користуючись нижчою теплотою згоряння робочої маси палива. Нижча теплота згоряння (кДж/кг) робочої маси твердого і рідкого палива визначається за формулою Д.І. Менделєєва:

$$Q_n^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_n^p) - 25W^p$$

де $C^p, H^p, O^p, S_n^p, W^p$ - склад елементів у робочій масі палива, %.

Нижча теплота згоряння (кДж/м³) газоподібного палива

$$Q_n^c = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 591C_2H_4 + 638C_2H_6 + 860C_3H_6 + 913C_3H_8 + 1135C_4H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 1403C_6H_6,$$

де $H_2, CO, H_2S, CH_4, C_2H_4$ і т.д. – об'ємний вміст газів, які входять до складу газоподібного палива, %.

Об'єм повітря, об'єм і маса продуктів згоряння визначаються на 1 кг твердого, рідкого або на 1 м³ сухого газоподібного палива при нормальних умовах.

Теоретичний об'єм повітря (при коефіцієнті надлишку повітря у топці $\alpha=1$), що необхідний для повного згоряння 1 кг твердого або рідкого палива, визначається за формулою

$$V^0 = 0,089C^p + 0,226H^p + 0,033(S_n^p - O^p).$$

Теоретичний об'єм повітря (м³/м³), необхідний для повного згорання 1 м³ сухого газоподібного палива, визначається за формулою

$$V^0 = 0,0478 \left[0,5(CO + H_2) + 1,5H_2S + 2CH_4 + \sum (m+n/4)C_m H_n - O_2 \right]$$

При повному згорянні палива продукти згоряння містять гази: CO_2, SO_2, N_2 і H_2O .

Повний об'єм продуктів згоряння V_z (при $\alpha > 1$) являє собою суму теоретичного об'єму сухих газів V^0_z і надлишкового повітря $\Delta V_{над}$.

Теоретичний об'єм газів

$$V^0 = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0,$$

де $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$ – об'єм трьохатомних газів який залежить лише від складу палива, тому індекс „0” відсутній; $V_{N_2}^0$ і $V_{H_2O}^0$ - теоретичні об'єми азоту і водяної пари.

Теоретичний об'єм азоту складається з об'єму азоту, що міститься у паливі і об'єму азоту, який надійшов з повітрям:

$$V_{N_2}^o = 0,79V^o + 0,8N^p / 100.$$

Об'єм трьохатомних газів:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375S_n^p).$$

Об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O}^o = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V^o.$$

Повний об'єм водяної пари

$$V_{H_2O}^o = V_{H_2O}^0 + 0,0161V^o.$$

Надлишковий об'єм повітря:

$$\Delta V_{над} = (\alpha - 1)V^o.$$

Задача 1. Визначити склад робочої маси вугілля марки Б3, якщо склад горючої маси: $C^r = 71,1\%$; $H^r = 5,3\%$; $S_n^r = (S_{op}^r + S_k^r) = 1,9\%$; $N^r = 1,7\%$; $O^r = 20,0\%$; зольність сухої маси $A^c = 36\%$ та вологість робочої $W^p = 18,0\%$.

Задача 2. Визначити склад горючої маси вугілля марки Г, якщо склад його робочої маси: $C^p = 48,5\%$; $H^p = 3,6\%$; $S_n^p = 6,1\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,0\%$; зональність сухої маси $A^c = 33,0\%$ та вологість $W^p = 6,0\%$.

Задача 3. Визначити склад робочої маси вугілля марки Д, якщо склад горючої маси: $C^r = 78,5\%$; $H^r = 5,6\%$; $S_n^r = 0,4\%$; $N^r = 2,5\%$; $O^r = 13,0\%$; зольність сухої маси $A^c = 15,0\%$ та вологість робочої $W^p = 12,0\%$.

Задача 4. Визначити склад горючої маси сланців, якщо склад їх робочої маси: $C^p = 24,1\%$; $H^p = 3,1\%$; $S_n^p = 1,6\%$; $N^p = 0,1\%$; $O^p = 3,7\%$; $A_n^p = 40,0\%$; $W^p = 13,0\%$ та $(CO_2)_k^p = 14,4\%$.

Задача 5. У млинні-вентиляторі підсушується вугілля марки Б2 складу: $C_1^p = 28,7\%$; $H_1^p = 2,2\%$; $(S_n^p)_1 = 2,7\%$; $N_1^p = 0,6\%$; $O_1^p = 8,6\%$; $A_1^p = 25,2\%$; $W_1^p = 32\%$. Визначити склад робочої маси підсушеного палива, якщо відомо, що вологість палива після підсушки $W_2^p = 15\%$.

Приклад

Визначити об'єм продуктів повного згорання на виході із топки, а також теоретичний та дійсний об'єм повітря, необхідного для згорання 1 м^3 природного газу складу: $CO_2 = 0,2\%$; $CH_4 = 98,2\%$; $C_2H_6 = 0,4\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $C_4H_{10} = 0,1\%$; $N_2 = 1,0\%$. Коefіцієнт надлишку повітря у топці $\alpha_1 = 1,2$.

Рішення: Теоретичний об'єм повітря, необхідний для повного згорання 1 м^3 палива, визначаємо за формулою

$$V^0 = 0,0478 \left[0,5(CO + H_2) + 1,5H_2S + 2CH_4 + \sum \times (m + n/4)C_mH_n - O_2 \right] = 0,0478(2 \times 98,2 + 3,5 \times 0,4 + 5 \times 0,1 + 6,5 \times 0,1) = 9,51 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Визначаємо дійсний об'єм повітря:

$$V_d = \alpha_T V^0 = 1,2 \cdot 9,51 = 11,41 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

де α_T – коефіцієнт надлишку повітря у топці.

Визначаємо об'єм сухих газів при $\alpha_T = 1,2$:

$$V_{c.r}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha_T - 1)V^0 = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10}) + 0,79V^0 + N_2 / 100 + (\alpha_T - 1)V^0 = 0,01(0,2 + 98,2 + 2 \times 0,4 + 3 \times 0,1 + 4 \times 0,1) + 0,79 \times 9,51 + 1,0 / 100 + (1,2 - 1) \times 9,51 = 10,42 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Визначаємо об'єм водяної пари при $\alpha_T = 1,2$:

$$V_{H_2O} = 0,01(H_2S + H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 0,124d_r) + 0,0161\alpha_T V^0 = 0,01(2 \times 98,2 + 3 \times 0,4 + 4 \times 0,1 + 5 \times 0,1) + 0,0161 \times 1,2 \times 9,51 = 2,17 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Визначаємо об'єм продуктів повного згорання:

$$V_r = V_{c.r} + V_{H_2O} = 10,42 + 2,17 = 12,59 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Задача 6. Визначити на виході із топки об'єм продуктів повного згорання на 1 кг карагандинського вугілля марки К склад: $C^p = 54,7\%$; $H^p = 3,3\%$; $S_n^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$;

$O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$; $W^p = 8,0\%$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_T = 1,3$.

Задача 7. Визначити теоретичний та дійсний об'єм повітря, необхідний для шарового спалювання 1000 кг донецького вугілля марки Г склад: $C^p = 55,2\%$; $H^p = 3,8\%$; $S_n^p = 3,2\%$; $N^p = 1,0\%$; $O^p = 5,8\%$; $A^p = 23,0\%$; $W^p = 8,0\%$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_T = 1,3$.

Задача 8. Визначити об'єм повітря, необхідний для спалювання 800 кг/г ленгерського вугілля марки БЗ склад: $C^p = 45,0\%$; $H^p = 2,6\%$; $S_n^p = 1,7\%$; $N^p = 0,4\%$; $O^p = 9,9\%$; $A^p = 11,4\%$; $W^p = 29,0\%$, та 500 кг/г екібастузського вугілля марки СС склад: $C^p = 43,4\%$; $H^p = 2,9\%$; $S_n^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 7,0\%$; $A^p = 38,1\%$; $W^p = 7,0\%$, при коефіцієнтах надлишку повітря в топці відповідно $\alpha_T = 1,4$ та $1,3$.

Задача 9. Визначити теоретичний та дійсний об'єм повітря, необхідний для шарового спалювання 2000 кг кузнецького вугілля марки Д, якщо відомий склад їх горючої маси: $C^r = 78,5\%$; $H^r = 5,6\%$; $S_n^r = 0,4\%$; $N^r = 2,5\%$; $O^r = 13,0\%$; зональність сухої маси $A^c = 15,0\%$; та вологість повітря $W^p = 12,0\%$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_T = 1,3$.

Задача 10. Визначити теоретичний та дійсний об'єм повітря, необхідний для шарового спалювання 1500 кг донецьких сланців, якщо відомий склад їх горючої маси: склад: $C^r = 74,0\%$; $H^r = 9,5\%$; $S_n^r = 6,1\%$; $N^r = 0,4\%$; $O^r = 10,0\%$; $A^p = 46,0\%$; $W^p = 11,5\%$ та $(CO_2)_k^p = 16,4\%$.

Задача 11. В топці котла спаюється суміш, яка складається з 2×10^3 кг кузнецького вугілля марки Д склад: $C_1^p = 58,7\%$; $H_1^p = 4,2\%$; $(S_n^p)_1 = 0,3\%$; $N_1^p = 1,9\%$; $O_1^p = 9,7\%$;

$A_1^p = 13,2\%$; $W_1^p = 12\%$, та 3×10^3 кг кузнецького вугілля марки Г склад:
 $C_2^p = 66,0\%$; $H_2^p = 4,7\%$; $(S_n^p)_2 = 0,5\%$; $N_2^p = 1,8\%$; $O_2^p = 7,5\%$; $A_2^p = 11,0\%$; $W_2^p = 8,5\%$.

Визначити теоретичний об'єм сухого повітря, необхідного для згорання суміші.

