



Міністерство освіти і науки України

Державний економіко технологічний університет транспорту

Кафедра «Вагони та вагонне господарство»

В.М. Іщенко

Теплотехніка та теплопередача

Методичні вказівки та завдання до виконання контрольної роботи для студентів освітнього кваліфікаційного рівня «бакалавр» напрямку підготовки 6.070105 «Рухомий склад залізниць» професійне (фахове) спрямування «Вагони та вагонне господарство» заочної форми навчання

Іщенко В.М.

Теплотехніка та теплопередача: Методичні вказівки та завдання до виконання контрольної роботи для студентів освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напрямок підготовки 6.070105 «Рухомий склад залізниць» професійне (фахове) спрямування «Вагони та вагонне господарство» заочної форми навчання. – К.: [ДЕТУТ], 2016. – 42с.: іл.

В основу методичних вказівок та завдань до виконання контрольної роботи для студентів заочної форми навчання освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напрямок підготовки 6.070105 «Рухомий склад залізниць» професійне (фахове) спрямування «Вагони та вагонне господарство» покладено програму навчальної дисципліни «Теплотехніка та теплопередача». Містять варіанти завдань з номерами контрольних задач, зміст контрольних задач з цифровими даними за варіантами, надані рекомендації щодо розв'язання контрольних задач з приведенням основних розрахункових рівнянь технічної термодинаміки та основ теплопередачі.

Для студентів вищих навчальних закладів залізничного транспорту заочної форми навчання освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напрямок підготовки 6.070105 «Рухомий склад залізниць» професійне (фахове) спрямування «Вагони та вагонне господарство».

Методичні вказівки та завдання розглянуті та затверджені на засіданні кафедри «Вагони та вагонне господарство» (протокол №8 від 02.03.2015 року) та на засіданні методичної комісії факультету «Інфраструктура рухомого складу залізниць» (протокол №8 від 28.04.2015 року)

Укладач: **В.М. Іщенко**, доцент.

Рецензенти: **Ю.М. Черних** к.т.н., доцент ДЕТУТ;

В.В. Сидоренко перший заступник директора ДП УДЦЗРП
«Укррефтранс»

Зміст

Вступ	4
1. Загальні методичні вказівки до виконання контрольної роботи	5
2. Завдання на контрольну роботу з розділу «Технічна термодинаміка»	6
3. Основні розрахункові формули та методичні вказівки до вирішення задач контрольної роботи з розділу «Технічна термодинаміка»	15
4. Завдання на контрольну роботу з розділу «Основи теплопередачі»	25
5. Основні розрахункові формули та методичні вказівки до вирішення задач контрольної роботи з розділу «Основи теплопередачі»	34
Література	41

Вступ

Теплотехніка та теплопередача – загальнотехнічна дисципліна, що вивчає методи отримання, перетворення, передачі та використання теплоти, а також принцип дії і конструктивні особливості теплових машин, апаратів та обладнання.

Більшість сучасних теплових процесів пов'язані з хімічними і механічними змінами стану речовини та супроводжуються підведенням або відведенням теплоти. Від правильності протікання теплових процесів залежить продуктивність тепломеханічного обладнання і якість продукції, що випускається.

Теоретичними основами дисципліни є технічна термодинаміка і теорія теплообміну. Технічна термодинаміка вивчає закономірності взаємного перетворення теплової та механічної енергії і властивості тіл, які беруть участь в цих процесах. Теорія теплообміну, або теплопередачі – це вчення про процеси розповсюдження теплоти в просторі з неоднорідним температурним полем.

Навчальна програма дисципліни передбачає використання знань студентів, які були отримані при вивченні попередніх дисциплін і дають знання, які надалі будуть використані в курсах спеціальних дисциплін.

Вивчення дисципліни «Теплотехніка та теплопередача» студентами заочної форми навчання освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напрямку підготовки 6.070105 «Рухомий склад залізниць» професійне (фахове) спрямування «Вагони та вагонне господарство» передбачає виконання контрольної роботи.

Методичні вказівки та завдання до виконання контрольної роботи з дисципліни «Теплотехніка та теплопередача» для студентів заочної форми навчання розроблені згідно з навчальною програмою з урахуванням попереднього досвіду, містять завдання на контрольну роботу, загально-методичні вказівки до виконання контрольної роботи, основні розрахункові формули та перелік літератури.

1. Загальні методичні вказівки до виконання контрольної роботи

Виконанню контрольної роботи має передувати досконале вивчення відповідного розділу курсу «Теплотехніка та теплопередача». При виконанні контрольної роботи студент повинен вирішити та письмово надати відповіді в пояснювальній записці на задачі з розділів «Технічна термодинаміка» та «Основи теплопередачі».

Студент вибирає номери контрольних задач та числові дані з таблиць варіантів. Номери та умови задач повинні бути переписані в пояснювальну записку. Обчислення всіх величин проводиться в розгорнутому вигляді. При вирішенні задач студент вказує за якою формулою та в яких одиницях вимірювання визначаються величини, звідки взяті підставлені у формулу значення (якщо вони не містяться в умові задачі). Якщо величина, яка підставляється у формулу, визначається за розрахунковою залежністю, то проміжне обчислення докладно описується. Позначення величин та термінів пояснювальної записки повинні відповідати прийнятим у підручниках.

Вирішення задача потрібно ілюструвати схемами і графіками, ретельно виконаними в пояснювальній записці. На графіках необхідно показати всі розрахункові числові дані (значення тиску, температури тощо). При вирішенні задач числові розрахунки треба виконувати в одиницях системи СІ. При використанні таблиць, номограм, імперічних формул та інших довідкових матеріалів слід зробити посилання на літературне джерело.

2. Завдання на контрольну роботу з розділу «Технічна термодинаміка»

Студент вибирає номери контрольних задач з таблиці варіантів (табл.1) по останній цифрі шифру, а числові дані до задач по передостанній цифрі шифру з таблиці числових даних величин до задач(табл.2).

Таблиця 1 – Варіанти та номери контрольних задач

Варіанти	Остання цифра шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номери контрольних задач	1	2	3	4	5	6	7	8	9	5
	13	12	11	10	14	16	14	15	16	13
	18	19	20	17	21	18	19	17	21	20
	23	22	29	28	27	26	25	24	23	25

Задачі

1. Яка масова кількість повітря повинна бути подана компресором в резервуар об'ємом 3 м^3 , щоб при постійній температурі t_1 і барометричному тиску 750 мм рт.ст. тиск по манометру в ньому підвищився від p_1 до p_2 ?

2. Аналіз продуктів згорання показав такий об'ємний склад, %: CO_2 12,2; O_2 7,1; CO 0,4; N_2 80,3. Визначити масовий склад газів, які входять в суміш газів, газову постійну, питомий об'єм і щільність суміші при абсолютному тиску p і температурі t . Визначити також парціальний тиск компонентів суміші.

3. Знайти витрату теплоти на нагрівання об'єму повітря V , м^3 , при постійному тиску 750 мм рт.ст. , якщо початкова температура повітря t_1 , а кінцева – t_2 . визначити об'єм повітря в кінці процесу нагрівання. Процес зміни стану повітря відобразити в pV - та Ts -координатах. Для об'ємної середньої теплоємності повітря при нормальних фізичних умовах прийняти лінійну залежність $c_{pm}^l = 1,2866 + 0,00012t$, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

4. Визначити газову постійну, середню (ту, що здається) молекулярну масу суміші ідеальних газів, якщо її масовий склад такий, %: CO_2 18; O_2 124 та N_2 70. Визначити також питомий об'єм та щільність суміші при

абсолютному тиску $p = 0,1$ МПа і температурі t_1 . Знайти середню масову теплоємність суміші при постійному тиску в інтервалі температур t_1 і t_2 .

5. Визначити об'ємний склад суміші ідеальних газів, заданих в масових частках (див. задачу № 4), парціальні тиски її компонентів при абсолютному тиску суміші p , а також середні ізобарні мольну і об'ємну теплоємності суміші в інтервалі температур 0°C до t .

6. До якої температури буде нагрітий вуглекислий газ (CO_2) об'ємом V_1 , якщо повідомити йому теплоту Q , кДж, при постійному абсолютному тиску p ? початкова температура $t_1 = 100^\circ\text{C}$. Визначити об'єм газу в кінці процесу нагрівання, а також питомі значення змін внутрішньої енергії, ентальпії і ентропії в процесі. Теплоємність газу прийняти незалежною від температури.

7. До якого тиску необхідно стиснути повітря в політропному процесі з середнім показником $n = 1,3$ в циліндрі двигуна внутрішнього згорання (дизеля) при початковому абсолютному тиску p_1 і температурі t_1 , щоб досягти температури запалення палива 650°C ? Визначити також роботу, що витрачається на стиснення, і кількість теплоти, що відводиться, віднесених до 1 кг повітря. Теплоємність газу вважати незалежною від температури.

8. Початкові параметри 1 м^3 азоту p_1 і t_1 . Визначити кінцеві параметри газу (V_2, p_2, t_2), якщо в процесі адіабатного розширення газу його внутрішня енергія зменшилась на ΔU , кДж. Також визначити питоме значення зміни ентальпії газу в процесі. Теплоємність азоту вважати незалежною від температури.