Питання для контролю знань

1. Як задається склад палива?
2. Чим відрізняється склад палива на робочу і суху масу?
3. Чим відрізняється склад палива на суху і горючу масу?
4. Що таке нижча і вища теплота згорання?
5. Що таке теплота згорання умовного палива?
6. Що таке коефіцієнт надлишку повітря і як він вибирається?
7. Як визначається об'єм повітря, необхідний для спалювання 1 кг твердого і рідкого та 1 м^3 газоподібного палив?
8. З яких газів складаються продукти згорання?
9. Як визначається об'єм продуктів згорання?

Тема 2. Ентальпія продуктів згорання і повітря

В результаті вивчення теми необхідно засвоїти: методику розрахунку ентальпії продуктів згорання (вуглекислоти, азоту і водяної пари) золи і повітря при коефіцієнтах надлишку повітря $\alpha=1$ і $\alpha>1$; методику побудови $h\vartheta$ -діаграми для продуктів згорання; уміти: користуючись табличними значеннями питомих ентальпій, проводити розрахунки ентальпії продуктів згорання золи і повітря для твердого, рідкого і газоподібного палив; за $h\vartheta$ -діаграми для продуктів згорання визначати жаропродуктивність, калориметричну та адіабатну температури горіння.

Методичні вказівки

Ентальпія продуктів згорання (кДж/кг, кДж/м³) 1 кг твердого, рідкого або 1 м³ газоподібного палива визначається як сума ентальпій продуктів згорання H_z^0 при $\alpha = 1$, надлишкового повітря $H_n^0(\alpha - 1)$ і золи H_s , тобто

$$H_z = H_z^0 + (\alpha - 1)H_n^0 + H_s.$$

Ентальпія продуктів згорання при $\alpha = 1$ і температурі газів ϑ , °С визначається за формулою

$$H_z^0 = V_{RO_2}(c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0(c\vartheta)_{H_2O},$$

де $V_{RO_2}, V_{N_2}^0, V_{H_2O}^0$ - теоретичні об'єми продуктів згорання палива, м³/кг (м³/м³);
 $(c\vartheta)_{CO_2}, (c\vartheta)_{N_2}, (c\vartheta)_{H_2O}$ - питомі ентальпії вуглекислоти, азоту і водяної пари відповідно, кДж/м³.

Ентальпія повітря (кДж/кг, кДж/м³) при $\alpha = 1$ і температурі t , °С визначається за формулою

$$H_n^0 = V^0(ct)_n,$$

де V^0 - теоретичний об'єм повітря, м³/кг (м³/м³); $(ct)_n$ - питома ентальпія повітря, кДж/м³.
 Ентальпія золи (кДж/кг)

$$H_3 = \frac{A^P a_{yn}}{100} (c\mathcal{G})_3,$$

де a_{yn} – частка золи палива, що виноситься продуктами згорання; $(c\mathcal{G})_3$ - питома ентальпія золи, (кДж/кг).

Значення ентальпій продуктів повного згорання палива, повітря і золи приведені в табл. 1 (дод. А).

$H\mathcal{G}$ - діаграму для продуктів згорання будують наступним чином: задають кілька значень температури горіння палива \mathcal{G} і розраховують для них ентальпії продуктів згорання. Потім, вибравши масштаби температур і ентальпій у прямокутній системі координат, за точками проводять пряму $H = f(\mathcal{G})$. За $H\mathcal{G}$ - діаграмою знаходять теоретичну температуру горіння палива у топці котла.

Приклад. Визначити ентальпію продуктів згорання на виході з топки, що одержуються при повному згоранні 1 кг вугілля марки К складу (%): $C^P=54,7$; $H^P=3,3$; $S^P=0,8$; $N^P=0,8$; $O^P=4,8$; $A^P=27,6$; $W^P=8$; якщо відомо, що температура газів на виході з топки дорівнює $\mathcal{G}_z = 1000$ °С, частка золи, що виноситься продуктами згорання, $a_{yn} = 0,85$ і приведена величина вносу золи палива $A_{пр.yn} = 4,6$ кг*%* 10^{-3} кДж. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha = 1,3$.

Рішення. Визначаємо теоретично необхідний об'єм повітря:

$$V^0 = 0,0889(C^P + 0,3755S^P) + 0,265H^P - 0,0333(S^P - O^P) = 0,0889(54,7 + 0,3755 \cdot 0,8) + 0,265 \cdot 3,3 - 0,0333(0,8 - 4,8) = 5,61 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Визначаємо об'єм трьохатомних газів

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^P + 0,375 \cdot S_{OP+K}^P}{100} = 1,866 \frac{54,7 + 0,375 \cdot 0,8}{100} = 1,03 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Визначаємо теоретичний об'єм азоту

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N^P = 0,79 \cdot 5,61 + 0,008 \cdot 0,8 = 4,43 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Визначаємо теоретичний об'єм водяної пари

$$\begin{aligned} V_{H_2O}^0 &= 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V^0 = \\ &= 0,111 \cdot 3,3 + 0,0124 \cdot 8 + 0,0161 \cdot 5,61 = 0,56 \text{ м}^3/\text{кг}. \end{aligned}$$

Визначаємо теоретичну ентальпію продуктів згорання при температурі газів $\mathcal{G}_z = 1000$ °С.

$$\begin{aligned} H_z^0 &= V_{RO_2} (c\mathcal{G})_{CO_2} + V_{N_2}^0 (c\mathcal{G})_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c\mathcal{G})_{H_2O} = \\ &= 1,03 \cdot 2202 + 4,43 \cdot 1394 + 0,56 \cdot 1725 = 9409 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Значення $(c\mathcal{G})_{CO_2}$, $(c\mathcal{G})_{N_2}$, $i(c\mathcal{G})_{H_2O}$ при температурі газів $\mathcal{G}_z = 1000$ °С взяті з табл. 1 (дод. А).

Визначаємо ентальпію золи 1 кг вугілля при $\mathcal{G}_z = 1000$ °С

$$H_3 = \frac{A^P a_{yn}}{100} (c\mathcal{G})_3 = \frac{27,6 \cdot 0,85}{100} 984 = 231 \text{ кДж/кг}.$$

Значення $(c\mathcal{G})_3$ при температурі газів $\mathcal{G}_2 = 1000$ °C взято з табл. 1 (дод. А)

Визначаємо ентальпію повітря при $\alpha = 1$ (теоретичну) і температурі газів $\mathcal{G}_2 = 1000$ °C

$$H_n^0 = V^0(ct)_n = 5,61 * 1436 = 8056 \text{ кДж/кг.}$$

Значення $(ct)_n$ при температурі газів $\mathcal{G}_2 = 1000$ °C взято з табл. 1 (дод. А)

Визначаємо ентальпію продуктів повного згоряння 1 кг вугілля при $\mathcal{G}_2 = 1000$ °C

$$H_z = H_z^0 + (\alpha - 1)H_n^0 + H_s = 9409 + (1,3 - 1) * 8056 + 231 = 12057 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 1. Визначити ентальпію продуктів згоряння на виході з топки, що одержуються при повному згорянні 1 кг донецького вугілля марки Т складу (%): $C^P=62,7$; $H^P=3,1$; $S^P=2,8$; $N^P=0,9$; $O^P=1,7$; $A^P=23,8$; $W^P=5,0$, якщо відомо, що температура газів на виході з топки дорівнює $\mathcal{G}_2 = 1100$ °C.

Задача 2. Визначити ентальпію продуктів згоряння на виході з топки, що одержуються при повному згорянні 1 м³ природного газу складу (%): $CO_2 = 0,4$; $CH_4 = 94,0$; $C_2H_6 = 2,8$; $C_3H_8 = 0,4$; $C_4H_{10} = 0,3$; $C_5H_{12} = 0,1$; $N_2 = 2,0$, якщо відомо, що температура газів на виході з топки дорівнює $\mathcal{G}_2 = 1000$ °C. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha = 1,1$.

Задача 3. Визначити ентальпію продуктів згоряння на виході з топки, що одержуються при повному згорянні 1 кг високосірчистого мазуту складу (%): $C^P=83,0$; $H^P=10,4$; $S^P=2,8$; $O^P=0,7$; $A^P=0,1$; $W^P=3,0$, якщо відомо, що температура газів на виході з топки дорівнює $\mathcal{G}_2 = 1100$ °C. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha = 1,15$.

Задача 4. Визначити ентальпію надлишкового повітря і золи на виході з топки, що одержуються при повному згорянні 1 кг донецького вугілля марки Г складу (%): $C^P=55,2$; $H^P=3,8$; $S^P=3,2$; $N^P=1,0$; $O^P=5,8$; $A^P=23,0$; $W^P=8$; якщо відомо, що температура газів на виході з топки дорівнює $\mathcal{G}_2 = 1100$ °C, частка золи, що виносяться продуктами згоряння, $a_{ун} = 0,85$ і приведена величина виносу золи палива $A_{пр.ун} = 3,72 \text{ кг} * \% * 10^{-3} \text{ кДж}$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha = 1,3$.

Задача 5. В топці котла спалюється 1 кг вугілля марки К складу (%): $C^P=54,7$; $H^P=3,3$; $S^P=0,8$; $N^P=0,8$; $O^P=4,8$; $A^P=27,6$; $W^P=8,0$. Побудувати $H\mathcal{G}$ - діаграму для продуктів згоряння в інтервалі температур горіння палива 600 ... 2200 °C. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha = 1,3$.

Питання для контролю знань

1. З чого складається дійсна (при $\alpha > 1$) ентальпія продуктів згоряння?
2. Як визначається ентальпія надлишкового повітря?
3. Як визначається ентальпія трьохатомних газів, азоту та водяної пари?
4. З чого складається теоретична (при $\alpha = 1$) ентальпія продуктів згоряння?
5. Чи завжди для розрахунку ентальпії продуктів повного згоряння 1 кг вугілля необхідно розраховувати ентальпію золи?
6. Для чого будується $H\mathcal{G}$ - діаграма продуктів згоряння?

Тема 3. Тепловий баланс котельного агрегату. Коефіцієнт корисної дії і витрата палива

В результаті вивчення теми необхідно засвоїти: основи теплового розрахунку котельних агрегатів; задачі і методи теплового розрахунку; тепловий баланс і ККД котельного агрегату; уміти: складати тепловий баланс котельного агрегату; визначати статті приходу і витрати теплоти в котельному агрегаті; розрахувати його ККД і витрату палива; робити аналіз ефективності використання теплоти палива і вносити пропозиції по його підвищенню.

Методичні вказівки

Тепловим балансом називають розподіл теплоти, що вноситься в котлоагрегат при спалюванні палива, на корисно використану теплоту і теплові втрати. Тепловий баланс складається на 1 кг твердого (рідкого) палива або на 1 м³ газоподібного палива.

Рівняння теплового балансу (кДж/кг, кДж/м³) має вид

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6,$$

або в процентах від наявної теплоти палива

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100,$$

де $q_1 = (Q_1 / Q_p^p) 100$; $q_2 = (Q_2 / Q_p^p) 100$ і т.д.

В рівняннях: Q_p^p - наявна теплота; Q_1 (q_1) – теплота, корисно використана в котлоагрегаті на одержання пари; Q_2 (q_2) – втрати теплоти с відхідними газами Q_3 (q_3) - втрати теплоти від хімічної неповноти згоряння палива; Q_4 (q_4) - втрати теплоти від механічної неповноти згоряння палива; Q_5 (q_5) - втрати теплоти в навколишнє середовище; Q_6 (q_6) - втрати теплоти з фізичною теплотою шлаків.

Наявна теплота на 1 кг твердого (рідкого) або на 1 м³ газоподібного палива визначається за формулами:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{нал} + Q_{нов.вн} ;$$

$$Q_p^p = Q_n^c + Q_{нал} + Q_{нов.вн} ,$$

де Q_n^p і Q_n^c - нижча теплота згоряння робочої маси твердого і рідкого палива і сухої маси газоподібного палива, (кДж/кг, кДж/м³); $Q_{нал}$ – фізична теплота палива, (кДж/кг, кДж/м³); $Q_{нов.вн}$ – теплота, що вноситься в топку з повітрям, (кДж/кг, кДж/м³).

Фізична теплота палива

$$Q_{нал} = c_{нал} * t_{нал},$$

де $c_{нал}$ – теплоємність палива, кДж/(кг*К); t – температура палива на вході в топку, °С.

Теплоємність мазуту

$$c_{нал} = 1,74 + 0,0025t_{нал}.$$

Фізична теплота палива враховується у тому випадку, якщо воно попередньо підігріто поза меж котлоагрегату (підігрів мазуту, сушіння палива).

Теплота, що вноситься в топку с повітрям:

$$Q_{нов.вн} = \alpha_m V^0 c_p \Delta t_n,$$

де α_m – коефіцієнт надлишку повітря в топці; V^0 – теоретичний об'єм повітря, необхідний для згоряння 1 кг палива, c_p - середня об'ємна теплоємність повітря при постійному тиску, кДж/(м³*К); Δt_n – різниця температур підігрітого і холодного повітря, °С.

Теплота, що корисно використовується в котлоагрегаті:

$$Q_1 = \frac{D_{не}}{B} \left[(h_{нт} - h_{жсв}) + \frac{P}{100} (h_{кит} - h_{жсв}) \right] + D_{нт} (h_{нт} - h_{жсв}),$$

де D_{ne} , D_{nn} – відповідно витрата перегрітої і насиченої пари, кг/с; B – витрата палива, кг/с; h_{nn} , h_{np} , $h_{жв}$, $h_{кун}$ – відповідно ентальпії перегрітої і насиченої пари, живильної і котлової води, кДж/кг; P – величина безперервної продувки, %.

При тепловому розрахунку парогенератора корисно використану теплоту Q_1 прямим шляхом визначити не можна, оскільки наперед невідомо яка кількість спалюється палива. Тому Q_1 знаходять як залишковий член рівняння теплового обалансу після визначення всіх втрат теплоти.

Теплота, корисно використана у водогрійних котлах:

$$Q_1 = \frac{M_e}{B} (h_2 - h_1),$$

де h_1 і h_2 – відповідно ентальпії води, що надходить в котел і виходить з нього, кДж/кг; M_e – витрата води, кг/с.

Витрата теплоти (%) з відхідними газами

$$q_2 = \frac{(H_{відх} - \alpha_{відх} H_{xn}^0)(100 - q_4)}{Q_p^P},$$

де $H_{відх}$ – ентальпія відхідних газів при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha_{відх}$ і температурі $\vartheta_{відх}$, кДж/кг; H_{xn}^0 – ентальпія теоретично необхідної кількості холодного повітря, кДж/кг.

Розрахункові втрати теплоти від хімічної механічної неповноти згоряння палива (q_3 і q_4), приймають з розрахункових характеристик топок, а втрату теплоти від зовнішнього охолодження парогенератора (q_5) визначають за графіком на рис. 3-1 [5].

Втрату фізичної теплоти шлаків q_6 вводять в розрахунок для твердих палив при камерному їх спалюванні з рідким шлаковидаленням і при шаровому спалюванні. При камерному спалюванні з сухим шлаковидаленням q_6 враховують тільки, коли $A^P \geq 2,5 \cdot 10^{-3} Q_p^P$.

Втрату фізичної теплоти шлаків розраховують за формулою

$$q_6 = \frac{a_{шл}(ct)_{шл} A^P}{Q_p^P},$$

де $a_{шл} = 1 - a_{ун}$ – частка золи палива у шлаку.

Температура шлаків при сухому шлаковидаленні приймають рівною 600 °С, а при рідкому шлаковидаленні – температурі рідкоплавкого стану золи t_3 плюс 100 °С.

Сумарну втрату теплоти в парогенераторі підраховують за формулою

$$\Sigma q_{втр} = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6.$$

а ККД парогенератора брутто – за формулою

$$\eta_{ка} = q_1 = 100 - \Sigma q_{втр}.$$

При теплових розрахунках котельних агрегатів розрізняють натуральну витрату палива B і розрахункову B_p .

Натуральну витрату палива (кг/с) визначають за формулою

$$B = \frac{D(h_{ne} - h_{жв}) + D_{np}(h_{кун} - h_{жв})}{Q_p^P \eta_{ка}} \cdot 100.$$

Розрахункову витрату (кг/с) палива визначають з урахуванням механічної неповноти згоряння

$$B_p = B(1 - q_4/100).$$

Задача 1. В топці котельного агрегату паропродуктивністю $D = 13,4$ кг/с спалюється Олександрійське вугілля марки Б2 складу (%): $C^P = 28,7$; $H^P = 2,2$; $S^P = 2,7$; $N^P = 0,6$; $O^P = 8,6$; $A^P = 25,2$; $W^P = 32,0$. Скласти тепловий баланс котельного агрегату, якщо

відомі температура палива при вході в топку $t_{нал} = 20$ °С, натуральна витрата палива $B = 4$ кг/с, тиск перегрітої пари 4 МПа, температура перегрітої пари 450 °С, температура живильної води 150 °С, величина безперервної продувки 4%; теоретичний об'єм повітря, необхідний для згоряння 1 кг палива $V^0 = 2,94$ м³/кг, температура відхідних газів на виході з останнього газоходу $\vartheta = 160$ °С, середня теплоємність газів $c_p = 1,415$ кДж/(м³*К), коефіцієнт надлишку повітря за останнім газоходом $\alpha_{відх} = 1,48$, температура повітря в котельній 30 °С, вміст у відхідних газах оксиду вуглецю $CO = 0,2$ %, трьохатомних газів $RO_2 = 16,6$ % і втрати теплоти від механічної неповноти згоряння палива $q_4 = 4$ %. Втратами теплоти з фізичною теплотою шлаку знехтувати.

Задача 2. В топці котла спалюється вугілля марки БЗ складу (%): $C^P = 37,3$; $H^P = 2,8$; $S^P = 1,0$; $N^P = 0,9$; $O^P = 10,5$; $A^P = 29,5$; $W^P = 18,0$. Визначити наявну теплоту, якщо температура палива на вході в топку 20 °С.

Задача 3. Визначити теплоту, яка корисно використовується у водогрійному котлі, якщо відомі натуральна витрата палива $B = 1,2$ кг/с, витрата води $M_в = 70$ кг/с, температура води, що надходить до котла $t_1 = 70$ °С і температура води, що виходить з нього $t_2 = 150$ °С.

Задача 4. В топці котельного агрегату паропродуктивністю $D = 7,22$ кг/с спалюється високосірчистий мазут складу (%): $C^P = 83,0$; $H^P = 10,4$; $S^P = 2,8$; $O^P = 0,7$; $A^P = 0,1$; $W^P = 3,0$. Визначити наявну теплоту і теплоту, яка корисно використовується у котлоагрегаті, якщо відомі температура підігріву мазуту $t_{нал} = 90$ °С, натуральна витрата палива $B = 0,527$ кг/с, тиск перегрітої пари 1,3 МПа, температура перегрітої пари 250 °С, температура живильної води 100 °С і величина безперервної продувки 4%.

Задача 5. В топці котла спалюється малосірчистий мазут складу (%): $C^P = 84,65$; $H^P = 11,7$; $S^P = 0,3$; $O^P = 0,3$; $A^P = 0,05$; $W^P = 3,0$. визначити втрати теплоти в кДж/кг і процентах з відхідними газами з котлоагрегату, якщо відомі коефіцієнт надлишку повітря за котлоагрегатом $\alpha_{відх} = 1,35$, температура відхідних газів на виході з останнього газоходу $\vartheta_{відх} = 160$ °С, температура повітря в котельній 30 °С, середня об'ємна теплоємність повітря при постійному тиску $c_p = 1,297$ кДж/(м³*К) і температура підігріву мазуту $t_{нал} = 90$ °С.

Питання для контролю знань

1. З якою метою складається тепловий баланс котельного агрегату?
2. Який загальний вид теплового балансу котельного агрегату?
3. Які статті приходу теплового балансу і як вони визначаються?
4. Що таке наявна теплота?
5. Які витратні статті теплового балансу і як вони визначаються?
6. Як визначається ККД брутто котельного агрегату?
7. Чим відрізняється витрата натурального палива від розрахункової витрати палива і як вони визначаються?
8. Як визначається витрата умовного палива?