9. В пароперегрівачі котельного агрегата за рахунок підведеної теплоти q до 1 кг водяної пари при постійному тиску p температура пари підвищилась до значення t . Визначити стан пари та його параметри до пароперегрівача (температуру, питомий об'єм, ентальпію, внутрішню енергію і ентропію). Вирішення задачі ілюструвати is -діаграмою.

10. 1 кг вологої водяної пари ізотермічно розширюється від стану з параметрами p_1 і x_1 до тиску p_2 . Визначити кінцеві параметри (v, i, s), а

також зміни внутрішньої енергії, ентропії, кількості підведеної теплоти і роботу пари в процесі.

11. 1 кг водяної пари з початковими параметрами p_1 і x_1 стискується в адіабатному процесі, при цьому об'єм пари зменшується в 10 разів. Визначити параметри пари (p, v, t, i, s) в кінці стиснення, а також зміну ентальпії і роботу стиснення. Вирішення задачі ілюструвати is -діаграмою.

12. Водяна пара в кількості G , кг, при початковому абсолютному тиску $p_1 = 0,8$ Мпа розширюється при постійній температурі від об'єму V_1 до об'єму V_2 . Визначити кількість підведеної теплоти, зміну внутрішньої енергії і роботу в процесі. Вирішення задачі ілюструвати is -діаграмою.

13. 1 кг вологої насиченої пари при початковому значенні ентропії s_1 і початковій вологості $(1-x)$ стискується в процесі без теплообміну, при цьому об'єм пари зменшується в ε разів. Визначити абсолютний тиск, температуру і ентальпію пари в кінці процесу стиснення, а також роботу процесу. Вирішення задачі ілюструвати is -діаграмою.

14. Визначити, користуючись id -діаграмою вологого повітря, вологовміст, парціальний тиск пари та відносну вологість повітря при барометричному тиску $B = 745$ мм рт. ст., якщо відомі температура вологого повітря t і точка роси t_p .

15. Повітря, маючи тиск по манометру p_1 і температуру t_1 , витікає в атмосферу через сопло Лавалю. Масова витрата повітря – G . Визначити теоретичну швидкість витоку та основні параметри сопла (виконати схему сопла в масштабі). Кут конуса розширюючої частини сопла прийняти рівним 10° . Барометричний тиск $B = 750$ мм рт. ст. Визначити також необхідну потужність струменя при витоку. Виток вважати адіабатним, швидкість повітря перед соплом та втрати на тертя не враховувати.

16. Визначити теоретичну швидкість адіабатного витоку і масову витрату повітря із звужуючого сопла з площею вихідного перерізу f_2 , якщо абсолютний тиск повітря перед соплом p_1 , а тиск середовища, в яку витікає повітря – p_2 . Температура повітря перед соплом $t = 47^\circ\text{C}$. Швидкість повітря

на вході в сопло і втратами на тертя знехтувати. Чи буде повне розширення повітря в соплі, якщо при інших рівних умовах тиск за соплом понизиться до 400 кПа? Як при цьому зміниться витрата і швидкість витоку повітря?

17. Азот з початковим абсолютним тиском p_1 і температурою t_1 витікає в кількості 0,2 кг/с через сопло в атмосферу (барометричний тиск $B = 750$ мм рт. ст.). Визначити тип сопла, швидкість витікання і вихідний діаметр сопла. Витікання вважати адіабатним. Швидкість на вході в сопло і втратами на тертя знехтувати.

18. Волога, насичена водяною парою з початковими параметрами p_1 та x_1 , дроселюється до тиску p_2 . Визначити стан пари в кінці процесу дроселювання і його кінцеві параметри, а також зміну внутрішньої енергії і ентропії. Умовно зобразити процес дроселювання на is -діаграмою.

19. У клапанах парової турбіни водяна пара з початковими параметрами p_1 і t_1 дроселюється до тиску p_2 , а потім в соплах турбіни адіабатно розширюється до тиску p_3 . Визначити втрату корисної роботи турбіни внаслідок дроселювання. Вирішення задачі ілюструвати is -діаграмою.

20. Для циклу Карно визначити параметри всіх перехідних точок циклу, підведену і відведену теплоту, а також термічний ККД циклу, якщо задані значення граничних абсолютних тисків p_{max} і p_{min} і температур t_{max} і t_{min} . Робочим тілом є 1 кг сухого повітря.

21. Визначити ступінь стиснення, тиск, температуру в перехідних точках ідеального циклу поршневого двигуна внутрішнього згорання з підводом теплоти при постійному об'ємі, а також термічний ККД, питомі значення (1 кг робочого тіла) корисної роботи, підведеної і відведеної теплоти, якщо відомо, що абсолютний тиск робочого тіла на початку стиснення $p_1 = 95$ кПа, а в кінці стиснення – p_2 . Відношення тисків робочого тіла в процесі підведення теплоти λ . Температура на початку процесу стиснення $t_1 = 47^\circ\text{C}$. Робочим тілом вважати сухе повітря.

22. Для ідеального циклу поршневого двигуна внутрішнього згорання з ізобарним підводом теплоти визначити основні параметри робочого тіла в перехідних точках циклу, термічний ККД, корисну роботу, якщо задані початкові параметри циклу $p_1 = 0,1$ МПа і $t_1 = 47^\circ\text{C}$, ступінь стиснення ε і кількість підведеної теплоти q_1 . Робоче тіло – 1 кг сухого повітря. Теплоємність прийняти незалежною від температури.

23. 1 кг сухого повітря в ідеальному циклі поршневого двигуна внутрішнього згорання зі змішаним підводом теплоти має початкові параметри $p_1 = 0,1$ МПа і $t_1 = 67^\circ\text{C}$. Визначити основні параметри робочого тіла в перехідних точках циклу, термічний ККД та корисну роботу циклу, якщо задані ступінь стиснення ε , кількість підведеної теплоти по ізохорі q_v і по ізобарі q_p . Теплоємність повітря прийняти незалежною від температури.

24. Для ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підводом теплоти визначити основні параметри робочого тіла в перехідних точках циклу, термічний ККД, корисну роботу, кількість підведеної і відведеної теплоти, якщо на початку стиснення робочого тіла абсолютний тиск $p_1 = 0,1$ МПа, температура $t_1 = 17^\circ\text{C}$. Ступінь підвищення тиску в циклі – λ , а температура робочого тіла в кінці розширення – t_4 . Робоче тіло – 1 кг сухого повітря.

25. Для теоретичного одноступінчастого повітряного компресора визначити секундну роботу, яка витрачається на привід його, якщо подача компресора при початкових параметрах повітря ($p_1 = 0,1$ МПа і $t_1 = 17^\circ\text{C}$) складає V . Стиснення газу до кінцевого абсолютного тиску p_2 протікає по політропі з показником $n = 1,2$. Визначити також витрати води, якщо температура її в охолоджуючій порожнині компресора підвищилась на 20° .

26. Одноступінчастий поршневий компресор всмоктує повітря в кількості V при тиску $p_1 = 0,1$ МПа і температурі $t_1 = 27^\circ\text{C}$ і стискує його до тиску по манометру p_2 . Визначити секундну роботу процесу стиснення і теоретичну потужність приводу компресора для випадків ізотермічного, адіабатного і політропного (з показником політропи $n = 1,2$) стиснення.

Визначити також температуру повітря в кінці адіабатного і політропного стиснення. Зробити вивід по даних розрахунку.

27. Порівняти значення термічного ККД основного циклу паросилової установки при однакових початковому і кінцевому тисках $p_1 = p_2 = 5$ кПа, якщо в одному випадку пар сухий насичений, а в другому – перегрітий до температури t_1 (при тих самих значеннях p_1 і p_2). Вирішення задачі ілюструвати is -діаграмою.

28. Визначити термічний ККД основного циклу паросилової установки, яка працює з початковим абсолютним тиском водяної пари p_1 і початковою температурою t_1 . Як зміниться ККД, якщо пару попередньо дроселювати від тиску p_1 до тиску p_2 ? Кінцевий тиск пари $p_k = 4$ кПа. Вирішення задачі ілюструвати is -діаграмою.

29. Визначити термічний ККД циклу паросилової установки з проміжним (вторинним) перегрівом водяної пари, якщо початковий абсолютний тиск – p_1 , початкова температура – t_1 , кінцевий тиск $p_k = 5$ кПа і проміжний тиск $p_2 = 1,0$ МПа. Температуру пари при вторинному перегріві t_3 прийняти на 20° меншою за t_1 . Вирішення задачі ілюструвати is -діаграмою.

Таблиця 2 – Номери задач та числові дані величин до контрольної роботи.

Номер задачі	Величини	Передостання цифра шифру									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	$t_1, ^\circ\text{C}$	10	5	0	-5	-10	-17	-22	-27	-30	-32
	$p_1, \text{МПа}$	1,2	1,15	1,1	1,05	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	1,2
	$p_2, \text{МПа}$	2,7	2,5	2,2	2,0	1,7	1,5	1,7	2,2	2,5	2,7
2	$p, \text{МПа}$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
	$t, ^\circ\text{C}$	0	5	10	15	20	25	20	15	10	5
3	$V, \text{м}^3$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$t_1, ^\circ\text{C}$	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
	$t_2, ^\circ\text{C}$	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
4	$t_1, ^\circ\text{C}$	100	150	200	250	300	350	400	450	500	100
	$t_2, ^\circ\text{C}$	400	500	600	700	800	900	1000	900	800	700
5	$p, \text{МПа}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	$t, ^\circ\text{C}$	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	500
6	$V_1, \text{м}^3$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	$p, \text{МПа}$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,4	0,3	0,2
	$Q, \text{кДж}$	700	800	900	1000	1200	1300	1200	1100	1000	900
7	$p, \text{кПа}$	90	92	94	96	98	100	102	104	106	108
	$t_1, ^\circ\text{C}$	107	112	117	120	122	125	130	132	137	140
8	$\Delta U, \text{МДж}$	8	7,6	7	6	5	2	4,8	4	7	6
	$p_1, \text{МПа}$	10	9	8	7	6	5	6	7	8	9
	$t_1, ^\circ\text{C}$	450	427	400	377	327	200	477	427	400	400
9	$p, \text{МПа}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5
	$q, \text{кДж/кг}$	240	250	270	300	350	400	440	510	570	600
	$t, ^\circ\text{C}$	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480

Продовження табл.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
10	p_1 , МПа	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0
	x_1	0,86	0,87	0,88	0,89	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95
	p_2 , МПа	0,1	0,2	0,3	0,4	0,3	0,2	0,5	0,6	0,8	1,0
11	t_1 , °C	99,6	111,4	120,3	127	133,5	143,6	147,9	151,8	158,8	165
	x_1	0,95	0,90	0,92	0,97	0,99	0,91	0,91	0,94	0,94	0,93
12	G , кг	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2
	V_1 , м ³	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3	0,32	0,34	0,36	0,4
	V_2 , м ³	1	1,7	2,4	3,2	4,9	2,4	3,2	4,2	7,2	10
13	S , кДж/(кгК)	6,0	6,1	6,2	6,3	6,4	6,5	6,6	6,7	6,8	6,9
	$1-x$	0,19	0,07	0,12	0,07	0,16	0,08	0,07	0,03	0,09	0,05
	ε	15	5	10	5	20	10	10	10	10	10
14	t , °C	30	35	40	40	35	30	40	40	40	35
	t_p , °C	20	25	30	35	10	15	20	25	35	30
15	p_1 , МПа	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,9
	t_1 , °C	127	117	107	97	87	97	107	117	127	137
	G , кг	0,4	0,6	0,8	1	1,5	2	2,5	0,3	0,35	0,4
16	f_2 , мм ²	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
	p_1 , кПа	1000	950	900	850	800	750	700	750	800	850
	p_2 , кПа	700	700	650	650	650	600	500	500	500	450
17	p_1 , МПа	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,1
	t_1 , °C	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
18	p_1 , МПа	5	5	4	4	3	3	2	2	1	1
	x_1	0,98	0,96	0,97	0,95	0,94	0,98	0,98	0,96	0,99	0,97
	p_2 , МПа	0,3	0,1	0,2	0,1	0,1	0,3	0,2	0,1	0,3	0,1

Закінчення табл 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
19	p_1 , МПа	4	4	5	5	6	6	7	8	9	10
	t_1 , °С	400	500	450	480	500	400	420	460	470	480
	p_2 , МПа	2,5	2	3,5	3,0	4,5	4,5	5	6	6	5
	p_3 , МПа	1	1	1,5	1,5	2	2,5	2	1	1	1,5
20	p_{max} , МПа	3	2,4	4,2	2,8	5,4	6	7,2	7,5	8	10
	p_{min} , МПа	0,1	0,1	0,14	0,16	18	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18
	t_{max} , °С	330	400	450	500	550	600	650	700	750	800
	t_{min} , °С	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
21	p_2 , МПа	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	1	1,1	1,2	1,3
	λ	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5
22	ε	12	13	14	15	16	15,5	14,5	13,5	12,5	13,5
	q_1 , кДж/кг	1000	950	900	850	800	900	950	1000	1050	1100
23	ε	10	9	10	11	12	13	14	12	10	15
	q_v , кДж/кг	600	560	520	500	480	460	440	500	600	400
	q_p , кДж/кг	300	280	260	250	240	230	220	250	300	280
24	λ	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5	5,2	5,4	5,6	5,8
	t_4 , °С	480	460	450	440	430	420	410	400	390	390
25	V , м ³ /с	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,15	0,16	0,18	0,2
	p_2 , МПа	0,5	0,6	0,7	0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,6
26	V , м ³ /с	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
	p_2 , МПа	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45
27	p_1 , МПа	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	t_1 , °С	300	320	340	360	380	400	420	440	460	500
28	p_1 , МПа	10	9	8	7	6	5	5	5	5	5
	t_1 , °С	600	580	560	540	520	500	480	460	450	440
	p_2 , МПа	8	6	4	3	2	2	2,5	3	3,5	2
29	p_1 , МПа	14	13	12	11	10	9	10	11	12	13
	t_1 , °С	560	540	520	500	480	450	460	540	480	500

3. Основні розрахункові формули та методичні вказівки до вирішення задач контрольної роботи з розділу «Технічна термодинаміка»

Задачі 1-8

Задачі складені в розділах технічної термодинаміки: рівняння стану ідеального газу, суміш ідеальних газів, теплоємність, Перший закон термодинаміки та основні термодинамічні процеси.

При вирішенні цих задач можуть бути використані такі формули і вирази.

Рівняння стану ідеального газу для $I_{кг}$ газу:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (1.1)$$

або для $G_{кг}$ газу

$$p \cdot V = G \cdot R \cdot T, \quad (1.2)$$

де R – газова стала, Дж/(кг К)

$$R = \frac{8314}{\mu}, \quad (1.3)$$

де μ – маса $I_{кмоля}$ газу, кг (чисельно дорівнює молекулярній масі газу).

Для газових сумішей вводять поняття так званої середньої (уявної) молекулярної маси суміші, значення якої визначається з виразів:

через об'ємні частки

$$\mu_{CM} = \sum_1^n r_i \cdot \mu_i \quad (1.4)$$

через масові частки

$$\mu_{CM} = \frac{1}{\sum_1^n \frac{m_i}{\mu_i}}, \quad (1.5)$$

де μ_i – молекулярна маса компоненту, що входить в суміш;

m_i – масова частка газу в суміші (відношення маси цього газу, що входить в суміш, до маси всієї суміші)

$$m_i = \frac{G_i}{G}; \quad (1.6)$$

r_i – об'ємна частка (відношення приведенного об'єму якого-небудь газу, що входить в суміш, до об'єму всієї суміші)

$$r_i = \frac{V_i}{V}. \quad (1.7)$$

Формули перерахунку складу суміші:

$$r_i = \frac{m_i \cdot \mu_{CM}}{\mu_i}; \quad (1.8)$$

$$m_i = \frac{r_i \cdot \mu_i}{\mu_{CM}}. \quad (1.9)$$

Газову сталу суміші ідеальних газів R можна ще визначити через газові сталі окремих компонентів R_i , що входять у суміш

$$R = \sum_1^n m_i \cdot R_i \quad (1.10)$$

або через середню молекулярну масу суміші

$$R = \frac{8314}{\mu_{CM}}. \quad (1.11)$$

Для визначення парціального тиску окремого компонента p_i , що входить у суміш, потрібні формули

$$p_i = r_i \cdot p \quad (1.12)$$

та

$$p_i = m_i \cdot \frac{R_i}{R} \cdot p, \quad (1.13)$$

де p – загальний тиск суміші газів.

Залежно від обраної кількісної одиниці речовини розрізняють мольну теплоємність μ , $\text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$, масову – c , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ і об'ємну – c' , $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$. Об'ємну теплоємність відносять до 1м^3 при нормальних умовах ($p_0 = 760 \text{ мм.рт.ст.}$, $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$). Ці теплоємності між собою пов'язані такими залежностями:

$$c = \frac{\mu \cdot c}{\mu} = \frac{c'}{\rho_0} \quad (1.14)$$

та

$$c' = \frac{\mu \cdot c}{22,4} = c \cdot \rho_0, \quad (1.15)$$

де μ – молекулярна маса газу;

ρ_0 – щільність газу при нормальних умовах, кг/м^3 .