Тема 4. Теплообмінні апарати

В результаті вивчення теми необхідно засвоїти: методику теплового розрахунку теплообмінних апаратів, рівняння теплового балансу і теплопередачі; уміти: використовувати рівняння теплового балансу і теплопередачі при конструктивному і перевірочному розрахунках теплообмінників.

Методичні вказівки

Задачею конструктивного (проектного) розрахунку є визначення площі поверхні нагріву, яка необхідна для передачі заданої кількості теплоти. При перевірочному розрахунку по відомим геометричним розмірам поверхні визначають кількість тепла, що передається і зміну температури робочих тіл. В обох випадках використовуються рівняння теплопередачі

$$Q = kH\Delta t, \text{ Вт}$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;

H – поверхня теплообміну, м^2 ;

Δt – середня різниця температур між гарячим і холодним теплоносіями (середній температурний напір), $^{\circ}\text{C}$.

Рівняння теплового балансу для випадків:

- якщо теплоносії не змінюють агрегатний стан

$$Q = G_1 C_{1p} (t_1' - t_1'') \eta = G_2 C_{2p} (t_2'' - t_2'), \text{ Вт}$$

$$Q = V_1 C'_{1p} (t_1' - t_1'') \eta = V_2 C'_{2p} (t_2'' - t_2'), \text{ Вт}$$

- якщо теплоносії змінюють агрегатний стан

$$Q = G_1 (h_1' - h_1'') = G_2 (h_2'' - h_2'), \text{ кВт}$$

де G_1, G_2 – масові витрати теплоносіїв, $\text{кг}/\text{с}$; V_1, V_2 – об'ємні витрати теплоносіїв, $\text{м}^3/\text{с}$; CP – масова ізобарна теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; CP' – об'ємна ізобарна теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; t_1', t_1'' – початкова і кінцева температури теплоносіїв, $^{\circ}\text{C}$; h', h'' – відповідно початкова і кінцева ентальпії, $\text{кДж}/\text{кг}$; η – коефіцієнт, що враховує теплові втрати (в розрахунках прийняти $\eta = 0,97 \dots 0,98$).

Індексом "1" позначені величини, які відносяться до гарячого теплоносія, індексом "2" – до холодного. Верхній індекс " ' " означає початкову температуру, " " – температуру на виході теплоносіїв.

Середній температурний напір для прямоїтокової і протитокової схем руху теплоносіїв визначається з рівняння

$$\Delta t = \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}}, ^{\circ}\text{C}$$

де Δt_b і Δt_m – найбільша і найменша різниці температур гарячого і холодного теплоносіїв на кінцях теплообмінника.

Для прямоїтокової схеми руху теплоносіїв

$$\Delta t_1 = \Delta t_b = t_1' - t_2', \quad \Delta t_2 = \Delta t_m = t_1'' - t_2''.$$

Для протитокової схеми руху теплоносіїв

$$\Delta t_1 = t_1'' - t_2'', \quad \Delta t_2 = t_1' - t_2'.$$

Найбільшу з цих різниць приймають за Δt_b , меншу за Δt_m .

Для змішаних схем руху теплоносіїв

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}},$$

де ψ – поправочний коефіцієнт, що визначається за графіками, які складені для конкретних схем руху теплоносіїв, в залежності від умовних параметрів P і R ; $\Delta t_{\text{прт}}$ – середній температурний напір для протитоку.

Умовні параметри

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\text{max}}}; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}.$$

На рис.1 представлені графіки $\psi = f(P, R)$ для перехресного току теплоносіїв. Коефіцієнт теплопередачі “ k ” розраховується за формулою: для плоскої поверхні $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заб.}}},$$

для круглої труби $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right) d_{\text{ср}} + R_{\text{заб.}}},$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $d_{\text{ср}}$, d_1 , d_2 – середній, внутрішній і зовнішній діаметри труби, м; $R_{\text{заб}}$ – термічний опір шару забруднень, $(\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт})$. Методика розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією наведена в темі 3. При визначенні коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією необхідно знати швидкості руху теплоносіїв, які приймаються у таких межах: для рідин 0,5...3,0 м/с, для газів 5...12 м/с.

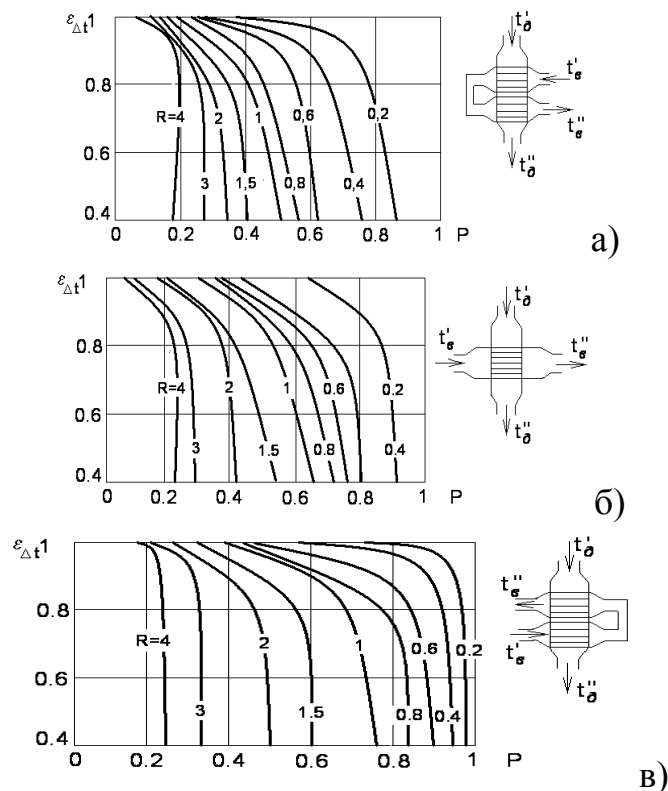


Рис 1. Графіки для розрахунку коефіцієнту $\psi = f(P, R)$

Приклад.

Визначити і порівняти температурні напори для прямого, протиточу і перехресного току для таких умов: температури газів на вході $t'_1 = 800^\circ\text{C}$ і виході з теплообмінника $t''_1 = 400^\circ\text{C}$, температури повітря $t'_2 = 20^\circ\text{C}$, $t''_2 = 300^\circ\text{C}$.

Рішення. Визначаємо температурний напір для прямо- і протиточу. Для цього необхідно схематично зобразити, для прямого та протиточу, графіки зміни температур вздовж поверхні нагріву, де указати числові значення температур теплоносіїв. З урахуванням температурних графіків визначаємо:

$$\begin{aligned} \text{для прямого} \quad \Delta t_1 = \Delta t_\delta = t'_1 - t'_2 = 800 - 20 = 780^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 = \Delta t_m = t''_1 - t''_2 = 400 - 300 = 100^\circ\text{C} \\ \Delta t_{\text{прм}} = \frac{780 - 100}{\ln 780/100} = 331^\circ\text{C}; \\ \text{для протиточу} \quad \Delta t_1 = t'_1 - t''_2 = 800 - 300 = 500^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 = t''_1 - t'_2 = 400 - 20 = 380^\circ\text{C} \\ \text{Тоді} \quad \Delta t_\delta = \Delta t_1 = 500^\circ\text{C}; \quad \Delta t_m = \Delta t_2 = 380^\circ\text{C} \\ \Delta t_{\text{прт}} = \frac{500 - 380}{\ln 500/380} = 437^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Перехресний потік

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}.$$

Умовні параметри

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{300 - 20}{800 - 20} = 0,359; \quad R = \frac{t'_2 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{800 - 400}{300 - 20} = 1,43$$

По графіку для перехресного току знаходимо $\psi = 0,92$

$$\Delta t = 0,92 \cdot 437 = 402^\circ\text{C}.$$

Висновок $\Delta t_{\text{прм}} < \Delta t < \Delta t_{\text{прт}}$.

Задача 1. В поверхневому маслоохолоджувачі трансформаторне масло охолоджується від температури $t'_1 = 80^\circ\text{C}$ до $t''_1 = 30^\circ\text{C}$ водою з початковою температурою $t'_2 = 15^\circ\text{C}$. Втрати масла і води відповідно $G_1 = 0,28$ кг/с і $G_2 = 0,56$ кг/с. Визначити температуру води на виході з маслоохолоджувача.

Задача 2. Для умови задачі 1 визначити поверхню теплообмінника, якщо коефіцієнти тепловіддачі від масла до стінки $\alpha_1 = 2000$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{K}$), від стінки до води $\alpha_2 = 1500$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{K}$). Теплообмінник виготовлений з латунних трубок з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 85,5$ Вт/($\text{м} \cdot \text{K}$), внутрішнім діаметром 20 мм і товщиною стінки $\delta = 2$ мм. Задачу розв'язати для випадку прямо - і протиточної схем руху теплоносіїв.

Задача 3. (домашнє завдання). Димові гази в кількості V_1 , ($\text{м}^3/\text{год}$), мають початкову температуру t'_1 і нагрівають повітря в кількості V_2 , ($\text{м}^3/\text{год}$). або рідини в кількості D_2 , ($\text{кг}/\text{год}$). Температури повітря t'_1 і t''_2 . Визначити теплову потужність, кінцеву температуру димових газів t''_1 і необхідну поверхню теплообміну, якщо теплообмінник виготовлений з труб, зовнішній діаметр яких d_2 , а товщина стінки 3 мм ($\lambda = 85,5$ Вт/($\text{м} \cdot \text{K}$)). Коефіцієнти тепловіддачі з боку газів α_1 , і з боку повітря α_2 . Як зміниться коефіцієнт теплопередачі і тепловий потік, якщо поверхня теплообмінника

вкрита шаром бруду з термічним опором R_{δ} . Початкові дані для розв'язку задачі наведені в таблиці 9. Середню теплоємність газів прийняти рівною $1,4 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{кг})$.