Мольна, масова і об'ємна теплоємності можуть бути при постійному тиску c_p і постійному об'ємі c_v . Відношення теплоємностей при постійному тиску і постійному об'ємі називають показником адіабати і позначають k

$$k = \frac{\mu \cdot c_p}{\mu \cdot c_v} = \frac{c_p}{c_v}. \quad (1.16)$$

Теплоємність газу залежить від його температури. В наближених розрахунках зазвичай нехтують цією залежністю, тобто теплоємність газів однакової атомності вважають величиною сталою. Значення мольних теплоємностей і показника адіабати наведені в таблиці 3:

Таблиця 3 – Значення мольних теплоємностей і показника адіабати

Гази	Теплоємність, кДж/(кмоль·К)		k
	μc_v	μc_p	
Одноатомні	12,56	20,93	1,67
Двоатомні	20,93	29,31	1,4
Трьох- та багатоатомні	29,31	37,68	1,29

Для сумішей ідеальних газів масова теплоємність

$$c_{CM} = \sum_1^n r_i \cdot \mu \cdot c_i, \quad (1.17)$$

об'ємна теплоємність,

$$c'_{CM} = \sum_1^n r_i \cdot c'_i \quad (1.18)$$

і мольна теплоємність

$$\mu \cdot c_{CM} = \sum_1^n r_i \cdot \mu \cdot c_i. \quad (1.19)$$

Для знаходження, наприклад, середньої мольної теплоємності в границях температур від t_1 до t_2 необхідно з відповідної таблиці взяти теплоємність μc_{m1} і μc_{m2} – відповідно в межах $0^\circ\text{C} - t_1$ та $0^\circ\text{C} - t_2$ (середні теплоємності супроводжуються індексом « m »). Потім по виразу $\mu \cdot c_m = \frac{\mu \cdot c_{m2} \cdot t_2 - \mu \cdot c_{m1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}$

визначати шукану теплоємність.

По аналогічних формулах визначаються c і c' .

Якщо заданий об'єм V , м³, який займає газ, то кількість теплоти у відповідному процесі

$$Q = V_0 \cdot (c'_{m2} \cdot t_2 - c'_{m1} \cdot t_1), \quad (1.20)$$

де об'єм газу при нормальних умовах

$$V_0 = V \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0}. \quad (1.21)$$

Тут T_0 і p_0 – абсолютна температура і абсолютний тиск, що відповідають нормальним умовам.

Якщо в процесі беруть участь G кг речовини, то кількість теплоти у відповідному процесі буде дорівнювати

$$Q = G \cdot (c_{m2} \cdot t_2 - c_{m1} \cdot t_1). \quad (1.22)$$

В pv – діаграмі лінія, що зображує політропний процес, має рівняння $pv^n = \text{const}$, де n – показник політропи. Зв'язок між основними параметрами робочого тіла в політропному процесі виражається такими формулами:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n; \quad (1.23)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}; \quad (1.24)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.25)$$

Для адіабатного процесу в цих формулах показник n замінюється показником $k = c_p/c_v$.

Зміна внутрішньої енергії ентальпії і ентропії не залежить від характеру процесу і при постійній теплоємності для 1кг ідеального газу підраховується за формулами:

$$u_2 - u_1 = c_v \cdot (t_2 - t_1); \quad (1.26)$$

$$i_2 - i_1 = c_p \cdot (t_2 - t_1); \quad (1.27)$$

$$s_2 - s_1 = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.28)$$

В останньому виразі c – теплоємність відповідного процесу. Для політропного процесу:

$$c_n = c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1}. \quad (1.29)$$

Питома робота політропного процесу:

$$l = \frac{R}{n - 1} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (1.30)$$

В адіабатному процесі питома робота дорівнює зміні внутрішньої енергії з протилежним знаком:

$$l = u_1 - u_2 = c_v \cdot (t_1 - t_2). \quad (1.31)$$

Задачі 9-13

Задачі вирішуються за допомогою is -діаграми водяної пари, практично частина якої складається з двох областей. Нижче пограничної кривої сухої насиченої пари (ступінь сухості $x = 1$) буде область вологої насиченої пари ($0 < x < 1$), вище – область перегрітої пари. Тому, коли в задачі необхідно визначити стан пари, потрібно показати, в якій області діаграми знаходиться точка даного стану пари. В is -діаграмі в області вологої пари відповідні ізобара і ізотерма співпадають і зображаються однією лінією, оскільки в цій області певному тиску відповідає певна температура насичення. В області перегрітої

пари ізотерми відхиляються від ізобар вправо, асимптотично наближуючись до горизонталі.

Питома внутрішня енергія пари $u = i - pv$, (зверніть увагу на відповідність розмірностей величин). Якщо ентальпія i , кДж/кг , тиск p , $\text{кПа(кн./м}^2\text{)}$, питомий об'єм v , $\text{м}^3/\text{кг}$, то $u - \text{кДж/кг}$.

Питома теплота в ізобарному процесі дорівнює зміні ентальпії в цьому процесі, тобто

$$q = T(s_2 - s_1). \quad (1.32)$$

В зворотному адіабатному процесі зміни стану пари, що протікають при постійному значенні ентропії, питома робота процесу

$$l = u_1 - u_2 = (i_1 - p_1 \cdot v_1) - (i_1 - p_2 \cdot v_2). \quad (1.33)$$

Процес дроселювання пари умовно відображається лінією постійної ентальпії.

Задача 14

Задача вирішується за допомогою *id*-діаграми вологого повітря. Температура, до якої треба охолодити при постійному тиску вологе повітря, щоб воно стало насиченим ($\varphi = 100\%$), називається точкою роси. Шуканий стан повітря визначається точкою перетину лінії $d = idem$ з ізотермою t .

Задачі 15-19

Задачі складено на процеси витікання і дроселювання газів і парів. Процес витікання приймається без теплообміну, тобто адіабатним, для якого у вказівках до задач 1-8 наведені формули, що зв'язують основні параметри ідеального газу, і нерозривним (суцільним), коли виконується рівність (рівняння нерозривності)

$$G \cdot v = f \cdot c, \quad (1.34)$$

де G – масова витрата газу або пари, кг/с ;

v – питомий об'єм газу або пари, $\text{м}^3/\text{кг}$;

f – площа даного перерізу сопла, м^2 ;

c – швидкість потоку в розглянутому перерізі, м/с .

З цього рівняння можна визначити масову витрату, або площу даного перерізу сопла.

Якщо адіабатне витікання газу або пари відбувається при відношенні тисків p_2/p_1 більше критичного значення $(p_2/p_1)_{кр}$, то застосовують сопло, що звужується. В цьому випадку теоретична швидкість витікання визначається за формулою, м/с

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (1.35)$$

В цій формулі величини p і v мають відповідно такі одиниці вимірювання: Па, м³/кг.

Для водяної пари швидкість витікання визначають за формулою

$$c_2 = 44,76 \cdot \sqrt{i_1 - i_2}, \quad (1.36)$$

де i_1 та i_2 – відповідно ентальпії пари на початку і в кінці адіабатного процесу витікання, що визначаються з is -діаграми (див. рис. 1.1), кДж/кг.

Критичне відношення тисків $(p_2/p_1)_{кр}$, для двоатомних газів і повітря ($k = 1,4$), дорівнює 0,528, а для перегрітої водяної пари – 0,546.

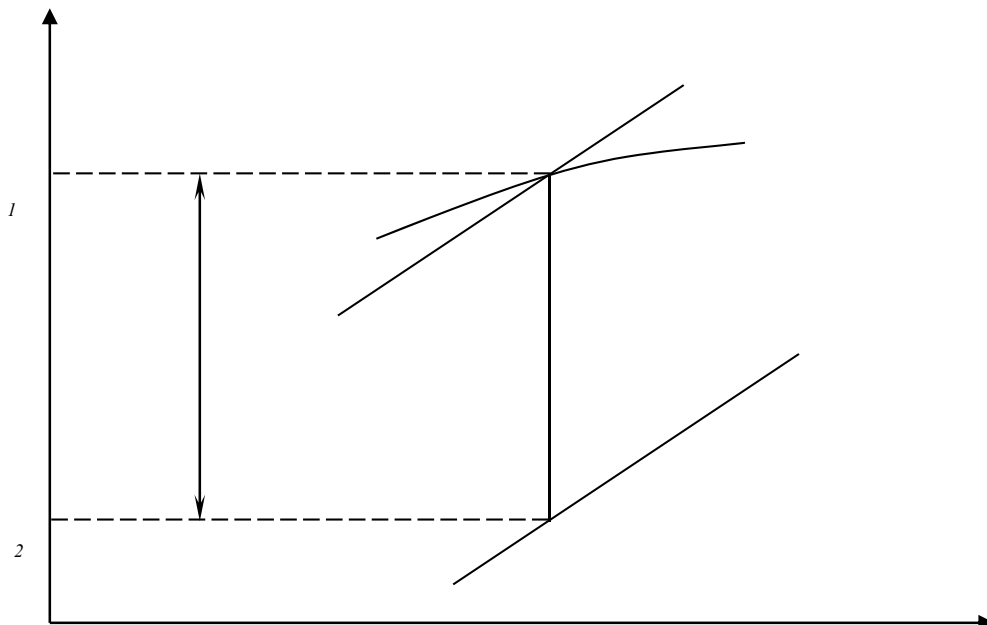


Рис. 1.1 – Визначення різниці ентальпій адіабатного процесу

Якщо витікання відбувається при $p_2/p_1 < (p_2/p_1)_{кр}$, то застосовують сопло Лавалю, що розширюється, де швидкість у вихідному перетині сопла досягає надкритичних (надзвукових) значень. У цьому випадку швидкість на виході з сопла визначається за формулою (1.36), а критична швидкість в мінімальному перетині для двохатомних газів за формулою

$$c_{кр} = 1,08 \cdot \sqrt{p_1 \cdot v_1} \quad (1.37)$$

або

$$c_2 = 1,08 \cdot \sqrt{R \cdot T_1} \quad (1.38)$$

Для перегрітої пари

$$c_{кр} = 44,76 \cdot \sqrt{i_1 - i_{кр}}, \quad (1.39)$$

де $i_{кр}$ – ентальпія пари в мінімальному перетині сопла в кінці адіабатного процесу розширення пари до критичного тиску $p_{кр} = 0,546p_1$ визначається по is -діаграмі. Площа мінімального перетину сопла Лавалю може бути визначена з рівняння нерозривності потоку

$$f_{\min} = \frac{M \cdot v_{кр}}{c_{кр}} \quad (1.39)$$

Для газів

$$v_{кр} = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_{кр}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (1.40)$$

Для водяної пари величина $v_{кр}$ може бути визначена по is -діаграмі. Оскільки в процесі адіабатного дроселювання газу або пари ентальпія не змінюється, то лінія, що зображує умовно цей процес в is -діаграмі, буде паралельна осі s .