Таблиця 9. Вихідні дані до задачі 3

Варіант	$V1 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}$	$t1^{\circ}\text{C}$	Теплоносії	$V2, \text{ м}^3/\text{год}$ або $D2, \text{ кг}/\text{год}$	Температура, $^{\circ}\text{C}$		$d3, \text{ мм}$	Коефіцієнт теплопередачі $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$		$R_{\delta},$ $(\text{м}^2\text{К}/\text{Вт})$
					$t2'$	$t2''$		$\alpha1$	$\alpha2$	
1	60	800	повітря	20·103	30	400	40	55	48	1.2
2	20	500	вода	2300	20	150	38	42	2000	1.4
3	50	600	повітря	30·103	10	300	25	30	34	1.2
4	30	700	вода	2400	100	150	30	35	2500	1.1
5	90	500	повітря	80·103	20	400	30	54	47	1.2
6	90	500	вода	11000	40	120	36	58	1800	1.15
7	100	600	повітря	90·103	20	250	30	53	58	1.2
8	100	600	вода	2500	100	145	32	51	1600	1.1
9	20	1000	повітря	5·103	0	140	30	44	40	1.2
10	20	900	вода	2000	10	300	28	48	1500	1.25
11	40	800	повітря	20·103	5	300	30	45	47	1.1
12	40	700	вода	1000	30	180	32	41	1900	1.3
13	50	600	повітря	34·103	0	200	28	38	32	1.15
14	50	500	вода	5000	30	140	28	39	1420	1.1
15	60	500	повітря	40·103	20	250	32	43	41	1.15
16	60	600	вода	2000	20	250	38	48	1380	1.25
17	70	400	повітря	50·103	10	100	28	24	26	1.15
18	70	300	вода	1000	10	100	28	26	2100	1.2
19	80	300	повітря	10·103	5	100	30	28	26	1.1
20	80	400	вода	10000	5	100	30	29	1270	1.15
21	90	500	повітря	70·103	0	120	32	33	37	1.2
22	90	600	вода	5000	10	145	36	32	1800	1.1
23	100	700	повітря	60000	10	190	32	44	40	1.15
24	100	700	вода	10000	10	200	30	46	44	1.2
25	110	800	повітря	30·103	10	350	28	49	43	1.1
26	110	800	вода	20000	10	200	30	51	1470	1.15
27	120	600	повітря	80·103	20	300	28	48	44	1.2
28	120	600	вода	20000	20	180	32	49	1500	1.15
29	5	300	повітря	3·103	10	150	30	31	34	1.1
30	15	200	вода	900	5	80	36	24	2700	1.15

Питання для контролю знань

1. Які переваги та недоліки мають прямоочна і протиточкова схеми руху?
2. Як можна збільшити коефіцієнт теплопередачі в теплообмінних апаратах?
3. Як розрахувати середній температурний напір для випадку, якщо один з теплоносіїв змінює свій агрегатний стан?
4. Чи впливає схема руху теплоносіїв на величину температурного напору?

Тема 5. Парові турбіни

В результаті вивчення теми необхідно засвоїти: принцип роботи парових турбін та процеси, що відбуваються в сопловому апараті і на лопатках; відмінність активної турбіни від реактивної; виникнення теплових втрат та їх вплив на коефіцієнти корисної дії турбіни; уміти: проводити розрахунки наявного теплоперепаду у сходах турбіни, швидкості витікання пари з сопла; ступеня реактивності турбіни; теплових втрат та ККД турбіни.

Методичні вказівки

Парова турбіна є двигуном, у якому потенціальна енергія пари перетворюється в кінетичну, а остання, в свою чергу, перетворюється в механічну енергію обертання вала.

Сходи турбіни за дією пари на робочі лопатки поділяються на активні і реактивні.

Сходи турбіни, в яких розширення пари відбувається у нерухомих соплах до вступу її на робочі лопатки, називаються активними.

Сходи турбіни, в яких розширення пари відбувається не тільки у нерухомих соплах, але й у каналах між робочими лопатками, називаються реактивними.

Дійсна швидкість (м/с) витікання пари з сопел визначається за формулою

$$c_1 = 44.7\varphi\sqrt{(h_0 - h_1)(1 - \rho) + c_0^2 / 2000} ,$$

де $\varphi = 0,93 \dots 0,98$ – швидкісний коефіцієнт сопла; h_0 і h_1 – ентальпії пари на вході і виході з сопла, кДж/кг; ρ – ступінь реактивності сходи; c_0 – початкова швидкість пари перед соплом, м/с.

Якщо початкова швидкість пари перед соплом (c_0) невелика, то нею можна нехтувати, тоді дійсна швидкість витікання пари з сопел

$$c_1 = 44.7\varphi\sqrt{(h_0 - h_1)(1 - \rho)} .$$

Ступіню реактивності ступені називається відношення наявного теплоперепаду на робочих лопатках h_2 до наявного теплоперепаду сходи $h_0 = h_1 + h_2$ (де h_1 – наявний теплоперепад в соплах), тобто

$$\rho = h_2 / (h_1 + h_2).$$

Окружна швидкість (м/с) на середині лопатки

$$u = \pi dn / 60,$$

де d – середній діаметр сходи, м; n – частота обертання вала турбіни, об/хв.

Відносна швидкість (м/с) входу пара на лопатки

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} ,$$

де α_1 – кут нахилу сопла до площини диску або кут між вектором швидкості c_1 і площиною диску.

Відносна швидкість (м/с) виходу пари з каналу між робочими лопатками в активній сході при $\rho = 0$ визначається за формулою

$$w_2 = \psi w_1,$$

де $\psi = 0,86 \dots 0,95$ – швидкісний коефіцієнт лопаток.

Відносна швидкість виходу пари з каналу між робочими лопатками в реактивній і активній сходиці при $\rho > 0$ знаходять за формулою

$$w_2 = 44,7\psi\sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = 44,7\psi\sqrt{\rho(h_0 - h_1) + (w_1/44,7)^2}.$$

Абсолютна швидкість виходу пари з каналу між робочими лопатками

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \beta_2},$$

де β_2 – кут виходу пари з робочої лопатки, значення його вибирають звичайно, користуючись співвідношенням $\beta_2 = \beta_1 - (2 \dots 10^\circ)$.

Кут β_1 входу пари на робочу лопатку знаходиться з співвідношення, яке виводиться з трикутника швидкостей:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u).$$

Кут α_2 нахилу абсолютної швидкості виходу пари з каналу між робочими лопатками визначається за співвідношенням, яке виводиться з трикутника швидкостей

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2.$$

Робота 1 кг пари на лопатках сходиці (кДж/кг)

$$L = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2).$$

Робочий процес в турбінній сходиці супроводжується втратою теплової енергії пари. До основних з них відносяться:

втрати теплової енергії в соплах турбіни внаслідок тертя і вихрових рухів пари

$$h_c = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2/2000;$$

втрати теплової енергії на лопатках в активній сходиці

$$h_l = (1 - \varphi^2)w_1^2/2000;$$

втрати теплової енергії на лопатках в реактивній сходиці

$$h_l = (1/\varphi^2 - 1)w_2^2/2000;$$

втрати теплової енергії з вихідною абсолютною швидкістю

$$h_{eu} = c_2^2/2000;$$

втрати теплової енергії на тертя і вентиляцію h_{me} при обертанні диска турбіни у парі.

Втрати теплової енергії в соплах, на лопатках із вихідною абсолютною швидкістю в сходиці турбіни оцінюють відносним ККД на лопатках $\eta_{ел}$, який являє собою відношення механічної роботи L 1 кг пари на лопатках сходиці до наявного теплоперепаду h_0 в сходиці, тобто

$$\eta_{ел} = (h_0 - h_c - h_l)/h_0 = L/h_0.$$

Втрати теплоти в сходи́нці оцінюються відносним внутрішнім ККД сходи́нки, який являє собою відношення використаного теплоперепаду h_i до наявного теплоперепаду в сходи́нці h_0 , тобто

$$\eta_{oi} = h_i / h_0 = (h_0 - h_c - h_l - h_{\text{вн}} - h_{\text{мс}}) / h_0.$$

Задача 1. В активній сходи́нці пара з початковим тиском 3 МПа і температурою 450 °С розширюється. Визначити тиск, температуру і дійсну швидкість пари на виході з сопла, якщо швидкісний коефіцієнт сопла $\varphi = 0,95$ і ентальпія пари на виході з сопла $h_1 = 3150$ кДж/кг.

Задача 2. В реактивній сходи́нці пара з початковим тиском 1,9 МПа і температурою 380 °С розширюється до кінцевого тиску 1,3 МПа. Визначити ступінь реактивності сходи́нки, якщо наявний теплоперепад на робочих лопатках $h_2 = 48$ кДж/кг.

Задача 3. В реактивній сходи́нці пара з початковим тиском 3 МПа і температурою 390 °С розширюється до кінцевого тиску 1,7 МПа. Визначити дійсну швидкість витікання пари з сопел і окружну швидкість на середині лопатки, якщо швидкісний коефіцієнт сопла $\varphi = 0,965$; ступінь реактивності сходи́нки $\rho = 0,5$ і відношення окружної швидкості на середині лопатки до дійсної швидкості витікання пари з сопел $u/c_1 = 0,45$.

Задача 4. Визначити втрати теплової енергії в соплах, на лопатках і з вихідною абсолютною швидкістю в активній сходи́нці, якщо швидкісний коефіцієнт лопаток $\psi = 0,86$, кут нахилу сопла до площини диска $\alpha_1 = 14^\circ$, середній діаметр сходи́нки $d = 0,8$ м; частота обертання вала турбіни $n = 3600$ об/хв, відношення окружної швидкості на середині лопатки до дійсної швидкості витікання пари з сопел $u/c_1 = 0,44$ і кут виходу пари з робочої лопатки $\beta_2 = 22^\circ$.