Задачі 20-24

Викреслюється цикл в p - v -та T - s -діаграмах з позначеннями всіх перехідних точок циклу. Цикл Карно складається з двох ізотерм і двох адіабат.

Оскільки в теоретичних циклах поршневих двигунів внутрішнього згорання і газотурбінному устаткуванні процеси стиснення та розширення є

адіабатними, то основні параметри в точках цих процесів можуть бути визначені з залежностей між початковими і кінцевими параметрами адіабатного процесу (див. вказівки до задач 1-8).

У задачах 22 і 23 невідомі значення температур у відповідних точках процесу визначаються з формули теплоти даного процесу. В ряді точок циклу, невідомий параметр стану робочого тіла знаходиться з рівняння стану ідеального газу. Якщо в даній задачі визначені термічний ККД η_t і питома корисна робота l_0 , то питома кількість підведеного тепла в циклі

$$q_1 = \frac{l_0}{\eta_t}, \quad (1.41)$$

а відведеної

$$q_2 = q_1 - l_0. \quad (1.42)$$

Задачі 25-26

Якщо об'єм всмоктуваного газу – V_1 , м/с, то теоретична секундна робота політропного стиснення буде дорівнювати

$$L_{сж} = \frac{1}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (1.43)$$

При політропному стисненні теоретична потужність приводу компресора в n раз більше потужності процесу стиснення.

Для адіабатного процесу в формулах показник n замінюється показником k .

Теоретична робота приводу компресора при ізотермічному стисненні дорівнює роботі процесу стиснення

$$L = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (1.44)$$

В задачі 25 витрата води W при охолодженні компресора визначається з рівняння теплового балансу

$$W \cdot c_p \cdot \Delta t = G \cdot c_n \cdot (t_2 - t_1), \quad (1.45)$$

де c_p – теплоємність води;

c_n – теплоємність політропного процесу стиснення повітря (див. вказівки до задач 1-8);

G – маса всмоктуваного повітря.

Температура газу в кінці політропного та адіабатного стиснення визначається з формул зв'язку між основними параметрами цих процесів (див. вказівки до задач 1-8).

Задачі 27-29

Термічний ККД паросилового циклу (циклу Ренкіна)

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}, \quad (1.46)$$

де i_1 – ентальпія пари на початку адіабатного процесу розширення пари в паровому двигуні (точка 1). Значення i_1 визначається по is -діаграмі по заданих початкових параметрах пари (див. рис. 1.1);

i_2 – ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення пари (точка 2 знаходиться на перетині лінії розширення $s_1 = const$ з ізобарою p_2 заданого тиску в конденсаторі (див. рис. 1.1);

i_2' – ентальпія рідини (конденсату), що кипить при заданому тиску в конденсаторі. Значення i_2' береться з додатку 2 в кінці II частини завдання.

Для циклу з проміжковим (вторинним) перегрівом пари

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2) + (i_3 - i_4)}{(i_1 - i_2') + (i_3 - i_2)}, \quad (1.47)$$

де i_1 та i_2 – початкове та кінцеве значення ентальпії пари в адіабатному процесі розширення його в першому ступені двигуна до тиску p_2 ;

i_3 – ентальпія після перегріву пари в проміжному пароперегрівачі до температури i_2 при тиску p_2 ;

i_4 – ентальпія пари в кінці адіабатного розширення пари в другому ступені двигуна.

Значення i_1, i_2, i_3 та i_4 визначаються по is -діаграмі.

4. Завдання на контрольну роботу з розділу «Основи теплопередач»

Студент вибирає номери контрольних задач з таблиці варіантів (табл. 4) по останній цифрі шифру, а числові дані до задач по передостанній цифрі шифру з таблиці числових даних величин до задач (табл.5).

Таблиця 4 – Варіанти та номери контрольних задач.

Остання цифра шифру										
Номери контрольних задач	5	6	0	1	2	2	1	0		
	0	3	7	3	4	9	3	0	5	4
			4	5	9	4	8	5	3	2

Задачі

1. Обчислити щільність теплового потоку q через плоску стінку товщиною δ , виконану з приведених нижче ізоляційних матеріалів (що використовуються у вагонобудуванні), коефіцієнти теплопровідності яких λ , Вт/(мК), пов'язані з температурою такими лінійними залежностями:

- шевелін $\lambda = 0,060 + 0,002t$;
- міпора $\lambda = 0,035 + 0,002t$;
- полістірол ПСБ-С $\lambda = 0,038 + 0,0036t$;
- поліуретан ППУ-ЗС $\lambda = 0,04 + 0,0035t$;

Температури поверхонь стінки відповідно дорівнюють t_1^{CT} і t_2^{CT} .

2. За даними теплових вимірів тепломіром середній питомий тепловий потік через огороження ізотермічного вагона при температурі зовнішнього повітря t_H і температурі повітря в вагоні t_B склав q . На скільки відсотків зміниться кількість тепла, яке надходить у вагон за рахунок теплопередачі через огорожу, якщо при інших рівних умовах на його поверхню накласти додатковий шар ізоляції з піатерма товщиною $\delta = 30$ мм з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,036$ Вт/(мК)?

3. Визначити необхідну мінімальну товщину обмуровки газоходу котла, щоб температура її зовнішньої поверхні не перевищувала 50°C при температурі газів в газоході t_1 . Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності обмуровки $\lambda = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, сумарний коефіцієнт тепловіддачі з боку газів – α_1 , з боку повітря $\alpha_2 = 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, а температура повітря $t_2 = 20^{\circ}\text{C}$.

4. Стінки робочої камери промислової нагрівальної печі мають внутрішній вогнестійкий шар товщиною $\delta_1 = 0,12 \text{ м}$ з шамотної цегли і зовнішній шар товщиною $\delta_2 = 0,25 \text{ м}$ з будівельної цегли. Температура зовнішньої поверхні зовнішнього шару – , коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні до навколишнього повітря $\alpha_2 = 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, а температура повітря – t_2 . Визначити температуру внутрішньої поверхні камери печі t_1^{CT} і побудувати графік розподілу температур по довжині стінки. Які добові втрати тепла через стінку з площею поверхні $F = 20 \text{ м}^2$? Коефіцієнт теплопровідності шамотної цегли $\lambda_1 = 0,86 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, будівельної цегли $\lambda_2 = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

5. Теплообмінна поверхня рекуперативного теплообмінника для охолодження масла виконана з нержавіючих трубок з внутрішнім діаметром $d = 20 \text{ мм}$ і товщиною стінки $\delta = 2,5 \text{ мм}$ ($\lambda_{CT} = 20 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$). Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджуваного масла до внутрішньої поверхні трубок – α_1 , а від зовнішньої поверхні трубок до охолоджуючої води – α_2 . Визначити лінійний коефіцієнт теплопередачі k_l , $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. У скільки разів необхідно збільшити коефіцієнт тепловіддачі α_1 , щоб при інших незмінних умовах коефіцієнт теплопередачі збільшився на 35 %? Чи можливе таке підвищення коефіцієнта теплопередачі шляхом збільшення коефіцієнта тепловіддачі α_2 ?

6. Паропровід насиченої пари з абсолютним тиском p має температуру стінки труби з зовнішнім діаметром d , практично рівну температурі пари. Паропровід вкритий двома шарами ізоляції однакової товщини $\delta = 50 \text{ мм}$. Коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу внутрішнього шару $\lambda_1 = 0,08 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, а зовнішнього шару $\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Визначити втрати тепла на 1 пог.м паропроводу пари температурі навколишнього повітря 15°C і

коефіцієнті тепловіддачі $\alpha_2 = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Як зміняться втрати тепла, якщо шари ізоляції поміняти місцями, зберігаючи всі інші умови без змін?

7. Трубопровід теплової мережі з зовнішнім діаметром d_1 прокладений в каналі зі збірних залізобетонних блоків і має товщину ізоляційного циліндричного шару $\delta = 150 \text{ мм}$. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції $\lambda = 0,06 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, температура зовнішньої поверхні трубопроводу (під ізоляцією) – t_1^{CT} . Температура повітря в каналі $t_2 = 40^\circ\text{C}$. коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря $\alpha_2 = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. В результаті нещільностей у фланцевих з'єднаннях і сальниках арматури, а також проникнення в канал ґрунтових вод ізоляція трубопроводу зволожилась так, що її коефіцієнт теплопровідності збільшився до $\lambda' = 0,13 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, а температура в каналі підвищилась до $t_2' = 45^\circ\text{C}$. Як зміняться при цьому теплові втрати на 1 пог.м трубопроводу? Визначити, чи вигідно облаштувати канал вентиляційними шахтами для просушки ізоляції, якщо при цьому температура повітря в каналі знизиться до $t_2'' = 25^\circ\text{C}$, а коефіцієнт теплопровідності ізоляції стає рівним $\lambda'' = 0,08 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$? Інші умови вважати незмінними.

8. Алюмінієвий дріт діаметром $d_1 = 5 \text{ мм}$ вкритий шаром ізоляції товщиною $\delta = 4 \text{ мм}$ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Питомий активний електричний опір дроту $\rho = 0,03 \text{ (Ом}\cdot\text{мм}^2)/\text{м}$. Визначити гранично допустимий струм у дроті, якщо допустима температура нагріву внутрішнього шару ізоляції 65°C . Температура навколишнього повітря – t_2 , а коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря – α_2 . Якою буде температура поверхні дроту, якщо при цьому ж струмі та інших незмінних умовах зняти з нього ізоляцію?

9. По оголеному алюмінієвому дроту діаметром $d = 7 \text{ мм}$ тече струм I . Яку температуру – t_{CT} буде мати поверхня дроту при температурі оточуючого повітря – t_B , якщо коефіцієнт тепловіддачі до оточуючого повітря визначається співвідношенням: $\alpha = 2,8 (t_{CT} - t_B)^{0,25}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, а активний електричний опір дроту $r_l = 8,4 \cdot 10^{-4} \text{ Ом}/\text{м}$? Яка при цьому лінійна щільність теплового потоку?

10. Пасажирський вагон має площу огороження кузова $F = 225\text{ м}^2$. Приведений коефіцієнт теплопередачі через огороження вагона з урахуванням інфільтрації повітря $k = 2,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Яка буде середня температура повітря в вагоні при температурі зовнішнього повітря t_H , якщо отоплювальна система вагона має сумарну площу теплообмінної поверхні $F = 25\text{ м}^2$, її температура t_{CT} ? Середній коефіцієнт тепловіддачі від теплообмінної поверхні системи опалення до повітря $\alpha_2 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Сумарна потужність додаткових джерел внутрішнього тепловиділення в вагоні $Q_{BH.B} = 2,8 \text{ кВт}$.

11. По трубі діаметром $d = 35 \text{ мм}$ тече повітря. Витрата повітря G , кг/ч, температура на вході $t'_B = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Середня температура внутрішньої поверхні труби $t_{CT} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Яка буде температура на виході з труби, якщо вона має довжину $l = 5\text{ м}$?

12. По трубі діаметром $d = 18 \text{ мм}$ тече вода з середньою швидкістю $\omega = 1,3 \text{ м/с}$. Температура води на вході в трубу $t'_{Ж}$, середня температура внутрішньої поверхні труби $t_{CT} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$. На якій відстані від входу температура води, що нагрівається, досягне $t''_{Ж}$?

13. Яку мінімальну теплову потужність Q_{min} , кВт, повинен мати вмонтований в цистерну підігрівач нафтопродукту, щоб забезпечити середню температуру поверхні цистерни t_{CT} ? Котел цистерни діаметром $d = 2,8 \text{ м}$, розрахункова площа поверхні $F=110\text{ м}^2$, розміщений горизонтально і захищений від вітру. Температура повітря – t_B . Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі від поверхні цистерни треба скористатися критеріальною формулою для розрахунку теплообміну навколо горизонтальної труби в умовах звичайної конвекції.

14. Сталева стінка теплообмінної поверхні парового котла товщиною $\delta = 22 \text{ мм}$ омивається з однієї сторони кип'яченою водою при абсолютному тиску p , а з другої – димовими газами з температурою $t_l = 900 \text{ }^\circ\text{C}$. Питоме паровиробництво поверхні нагріву g , кг $(\text{м}^2\text{ч})$ сухої насиченої пари. Визначити

коефіцієнт теплопередачі k і перепад температур в стінці Δ_{cm} , якщо коефіцієнт теплопровідності сталі $\lambda = 40 \text{ Вт/(мК)}$.

15. Для пропарки котла цистерни використовують насичену водяну пару. Після досягнення встановленого теплового режиму середня температура зовнішньої поверхні котла цистерни стала рівною 80°C , а середня температура пари всередині котла $t_1 = 100^\circ\text{C}$. Температура витікаючого конденсату $t_{KD} = 95^\circ\text{C}$. Визначити витрату сухої пари D , яку показує паромір, встановлений на підводящому паропроводі, якщо абсолютний тиск перед пароміром відповідає тиску котлоагрегату $p = 0,6 \text{ МПа}$. Температура навколишнього повітря t_B . Розрахункова площа поверхні теплообміну цистерни $F = 100 \text{ м}^2$. Коефіцієнт тепловіддачі від її зовнішньої поверхні до повітря α_2 . Яку частину від загального термічного опору теплопередачі складає термічний опір стінок котла, якщо середня товщина стінок $\delta = 10 \text{ мм}$, а коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{ст} = 50 \text{ Вт/(мК)}$?

16. Плоска сталевна стінка, яка має коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 50 \text{ Вт/(мК)}$, товщиною $\delta = 12 \text{ мм}$, омивається з однієї сторони димовими газами з температурою $t_1 = 900^\circ\text{C}$, а з другої – водою з температурою $t_2 = 200^\circ\text{C}$. Коефіцієнт тепловіддачі – α_1 і α_2 . Визначити коефіцієнт теплопередачі k і тепловий потік q для чистої стінки; для стінки покритої зі сторони води шаром накипу товщиною $\delta_2 = 10 \text{ мм}$; $\lambda_2 = 0,6 \text{ Вт/(мК)}$. Знайти температуру поверхонь стінки і накипу, побудувати для обох випадків графіки розподілу температури.

17. Якою повинна бути теоретична холодопродуктивність рефрижераторної установки для підтримки в холодильній камері постійної температури повітря t_2 при температурі зовнішнього повітря t_1 , якщо середній приведений коефіцієнт теплопередачі загорожі камери $k = 0,32 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$, а теплова потужність джерел внутрішнього тепловиділення $Q_B = 12 \text{ кВт}$? Розрахункова площа поверхні загорожі камери $F = 220 \text{ м}^2$. Визначити середню температуру внутрішньої поверхні стінок t_2^{CT} камери, якщо коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої сторони $\alpha_2 = 2,65 \cdot (t_2^{CT} - t_2)^{0,25} \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$.

18. Оголений металевий трубопровід діаметром $d = 160$ мм має температуру поверхні t_{CT} . Ступінь чорноти поверхні $\varepsilon = 0,8$. Визначити втрати тепла опроміненням на 1 пог.м трубопроводу при температурі оточуючого середовища $t_0 = 0^\circ\text{C}$. Які будуть втрати опроміненням, якщо цей трубопровід оточити тонким циліндричним екраном діаметром $d_e = 200$ мм зі ступенем чорноти поверхні ε_e ?

19. Визначити тепловий потік опроміненням і конвекцією від бокової поверхні циліндру діаметром $d = 120$ мм і довжиною $l = 10$ м зі ступенем чорноти ε в оточуюче середовище, що має температуру $t_0 = 0^\circ\text{C}$, якщо температура поверхні t_{CT} , а коефіцієнт тепловіддачі конвекцією – α_k . Яке значення сумарного коефіцієнту тепловіддачі?

20. В середину тіла, що має форму кулі діаметром $d = 100$ м, вбудовано електричний нагрівач. При постійній електричній потужності нагрівача W на поверхні кулі встановлюється температура t_{CT} при температурі навколишнього середовища $t_0 = 27^\circ\text{C}$. Визначити інтегральний ступінь чорноти поверхні тіла, якщо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією – α_k . Якою повинна бути потужність електричного нагрівача при абсолютно чорній поверхні тіла та інших незмінних умовах?

21. Визначити щільність теплового потоку опроміненням q Вт/м², між двома розташованими на близькій відстані паралельними площинами, що мають ступінь чорноти поверхні ε_1 і ε_2 і температуру відповідно t_1 і t_2 . У скільки разів зміниться щільність теплового потоку опроміненням, якщо ступінь чорноти поверхні ε_2 зменшити в два рази?

22. В пароводяному рекуперативному теплообміннику вода нагрівається насиченою парою. Витрати води $G_w = 1$ кг/с. Визначити коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику, якщо його площу теплообмінної поверхні – F , а відношення температурних напорів на вході і виході $\Delta t_\delta / \Delta t_m$.

23. Визначити необхідні площі поверхонь прямооточного і протиточного теплообмінників для охолодження масла у кількості $G_m = 0,93$ кг/с від $t'_m = 65^\circ\text{C}$

до $t''_m = 55^\circ\text{C}$. Витрата охолоджуючої води $G_w = 0,55$ кг/с, а її температура на вході в теплообмінник – t'_w . Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі – k . Теплоємність масла $C_m = 2,5$ кДж/(кг·К). Теплоємність води $C_w = 2,5$ кДж/(кг·К). Зобразити графіки зміни температур води і масла в теплообміннику.