Задача 5. В активній сходи́нці пара з початковим тиском 3 МПа і температурою 450 °С розширюється до 1,6 МПа. Визначити дійсну швидкість витікання пари з сопел, окружну швидкість на середині лопатки і відносну швидкість входу пари на лопатки, якщо швидкісний коефіцієнт сопла $\varphi = 0,96$, кут нахилу сопла до площини диска $\alpha_1 = 16^\circ$, середній діаметр сходи́нки $d = 0,9$ м, частота обертання вала турбіни $n = 3000$ об/хв, початкова швидкість пари перед соплом $c_0 = 150$ м/с і ступінь реактивності сходи́нки $\rho = 0,12$.

Питання для контролю знань

1. Чим відрізняється активна турбіна від реактивної?
2. Що таке ступінь реактивності турбіни?
3. Як визначаються теплові втрати в соплах?
4. Як визначаються теплові втрати на лопатках турбіни?
5. Як визначаються теплові втрати з вихідною швидкістю?
6. Від яких втрат залежить відносний лопатковий ККД турбіни?
7. Покажіть в hs -діаграмі дійсний процес розширення пари в реактивній турбіні.
8. Покажіть в hs -діаграмі дійсний процес розширення пари в активній турбіні.
9. Як визначається зусилля, що діє на робочі лопатки турбіни?

Тема 6. Складання теплового балансу промислової печі

В результаті вивчення теми необхідно засвоїти: принцип роботи промислових печей та особливості їх конструкції і роботи; методику та мету складання матеріального та теплового балансів; уміти: складати тепловий баланс промислової печі та визначати

його приходні та витратні статті; аналізувати тепловий баланс та пропонувати заходи його підвищення.

Методичні вказівки

Робота промислової печі характеризується низкою показників. Основні з них наступні: кількість продукції, що видається за печі на 1 м² поду, або на 1 м³ об'єму; якість теплової обробки матеріалу та втрати продукту під час обробки (угар металу, брак при випалюванні тощо); собівартість теплової обробки матеріалу; досконалість використання теплоти палива; тепловий та температурний режими.

Основним методом оцінки роботи промислових печей є складання матеріального та теплового балансів технологічних процесів, які здійснюються в них.

Матеріальний баланс виражає рівність мас матеріалів, що поступають у піч та виходять з неї після завершення технологічного процесу. Матеріальний баланс складається з метою визначення витрат технологічних матеріалів та палива, а також виходу кінцевого технологічного продукту; він є основою для складання теплового балансу печі. Загальна формула матеріального балансу має вигляд

$$\Sigma M_{\text{прих}} = \Sigma M_{\text{випр}},$$

або в розгорнутому вигляді

$$M_{\text{тм}} + M_{\text{пал}} + M_{\text{нов}} = M_{\text{тп}} + M_{\text{тв}} + M_{\text{тг}},$$

де $M_{\text{тм}}$ – маса технологічних матеріалів, що надходить у піч; $M_{\text{пал}}$ – маса палива, що вводиться у піч для здійснення технологічного процесу; $M_{\text{нов}}$ – маса повітря на технологічний процес (згоряння палива, фізико-хімічні перетворення); $M_{\text{тп}}$ – маса технологічного продукту; $M_{\text{тв}}$ – маса технологічних відходів (шлак, окалина, винос тощо); $M_{\text{тг}}$ – маса відхідних технологічних газів, до них відносять газоподібні продукти згоряння палива та матеріалів, а також продукти хімічних перетворень.

Тепловим балансом називають рівність приходу теплоти у піч та її витрати. Тепловий баланс, пов'язаний з виробничими показниками печі, дає змогу визначити її досконалість як теплотехнічного агрегату і намітити напрямки покращення її роботи.

Рівняння теплового балансу в загальному вигляді може бути записане так:

$$\Sigma Q_{\text{прих}} = \Sigma Q_{\text{випр}},$$

де $\Sigma Q_{\text{прих}}$, $\Sigma Q_{\text{випр}}$ – відповідно суми приходних та витратних статей теплового балансу.

У розгорнутому вигляді рівняння теплового балансу печі можна записати так:

$$Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{пал}}^{\phi} + Q_{\text{нов}}^{\phi} + Q_{\text{тм}} + Q_{\text{екз}} = Q_{\text{тп}} + Q_{\text{тв}} + Q_{\text{енд}} + Q_{\text{тг}} + \Sigma Q_{\text{випр}}.$$

Приходні статті теплового балансу:

1. $Q_{\text{пал}}^x$ - хімічна теплота, яка виділяється внаслідок згоряння палива, кВт.
2. $Q_{\text{пал}}^{\phi}$ - фізична теплота палива (підігрітого), кВт.
3. $Q_{\text{нов}}^{\phi}$ - фізична теплота, що вноситься в робочу камеру з підігрітим повітрям, кВт.
4. $Q_{\text{тм}}$ – теплота, що вноситься з підігрітими технологічними матеріалами, кВт.
5. $Q_{\text{екз}}$ – теплота екзотермічних реакцій, що відбуваються в робочій камері печі, крім реакцій згоряння палива, кВт.

Витратні статті теплового балансу:

1. $Q_{\text{тп}}$ – теплота, що виводиться з печі з готовим технологічним продуктом, кВт.

Якщо готовий технологічний продукт виходить з печі в розплавленому вигляді, то необхідно також враховувати теплоту його плавлення та теплоту перегріву розплаву.

2. Q_{me} – теплота, що виводиться з печі з технологічними відходами виробництва, кВт.
3. Q_{end} – теплота ендотермічних реакцій, кВт.
4. Q_{mz} – теплота, що виноситься відхідними технологічними газами через димовий тракт печі, кВт.

5. $\Sigma Q_{втр}$ – сума всіх втрат теплоти печі:

$$\Sigma Q_{втр} = Q_{xn} + Q_{mn} + Q_{нс}^{кл} + Q_{нс}^{випр} + Q_{нс}^{zg} + Q_{охол}.$$

- 5.1. Q_{xn} – втрата теплоти від хімічного недопалу палива та при дисоціації продуктів згоряння, кВт.
- 5.2. Q_{mn} – втрата теплоти з механічним недопалом палива, кВт.
- 5.3. $Q_{нс}^{кл}$ – втрата теплоти в навколишнє середовище через кладку печі, кВт.
- 5.4. $Q_{нс}^{випр}$ – втрати теплоти випромінюванням через вікна печі.
- 5.5. $Q_{нс}^{zg}$ – втрати теплоти з технологічними газами, що вибиваються з печі.

Задача. Скласти тепловий баланс камерної нагрівальної печі продуктивністю $G = 0,16$ кг/с, визначити технологічні показники її роботи та питому витрату палива. У печі, паливом в якій служить природний газ, вуглецева сталь нагрівається від початкової температури 15 °С до кінцевої 1250 °С.

Методичні вказівки до задачі

Теплотехнічні характеристики роботи печі визначають на основі складання її теплового балансу для температури нагрівання повітря $t_{нов} = 15$ °С.

При складанні теплового балансу печі використовуємо наступні втрати теплоти в навколишнє середовище:

- від бічних поверхонь – 12970 Вт;
- від поверхонь склепіння – 9977 Вт;
- від поверхні поду – 16584 Вт;
- через садочне вікно – 110752 Вт.

Разом: 150286 Вт.

Для спрощення розв'язування задачі розрахунок процесу горіння палива не проводити, а використати лише результати такого розрахунку.

Додаткові початкові дані

Температура відхідних технологічних газів $t_{mz} = 1350$ °С.

Паливо – природний газ, $Q_p^h = 35,2$ МДж/м³.

Температура навколишнього середовища $t_{нов1} = 15$ °С.

Коефіцієнт витрати повітря $\alpha = 1,05$.

Об'єм повітря, теоретично необхідний для спалювання 1 м³ палива $v_{нов}^0 = 9,8$ м³/м³.

Вигар металу $\delta = 1,0$ %.

Питання для контролю знань

1. Мета та методика складання матеріального балансу печі.
2. Мета та методика складання теплового балансу печі. Вибір одиниць виміру кількості теплоти в окремих статтях балансу.
3. Визначення окремих статей приходної частини теплового балансу печі.
4. Визначення окремих статей витратної частини теплового балансу печі.
5. Дайте визначення основних теплотехнологічних характеристик роботи печі.
6. Дайте визначення коефіцієнта корисного паливо використання та коефіцієнта використання теплоти.
7. Дайте визначення коефіцієнта корисної дії робочого простору та технологічного коефіцієнта корисної дії печі.

8. Методика визначення питомої витрати палива на здійснення технологічного процесу у печах.

Тема 7. Розрахунок витрати теплоти при теплопостачанні підприємств

В результаті вивчення теми необхідно засвоїти: характеристику споживачів теплової енергії; сутність теплофікації; типи джерел теплопостачання та область їх застосування; уміти: визначати витрати теплоти на технологічні потреби, опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання; визначати потужність джерела теплопостачання.

Методичні вказівки

На підприємствах теплота витрачається на технологічні потреби, опалення, вентиляцію, кондиціювання повітря і гаряче водопостачання для технологічних і господарсько-побутових потреб. Сумарна розрахункова витрата теплоти

$$Q = Q_{mex} + Q_o + Q_v + Q_{гв}.$$

Розрахункова (максимальна) витрата теплоти (Вт) на технологічні потреби

$$Q_{mex} = 278 \cdot 10^3 \sum q_i P_i,$$

де q_i – питома витрата теплоти на вироблення продукції, ГДж/т; P_i – продуктивність підприємства, т/год.

Розрахункова (максимальна) витрата теплоти (Вт) на опалення

$$Q_o = q_o \cdot V_3 \cdot (t_{вн} - t_3),$$

де q_o – питома опалювальна характеристика будинку, Вт/(м³*К); V_3 – об'єм опалювальних будинків по зовнішньому обміру, м³; $t_{вн}$ – середня температура повітря всередині приміщення, °С; t_3 – розрахункова зовнішня температура повітря, °С.