24. В пароводяному рекуперативному теплообміннику з площею теплообмінної F вода нагрівається насиченою парою з абсолютним тиском p . Температура води на вході $t' = 15^\circ\text{C}$, а витрата її $G = 1$ кг/с. Визначити кінцеву температуру підігріву води t'' , якщо коефіцієнт теплопередачі $k = 3000$ Вт/(м²·К).

25. Визначити температуру підігріву повітря t''_B ; в калорифері з поперечним обмиванням оребрених трубок повітрям **на основі** наступних даних: розрахункова площа теплообмінної поверхні $F = 14,5$ м²; температура гріючої води на вході $t'_w = 90^\circ\text{C}$, на виході $t''_w = 70^\circ\text{C}$; коефіцієнт теплопередачі $k = 22$ Вт/(м²·К); температура повітря на вході в калорифер – t'_B ; витрата повітря $G_B = 0,4$ кг/с.

Таблиця 5 – Номера задач та числові дані величин до контрольної роботи

Номери задач	Величини	Передостання цифра шифру									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	δ , мм	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
	t_1^{CT} , °C	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	t_2^{CT} , °C	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10
2	t_H , °C	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
	t_B , °C	1	2	3	4	0	-1	-2	-3	-4	-6
	q , Вт/м ²	8,5	9,0	9,5	10,5	13,0	14,5	16,0	17,5	19,0	20,5
3	t_1 , °C	300	350	400	450	500	550	575	600	625	650
	α_1 , Вт/(м ² ·К)	65	60	55	50	45	40	42	38	35	32
4	t_3^{CT} , °C	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58
	t_2 , °C	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
5	α_1 , Вт/(м ² ·К)	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
	α_2 , Вт/(м ² ·К)	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
6	d , мм	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
	p , МПа	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,75
7	d_1 , мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
	t_1^{CT} , °C	130	132	135	137	114 0	142	145	147	150	155
8	t_2 , °C	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
	α_2 , Вт/(м ² ·К)	9	10	11	12	13	114	15	16	117	18
9	I , А	235	230	225	220	215	210	205	200	195	190
	t_B , °C	0	5	10	15	20	25	30	32	35	40
10	t_H , °C	+5	0	-2	-5	-7	-10	-12	-15	-17	-20
	t_{CT} , °C	40	48	52	57	61	67	71	75	81	86
11	G , кг/с	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80
12	$t_{Ж}^I$, °C	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
	$t_{Ж}^{II}$, °C	35	40	45	30	55	60	65	70	75	80

Закінчення таблиці 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	$t_{CT}, ^\circ\text{C}$	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58
	$t_B, ^\circ\text{C}$	-20	-15	-10	-5	0	10	15	16	17	18
14	$p, \text{МПа}$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
	$g, \text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{ч})$	21	22	23,0	24	25	26	27	28	29	30
15	$t_B, ^\circ\text{C}$	15	13	10	8	5	2	0	-2	-5	-10
	$\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	9,0	9,5	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5	17,0
16	$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
	$\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	1500	1600	1700	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000
17	$t_1, ^\circ\text{C}$	25	26	27	28	29	30	31	32	34	36
	$t_2, ^\circ\text{C}$	-8	-7	-6	-5	-4	-3	0	+2	+5	+6
18	$t_{CT}, ^\circ\text{C}$	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625
	ε_e	0,28	0,26	0,24	0,22	0,2	0,18	0,16	0,14	0,12	0,1
19	$t_{CT}, ^\circ\text{C}$	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
	ε	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45
	$\alpha_k, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	$t_{CT}, ^\circ\text{C}$	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
	$W, \text{кВт}$	0,1	0,15	0,18	0,25	0,35	0,4	0,55	0,6	0,75	1
	$\alpha_k, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	9	9,5	10	11	11,5	12	12,5	13	14	15
21	ε_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,8
	ε_2	0,85	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,15
	$t_1, ^\circ\text{C}$	1027	977	927	877	827	777	727	677	627	527
	$t_2, ^\circ\text{C}$	527	477	427	377	327	277	227	177	127	77
22	$F, \text{м}^2$	0,8	1,2	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,7	2,8
	$\Delta t_{\bar{\theta}}/\Delta t_M$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
23	$t'_w, ^\circ\text{C}$	20	25	28	30	32	34	35	10	112	15
	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	170	180	190	200	210	220	230	150	160	170
24	$F, \text{м}^2$	0,8	1,2	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,7	2,8
	$p, \text{МПа}$	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,16	0,12	0,1	0,09	0,08
25	$t'_B, ^\circ\text{C}$	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15

5. Основні розрахункові формули та методичні вказівки до вирішення задач контрольної роботи з розділу «Основи теплопередач»

Щільність теплового потоку $q = Q/F$, Вт/м², через плоску стінку при стаціонарному тепловому режимі може бути знайдена за однією з таких формул:

$$q = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_1^{CT}); \quad (2.1)$$

$$q = \frac{t_1^{CT} - t_{n+1}^{CT}}{R_t}; \quad (2.2)$$

$$q = \alpha_2 (t_{n+1}^{CT} - t_2); \quad (2.3)$$

$$q = k \cdot (t_1 - t_2), \quad (2.4)$$

де t_1^{CT} і t_{n+1}^{CT} – температури поверхонь стінки, °С;

t_1 і t_2 – температури середовищ (теплоносіїв), що омивають стінку, °С;

α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони гарячого і холодного теплоносіїв, Вт/(м²·К);

R_t – термічний опір стінки, (м²·К)/Вт

$$R_t = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}; \quad (2.5)$$

δ_i – товщина i -го шару стінки, м;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності i -го шару, Вт/(м·К);

n – кількість шарів у стінці;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + R_t + 1/\alpha_2}. \quad (2.6)$$

Якщо коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки пов'язаний з температурою лінійною залежністю $\lambda = a + b \cdot t$ (задача 1), то його значення треба взяти при середній температурі стінки $t = \frac{1}{2} \cdot (t_1^{CT} + t_2^{CT})$.

В задачі 2 треба спочатку з (2.4) визначити термічний опір теплопередачі

$R_1 = \frac{1}{k}$ для одношарової стінки, а потім з урахуванням додаткового шару

$R_2 = R_1 + \frac{\delta}{\lambda}$. Щільність теплового потоку зворотно пропорційна термічному

опору, тобто $q = \frac{(t_H - t_B)}{R}$.

В задачах 3 і 4 спочатку треба знайти щільність теплового потоку (2.3), а потім, використовуючи формулу (2.4), визначити необхідну мінімальну товщину обмуровки котла (задача 3), або шукану в задачі 4 температуру внутрішньої поверхні камери печі t_1^{CT} за формулою (2.2).

Тепловий потік через циліндричну стінку довжиною 1 м, що зветься лінійною щільністю теплового потоку $q_l = \frac{Q}{l}$, *Вт/м*, визначається за однією з таких форму:

$$q_l = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_1^{CT}) \cdot \pi \cdot d_1; \quad (2.7)$$

$$q_l = \frac{2 \cdot \pi \cdot (t_1^{CT} - t_{n+1}^{CT})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}; \quad (2.8)$$

$$q_l = \alpha_2 \cdot (t_{n+1}^{CT} - t_2) \cdot \pi \cdot d_{n+1}; \quad (2.9)$$

$$q_l = k_l \cdot (t_1 - t_2), \quad (2.10)$$

де d_1 – діаметр внутрішньої поверхні циліндричної стінки, *м*;

d_{i+1} – зовнішній діаметр *i*-го шару циліндричної стінки, *м*;

k_l – лінійний коефіцієнт теплопередачі, *Вт/(мК)*

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}}. \quad (2.11)$$

Лінійний коефіцієнт теплопередачі чисельно дорівнює кількості тепла, яке проходить через циліндричну стінку довжиною 1м в одиницю часу від одного середовища до другого при різниці температур між ними один градус.

Величина $R_l = \frac{1}{k_l}$ називається лінійним термічним опором теплопередачі.

Розглянуті формули (2.7) – (2.11) необхідно використовувати при рішенні задач 5-7.

Задача 8 вирішується на основі рівняння теплового балансу

$$q_l = I^2 \cdot r_l = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot (t_1^{CT} - t_2^{CT})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (2.12)$$

і рівняння тепловіддачі (2.9) при $n = 1$.

Де I – шуканий струм у дроті, A ;

r_l – лінійний активний електричний опір дроту, Om/m ;

d_2 – зовнішній діаметр ізоляції, m

$$d_2 = d_1 + 2\delta. \quad (2.13)$$

Для визначення температури поверхні голого дроту необхідно скористатись також рівнянням (2.9).

У задачі 9 коефіцієнт тепловіддачі від поверхні дроту до оточуючого повітря заданий у вигляді залежності від шуканої температури, тобто $\alpha =$, тому рівняння теплового балансу буде мати вигляд:

$$q_l = I^2 \cdot r_l = f(t_{CT}) \cdot [t_{CT} - t_B] \cdot \pi \cdot d. \quad (2.14)$$

Для вирішення задачі 10 необхідно розглядати рівняння теплового балансу джерел тепловиділення і теплових втрат через огорожу кузова вагона, вважаючи всі теплообмінні поверхні плоскими.

В задачах 11,12 і 13 необхідно спочатку знайти значення середнього коефіцієнта конвективної тепловіддачі α , використовуючи такі критеріальні формули:

а) при вимушеній розвинутій турбулентній течії рідини в трубі ($Re > 10^4$, $l/d > 50$)

$$Nu_{жс} = 0,021 Re_{жс}^{0,8} \cdot P \cdot r_{жс}^{0,43} \cdot (P \cdot r_{жс} / P \cdot r_{CT})^{0,25}, \quad (2.15)$$

(для повітря $Nu_{жс} = 0,018 Re_{жс}^{0,8}$);

б) при вільному рухові близько горизонтальних труб ($10^3 < Gr_{жс} Pr_{жс} < 10^8$)

$$Nu_{жс} = 0,5(Gr_{жс} \cdot Pr_{жс})^{0,25} \cdot (P \cdot r_{жс} / P \cdot r_{СТ})^{0,25}, \quad (2.16)$$

(для повітря $Nu_{жс} = 0,46Gr_{жс}^{0,25}$).

Індекс «ж» в наведених формулах означає, що величин, які входять у визначаючі і визначаємі критерії подоби, віднесені до середньої температури рідини – $t_{жс}$, тобто

$$Nu_{жс} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_{жс}}; \quad (2.17)$$

$$Re_{жс} = \frac{\omega \cdot d}{v_{жс}} = \frac{4G}{\pi \cdot d \cdot \mu_{жс}}; \quad (2.18)$$

$$Pr_{жс} = \frac{v_{жс}}{\alpha_{жс}}; \quad (2.19)$$

$$Gr_{жс} = \frac{\beta_{жс} \cdot g \cdot d^3 \cdot \Delta t}{v_{жс}^2}. \quad (2.20)$$

Фізична суть приведених безрозмірних комплексів, що називаються критеріями або числами подоби відповідно іменам вчених (Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа), рекомендується розглядати по підручнику.

В задачі 14 слід спочатку визначити щільність теплового потоку, виходячи з даного питомого паровиробництва теплообмінної поверхні котла. Шукані величини $\Delta t_{СТ}$ і k можуть бути знайдені за формулами (2.2) і (2.4).

У задачі 15 стінку котла цистерни можна розглядати як плоску, формули (2.1)-(2.4), так як $\delta \ll d$.

Шукана витрата пари D може бути знайдена з рівняння теплового балансу:

$$D \cdot (i_{п} - i_{кд}) = \alpha_2 \cdot (t_{СТ} - t_{в}) \cdot F, \quad (2.21)$$

де $i_{п}$ – ентальпія пари, $кДж/кг$;

$i_{кд}$ – ентальтія конденсату, $кДж/кг$.

Задачі 16 і 17 вирішуються аналогічно розглянутим вище задачам 3 і 4.

Для визначення лінійної щільності теплового потоку від випромінення трубопроводу в задачі 18 слід скористатися законом Стефана-Больцмана:

$$q_l^{\text{л}} = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \cdot \pi \cdot d \quad , \quad (2.22)$$

де $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла.

Цей же закон використовується у вирішеннях задач 19, 20, 21 для знаходження теплового потоку випроміненням:

$$Q_{\text{л}} = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \cdot F \quad . \quad (2.23)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі випроміненням та конвекцією (задача 19) визначається за формулою

$$\alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}}}{(t_{\text{СТ}} - t_0) \cdot F} \quad . \quad (2.24)$$

Якщо випромінююче тіло оточено екраном (задача 18), то втрати тепла випроміненням можна знайти, склавши рівняння теплового балансу:

$$\begin{aligned} q_l^{\text{л}} &= \varepsilon_{\text{СТ-Э}} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{Э}}}{100} \right)^4 \right] \cdot \pi \cdot d_1 = \\ &= \varepsilon_{\text{Э-0}} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{Э}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \cdot \pi \cdot d_2 \quad , \end{aligned} \quad (2.25)$$

де $\varepsilon_{\text{СТ-Э}}$ – приведена ступінь чорноти системи «стінка-екран»; $\varepsilon_{\text{Э-0}} \approx \varepsilon_{\text{Э}}$

$$\varepsilon_{\text{СТ-Э}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{СТ}}} + \frac{F_{\text{СТ}}}{F_{\text{Э}}} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{Э}}} - 1 \right)} \quad . \quad (2.26)$$

Приведений ступінь чорноти для системи двох паралельних площин, розташованих на відносно невеликій відстані (задача 21), визначається за формулою:

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad . \quad (2.27)$$

Задачі 22-25, пов'язані з тепловим розрахунком рекуперативних теплообмінних апаратів, вирішуються на основі рівняння теплового балансу

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \quad (2.28)$$

і рівняння теплопередачі

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (2.29)$$

де G_1 і G_2 – витрати гріючого і нагріваємого теплоносіїв, $кг/с$;

c_1 і c_2 – середні масові теплоємності теплоносіїв у відповідних інтервалах зміни їх температур, $кДж/(кг \cdot K)$;

t_1' і t_2' – температури гріючого і нагріваємого теплоносіїв на вході в теплообмінник, $^{\circ}C$;

t_1'' і t_2'' – температури гріючого і нагріваємого теплоносіїв на виході з теплообмінника, $^{\circ}C$;

k – коефіцієнт теплопередачі $кВт/(м^2 \cdot K)$;

F – площа теплообмінної поверхні, $м^2$;

Δt_{cp} – середній температурний напір.

Середній температурний напір визначається за формулою

$$\Delta t_{cp} = \psi \cdot \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, \quad (2.30)$$

де Δt_{δ} і Δt_m – найбільша і найменша різниці температур теплоносіїв в теплообміннику, K .

Поправковий коефіцієнт ψ залежить від схеми руху теплоносіїв. Для прямої і протитої схем $\psi = 1$, для інших схем див. [3].

Якщо $\Delta t_{\delta}/\Delta t_m < 1,7$, то з достатньою для технічних розрахунків точністю

$$\Delta t_{cp} = 0,5 \cdot (\Delta t_{\delta} + \Delta t_m). \quad (2.31)$$

Коли кінцеві температури теплоносіїв t_1'' і t_2'' є шуканими і не можуть бути визначені безпосередньо з рівняння теплового балансу (2.28), то однією з

них рекомендовано задатись, знайти значення Δt_{cp} і Q (за рівнянням теплопередачі), а потім і шукану величину t'' з рівняння теплового балансу.

У разі істотного розходження розрахунок необхідно повторити для нового значення t'' .

В технічних розрахунках зазвичай допускається розходження в значеннях величини Q , визначених з рівнянь теплопередачі і теплового балансу, не більше 2%.

Література

1. Баскаков А.П. Теплотехника./ А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт// Под ред. А.П. Баскаков. – Москва: Энергоатомиздат, 1991.–224 с.: ил.
2. Алабовский А.Н. Теплотехника./ А.Н. Алабовский, С.М. Констатинов, И.А. Недужий// Под ред. С.М. Констатинова. – Киев: Вища школа, 1986. – 255с.
3. Гуржий А.А. Теплотехника: Курс лекций./ А.А. Гуржий, П.И. Огородников. – Киев: Издательський дом «Слово», 2003. – 254 с.
4. Гнатишин Я.М Теплотехника: Навч. посіб./ Я.М. Гнатишин, В.І. Криштапович. – Київ.: Знання, 2008. – 364 с.
5. Афанасьев В.Н. Задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена/ В.Н. Афанасьев, С.И. Исаев, И.А. Кожынов// Под. ред. В.И. Крутова. – Москва: Высшая школа, 1986. –383 с.: ил.
6. Андрианов Т.Н. Сборник задач по технической термодинамики/ Т.Н. Андрианов, Б.В. Дзаленов, В.Н. Зубарев. – Москва: Энергоиздат, 1981.–240 с.: ил.
7. Чечеткин А.В. Теплотехника./ А.В. Чечеткин, Н.А. Занемонец. – Москва: Высшая школа, 1986.–340 с.:ил.
8. Симсон А.Э. Транспортна теплотехника./ А.Э Симсон, И.Д. Михайлов, В.Д. Сахаревич и др.–Москва.: Транспорт,1986.–319 с.
9. Архаров А.М. Теплотехника./ А.М. Архаров, С.И. Исаев, И.А. Коженов и др.: под.ред. В.И. Крутова–Москва.: Машыностроение, 1986.–432 с.: ил.
10. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник./ С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

Навчально-методичне видання

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
та завдання до виконання контрольної роботи
для студентів технічних спеціальностей
заочної форми навчання**

Укладач: Іщенко В.М.

Відповідальний за випуск – Іщенко В.М.

Редактор – Щербак Н.В.

Макет і верстка Андрієнка В.О.

Підписано до друку 30.06.2006. Формат 60x84/16. Папір – офсетний.
Друк – на різнографі. Замовлення № 94/15 Тираж 15 прим.

Надруковано у Видавництві Державного економіко-технологічного
університету транспорту.
03049, м. Київ-049, вул. М.Лукашевича, 19