Розрахункова (максимальна) витрата теплоти (Вт) на вентиляцію

$$Q_v = q_v \cdot V_3 \cdot (t_{вн} - t_3),$$

де q_v – питома вентиляційна характеристика будинку, Вт/(м³*К).

Витрата теплоти на гаряче водопостачання визначається виходячи з норм споживання гарячої води з температурою 65 °С. У житлових будинках, підприємствах комунально-побутового призначення та у виробничих приміщеннях витрата води дуже нерівномірна як на протязі доби, так і на протязі тижня. Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання за тиждень для житлових і громадських приміщень (МВт) визначається за формулою

$$Q_{cp.гв} = 1,395 \frac{(a+b) m c_v (65 - t_{хв})}{3600 \cdot T} \cdot 10^{-3},$$

де a – норма витрати гарячої води (л) при температурі 65 °С на одиницю споживання (жителя на одну мийку або на один душ тощо); b – те ж саме для громадських будинків (при відсутності даних $b = 25$ л/добу на одну людину); 1,395 – коефіцієнт, що враховує тепловіддачу в приміщення від трубопроводів системи гарячого водопостачання (опалення ванних кімнат); m – кількість одиниць споживання (мешканців, кількість місць в їдальнях, душових, мийок тощо); $c_v = 4,187$ – теплоємність води, кДж/(кг*К); T – кількість годин роботи системи гарячого водопостачання на протязі доби; $t_{хв}$ – температура холодної води, для зими $t_{хв} = 5$ °С.

Максимальна (розрахункова) витрата теплоти на гаряче водопостачання житлових і громадських будинків, МВт

$$Q_{\text{зв.мах}}^{\text{жк}} = (2 \dots 2.4) Q_{\text{ср.зв}},$$

а у душових приміщеннях промислових підприємств

$$Q_{\text{зв.мах}}^{\text{п}} = 1,163 \frac{m}{m_c} \frac{a_2 (t_2 - t_{\text{хв}}) c_6 \cdot 10^{-3}}{T_3 \cdot 3600},$$

де m – кількість працівників, що користуються душем; m_c – кількість людей на душову сітку; a_2 – норма витрати гарячої води в кг на одного працівника за годину найбільшого водоспоживання; T_3 – число годин зарядження баків-акумуляторів.

Баки – акумулятори встановлюються при кількості душових сіток $N = m/m_c > 10$; значення T_3 залежить від кількості сіток: при $N = 10 \dots 20$ сіток $T_3 = 2$ год., при $N = 21 \dots 30$ сіток $T_3 = 3$ год, при $N \geq 31$ сіток $T_3 = 4$ год.

Спрощено середню витрату теплоти на гаряче водопостачання визначають за формулою:

$$Q_{\text{ср.зв}} = G_6 c_6 (t_{\text{ср.зв}} - t_{\text{хв}}) / \eta_6,$$

де G_6 – витрата гарячої води на технологічні господарські потреби, кг/с; $t_{\text{ср.зв}}$ – середня температура гарячої води, °С; η_6 – коефіцієнт корисного використання теплоти у водопідігрівниках, $\eta_6 = 0,94 \dots 0,97$.

Приклад. Визначити сумарну розрахункову витрати теплоти на технологічні потреби, опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання підприємства, що виробляє продукцію продуктивністю $P_i = 6,25$ т/год, якщо питома витрата теплоти на вироблення продукції $q_i = 1,35$ ГДж/т, об'єм опалювальних будівель по зовнішньому обміру $V_3 = 45 \cdot 10^3$ м³, об'єм будівель, що вентиліюються 80 % від об'єму опалювальних, питома опалювальна характеристика будинку $q_o = 0,2$ Вт/(м²*К), питома вентиляційна характеристика будинку $q_6 = 0,3$ Вт/(м²*К), витрата гарячої води на технологічні і господарсько-побутові потреби $G_6 = 6$ кг/с, середня температура гарячої води 50 °С, температура холодної води 10 °С, середня температура повітря всередині приміщення 20 °С, розрахункова зовнішня температура повітря $t_3 = -25$ °С, коефіцієнт корисного використання теплоти у водопідігрівниках $\eta_6 = 0,96$ і теплоємність води $c_6 = 4,187$ кДж/(кг*К).

Рішення: Визначаємо розрахункову витрату теплоти на технологічні потреби:

$$Q_{\text{тех}} = 278 \cdot 10^3 \sum q_i P_i = 278 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 6,25 = 2,35 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Визначаємо розрахункову витрату теплоти на опалення:

$$Q_o = q_o \cdot V_3 \cdot (t_{\text{вн}} - t_3) = 0,2 \cdot 45 \cdot 10^3 (20 + 25) = 405 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Визначаємо розрахункову витрату теплоти на вентиляцію:

$$Q_6 = q_6 \cdot V_3 \cdot (t_{\text{вн}} - t_3) = 0,3 \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 0,8 (20 + 25) = 486 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Визначаємо середню витрату теплоти на гаряче водопостачання:

$$Q_{\text{ср.зв}} = G_6 c_6 (t_{\text{ср.зв}} - t_{\text{хв}}) / \eta_6 = 6 \cdot 4187 (50 - 10) / 0,96 = 1046 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Визначаємо розрахункову витрату теплоти на гаряче водопостачання:

$$Q_{\text{зв.мах}}^{\text{жк}} = (2 \dots 2.4) Q_{\text{ср.зв}} = 2 \cdot 1046 \cdot 10^3 = 2092 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Визначаємо сумарну розрахункову витрату теплоти:

$$Q = Q_{mex} + Q_o + Q_{\text{в}} + Q_{\text{зв}} = 2,35 \cdot 10^6 + 405 \cdot 10^3 + 486 \cdot 10^3 + 2092 \cdot 10^3 = 5333 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Задача 1. Визначити розрахункову витрату теплоти на технологічні потреби підприємства продуктивністю $P_i = 12,5$ т/год, якщо питома витрата теплоти на вироблення продукції $q_i = 1,2$ ГДж/т.

Задача 2. Визначити розрахункову витрату теплоти на опалення будівель хлібозаводу, якщо об'єм опалювальних будівель по зовнішньому обміру $V_z = 15 \cdot 10^3$ м³, питома опалювальна характеристика будинку $q_o = 0,35$ Вт/(м²*К), середня температура повітря всередині приміщення 20 °С і розрахункова зовнішня температура повітря $t_z = -26$ °С.

Задача 3. Визначити сумарну розрахункову витрату теплоти на опалення і вентиляцію будинків хлібозаводу, якщо об'єм опалювальних будівель по зовнішньому обміру $V_z = 30 \cdot 10^3$ м³, об'єм будівель, що вентилюються 75 % від об'єму опалювальних, питома опалювальна характеристика будинку $q_o = 0,32$ Вт/(м²*К), питома вентиляційна характеристика будинку $q_{\text{в}} = 0,3$ Вт/(м²*К), середня температура повітря всередині приміщення 20 °С і розрахункова зовнішня температура повітря $t_z = -20$ °С.

Задача 4. Визначити розрахункову витрату теплоти на гаряче водопостачання хлібозаводу, якщо витрата гарячої води на технологічні та господарсько-побутові потреби $G_{\text{в}} = 2,5$ кг/с, середня температура гарячої води 50 °С, температура холодної води 10 °С, коефіцієнт корисного використання теплоти у водопідігрівниках $\eta_{\text{в}} = 0,95$ і теплоємність води $c_{\text{в}} = 4,187$ кДж/(кг*К).

Задача 5. Визначити сумарну розрахункову витрату теплоти на технологічні потреби і опалення підприємства продуктивністю $P_i = 5$ т/год, якщо питома витрата теплоти на вироблення продукції $q_i = 1,3$ ГДж/т, об'єм опалювальних будівель по зовнішньому обміру $V_z = 40 \cdot 10^3$ м³, питома опалювальна характеристика будинку $q_o = 0,25$ Вт/(м²*К), середня температура повітря всередині приміщення 18 °С і розрахункова зовнішня температура повітря $t_z = -22$ °С.

Питання для контролю знань

1. З якою метою подається теплова енергія на промислові підприємства?
2. Виходячи з чого визначається максимальна витрата теплоти на підприємстві?
3. Як визначається максимальна витрата теплоти на підприємстві?
4. Як визначається максимальна витрата теплоти на опалення?
5. Як визначається максимальна витрата теплоти на вентиляцію?
6. Як визначається максимальна витрата теплоти на технологічні потреби?
7. Як визначається максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання?

Список літератури

1. Варламов Г.Б. та ін. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: Підручник, - К.: ІВЦ „Політехніка”, 2003. - 232 с.
2. Драганов Б.Х. та ін. Теплотехніка: Підручник. – Київ; „ІНКОС”, 2005. – 504 с.
3. Ткаченко О.О. Високотемпературні процеси та установки: Підруч. – К.: А.С.К., 2005. – 480 с.
4. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике: Учеб. Пособие для неэнергетич. спец. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986. – 248 с.
5. Тепловой расчет промышленных парогенераторов: Учеб. пособие для вузов / Под ред. В.И. Частухина. – Киев: Вища школа, Головное изд-во, 1980 – 184 с.

ДОДАТКИ

Питомі ентальпії повітря, продуктів згоряння і золи

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$(ct)_\text{п}$	$(с \vartheta)\text{CO}_2$	$(с \vartheta)\text{N}_2$	$(с \vartheta)\text{H}_2\text{O}$	$(с \vartheta)\text{зл.}$ кДж/кг
30	39	-	-	-	-
100	132	169	130	151	81
200	266	357	260	304	169
300	403	559	392	463	264
400	542	772	527	626	360
500	684	996	664	794	458
600	830	1222	804	967	561
700	979	1461	946	1147	666
800	1130	1704	1093	1335	768
900	1281	1951	1243	1524	874
1000	1436	2202	1394	1725	984
1100	1595	2457	1545	1926	1096
1200	1754	2717	1695	2131	1206
1300	1931	2776	1850	2344	1360
1400	2076	3240	2009	2558	1571
1500	2239	3504	2164	2779	1758
1600	2403	3767	2323	3001	1830
1700	2566	4035	2482	3227	2066
1800	2729	4303	2642	3458	2184
1900	2897	4571	2805	3688	2385
2000	3064	4843	2964	3926	2512
2100	3239	5115	3127	4161	2640
2200	3399	5387	3290	4399	2760

Суха насичена пара і вода на кривій насичення (за тисками)

P , Мпа	$t_{\text{н}}$, °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг•К)	s'' , кДж/(кг•К)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0010	6,936	0,0010001	130,04	29,18	2513,4	2484,2	0,1053	8,9749
0,0020	17,486	0,0010014	67,24	73,40	2533,1	2459,7	0,2603	8,7227
0,0040	28,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	2432,3	0,4225	8,4737
0,0060	36,17	0,0010065	23,77	151,49	2567,1	2415,6	0,5209	8,3297
0,0080	41,53	0,0010085	18,13	173,89	2576,4	2402,5	0,5919	8,2263
0,0100	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	2392,1	0,6496	8,1494
0,0140	52,57	0,0010132	10,69	220,05	2596,1	2376,0	0,7368	8,0305
0,0180	57,82	0,0010159	8,448	242,03	2605,4	2363,3	0,8040	7,9445
0,0200	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	2357,7	0,8324	7,9075
0,0400	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	2318,7	1,0261	7,6710
0,0600	85,94	0,0010330	2,734	359,90	2653,1	2293,2	1,1453	7,5313
0,0800	93,50	0,0010385	2,089	391,75	2665,3	2273,5	1,2331	7,4342
0,10	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	2257,5	1,3026	7,3579
0,14	109,31	0,0010509	1,237	458,42	2690,1	2231,7	1,4109	7,2460
0,20	120,23	0,0010606	0,8860	504,74	2706,8	2202,0	1,5306	7,1279
0,24	126,09	0,0010659	0,7469	529,9	2714,9	2185,0	1,5931	7,0658
0,30	133,54	0,0010733	0,6055	661,7	2725,5	2163,9	1,6716	6,9922
0,40	143,62	0,0010836	0,4623	604,6	2738,7	2134,1	1,7766	6,8969
0,50	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,8	2108,7	1,8605	6,8221
1,0	179,88	0,0011273	0,1945	742,7	2777,7	2031,0	2,0945	6,6223
1,5	179,88	0,0011538	0,1317	844,5	2791,8	1947,3	2,3148	6,4458
2,0	212,37	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	1890,7	2,4471	6,8411
3,0	233,87	0,0012164	0,06663	1008,4	2803,1	1794,7	2,6455	6,1859
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2800,6	1713,2	2,7965	6,0689
6,0	275,56	0,0013119	0,03243	1213,9	2784,4	1570,5	3,0276	5,8894
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	1441,2	3,2079	5,7448
10,0	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	1316,9	3,3601	5,6147
12,0	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	1193,5	3,4966	5,4930
14,0	336,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	1067,0	3,6233	5,3731
18,0	356,96	0,001839	0,00751	1732,2	2510,6	778,4	3,8708	5,1054
22,0	373,71	0,00269	0,00378	2009,7	2195,6	185,9	4,2943	4,5815
22,1	374,15	0,00326	0,00326	2084,0	2084,0	0	4,4062	4,4062

Насичена пара і вода на лінії насичення (за температурами)

t, °C	P, МПа	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг•К)	s'' , кДж/(кг•К)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,0006108	0,0010002	206,321	0,04	2501,0	2501,0	0,0002	9,1565
10	0,0012271	0,0010003	106,419	41,99	2519,4	2477,4	0,1510	8,9009
20	0,0023368	0,0010017	57,833	83,86	2537,7	2453,8	0,2963	8,6674
30	0,0042417	0,0010043	32,929	125,66	2555,9	2430,2	0,4365	8,4537
40	0,0073749	0,0010078	19,548	167,45	2574,0	2406,5	0,5721	8,2576
50	0,012335	0,0010121	12,048	209,26	2591,8	2382,5	0,7035	8,0771
60	0,019919	0,0010171	7,6807	251,09	2609,5	2358,4	0,8310	7,9106
70	0,031161	0,0010228	5,0479	292,97	2626,8	2333,8	0,9548	7,7565
80	0,047359	0,0010292	3,4104	334,92	2643,8	2308,9	1,0752	7,6135
90	0,070108	0,00110361	2,3624	376,94	2660,3	2283,4	1,1925	7,4805
100	0,101325	0,0010437	1,6738	419,06	2676,3	2257,2	1,3069	7,3564
120	0,19854	0,0010606	0,89202	503,07	2706,6	2202,9	1,5276	7,1310
140	0,36136	0,0010801	0,50875	589,1	2734,0	2144,9	1,7390	6,9307
160	0,61804	0,0011022	0,30685	675,5	2757,7	2082,2	1,9425	6,7498
180	0,10027	0,0011275	0,19381	763,1	2777,1	2014,0	2,1393	6,5838
200	1,5551	0,00115665	0,12714	852,4	2791,4	1939,0	2,3307	6,4289
220	2,3201	0,0011900	0,08602	943,7	2799,9	1856,2	2,5178	6,2819
240	3,3480	0,0012291	0,05964	1037,6	2801,6	1764,0	2,7021	6,1397
260	4,6940	0,0012756	0,04212	1135,0	2795,2	1660,2	2,8850	5,9989
280	6,4191	0,0013324	0,03010	1237,0	2778,6	1541,6	3,0687	5,8555
300	8,5917	0,0014041	0,02162	1345,4	2748,4	1403,0	3,2559	5,7038
320	11,290	0,0014995	0,01544	1463,4	2699,6	1236,2	3,4513	5,5356
340	14,608	0,0016390	0,01078	1596,8	2622,3	1025,5	3,6638	5,3363
360	18,674	0,0018930	0,00697	1763,1	2485,7	722,6	3,9189	5,0603
374	22,084	0,002834	0,00348	2039,2	2150,7	111,5	4,3374	4,5096

Питомі об'єми і ентальпії перегрітої водяної пари при різних

t, °C	1,2 МПа		1,4 МПа		1,6 МПа		1,8 МПа		2,0 МПа		2,2 МПа		2,4 МПа	
	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг
240	0,188	0,188	0,160	2904	0,138	2895								
250	0,192	0,192	0,164	2928	0,142	2919	0,125	2911	0,112	2903	0,100	2894	0,091	2885
280	0,205	0,205	0,175	2996	0,152	2990	0,134	2983	0,120	2977	0,108	2970	0,098	2963
290	0,210	0,210	0,179	3019	0,155	3013	0,137	3007	0,123	3001	0,111	2994	0,101	2988
300	0,214	0,214	0,182	3041	0,159	3035	0,140	3030	0,126	3024	0,113	3018	0,103	3012
310							0,143	3052	0,128	3047	0,116	3042	0,106	3036
320							0,146	3075	0,131	3070	0,118	3065	0,108	3060
330							0,149	3097	0,133	3092	0,121	3088	0,110	3083
340							0,152	3119	0,136	3115	0,123	3110	0,112	3006
350							0,155	3141	0,137	3137	0,126	3133	0,115	3129
360							0,157	3164	0,141	3160	0,128	3156	0,117	3152
380							0,163	3208	0,146	3204	0,133	3200	0,121	3197
390							0,166	3230	0,149	3226	0,135	3223	0,123	3219
400							0,168	3251	0,151	3248	0,137	3245	0,125	3242
t, °C	3,0 МПа		3,2 МПа		3,4 МПа		4,0 МПа		4,2 МПа		4,4 МПа			
	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг	ν , м³/кг	h , кДж/кг	ν , м³/кг		
280	0,0772	2942	0,0718	2934	0,0670	2972	0,0589	2962	0,0557	2955	0,0527	2946		
300	0,0812	2994	0,0756	2986	0,0707	2982	0,0605	2990	0,0572	2983	0,0542	2977		
310	0,0831	3019	0,0775	3014	0,0725	3008	0,0587	3010	0,0557	3010	0,0557	3005		
320	0,0850	3044	0,0793	3033	0,0610	3016	0,0635	3042	0,0601	3037	0,0571	3032		
330	0,0869	3068	0,0810	3063	0,0759	3058	0,0650	3068	0,0616	3063	0,0585	3058		
340	0,0887	3092	0,0828	3087	0,0776	3083	0,0665	3093	0,0630	3088	0,0597	3084		
350	0,0905	3116	0,0845	3111	0,0792	3107	0,0679	3118	0,0644	3114	0,0612	3109		
360	0,0923	3139	0,0862	3135	0,0808	3131	0,0693	3143	0,0657	3139	0,0625	3134		
370	0,0941	3163	0,0879	3159	0,0824	3155	0,0707	3167	0,0671	3163	0,0638	3159		
380	0,0959	3186	0,0896	3182	0,0840	3178	0,0720	3191	0,0684	3187	0,0651	3184		
390	0,0976	3209	0,0912	3205	0,0856	3202	0,0734	3215	0,0699	3211	0,0663	3208		
400	0,0993	3232	0,0929	3228	0,0871	3225	0,0761	3261	0,0722	3258	0,0688	3255		
420	0,1030	3277	0,0961	3274	0,0902	3271	0,0787	3308	0,0748	3305	0,0712	3302		
440	0,1060	3329	0,0993	3319	0,0932	3316	0,0589	2962	0,0557	2955	0,0527	2946		

Зміст

Тема 1.	Склад палива. Об'єм повітря для горіння. Об'єм продуктів згоряння	4
Тема 2.	Ентальпія продуктів згоряння і повітря	8
Тема 3.	Тепловий баланс котельного агрегату. Коефіцієнт корисної дії і витрата палива	11
Тема 4.	Теплообмінні апарати	13
Тема 5.	Парові турбіни	18
Тема 6.	Складання теплового балансу промислової печі	20
Тема 7.	Розрахунок витрати теплоти при тепlopостачанні підприємств	23
Література		26
Додатки		27