

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

ТЕРМОДИНАМІКА І ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічної роботи
для студентів спеціальності 194 «Гідротехнічне будівництво, водна
інженерія та водні технології».
Освітня програма «Водогосподарське будівництво і
управління водними ресурсами та системами»

Київ 2024

УДК 621.1.016.7

Т38

Укладачі: С.В. Барановська, канд. техн. наук, доцент;
Н.В. Чепурна, канд. техн. наук, доцент

Рецензент О.В. Дупляк, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний за випуск О.В. Приймак, д-р техн. наук,
професор

Затверджено на засіданні кафедри теплотехніки, протокол
№ 3 від 12 жовтня 2022 року.

В авторській редакції.

Термодинаміка і теплопередача: методичні вказівки до
Т38 розрахунково-графічної роботи / уклад.: С.В. Барановська,
Н.В. Чепурна. – Київ : КНУБА, 2024. – 36 с.

Методичні вказівки містять стислі теоретичні відомості з курсу
«Термодинаміка і теплопередача», а також завдання та рекомендації
до виконання розрахунково-графічної роботи.

Призначені для студентів другого курсу спеціальності
194 «Гідротехнічне будівництво, водна інженерія та водні технології».
Освітня програма «Водогосподарське будівництво і управління
водними ресурсами та системами».

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Найважливішу роль у розв'язанні народногосподарських завдань відіграє енергетика. Теплоенергетика є базою розвитку всіх гілок народного господарства, в тому числі будівництва, промисловості будівельних матеріалів. Для того, щоб темпи зростання економічних показників були реальними, потрібно проводити систематизовану енергозберігаючу політику і зменшити витрату енергоресурсів. Так впровадження енергозберігаючих технологій обладнання дали б значну економію умовного палива.

Інженер-будівельник на кожному кроці своєї діяльності повинен пам'ятати про енергозбереження й економічну безпеку. Без знання технічної термодинаміки та теплопередачі неможливе впровадження жодного будівельного проєкту. «Термодинаміка і теплопередача» є базовою дисципліною для подальшого вивчення фахових дисциплін. Одним з обов'язкових елементів вивчення курсу, передбачених програмою, є виконання студентами розрахунково-графічної роботи.

Метою даної розрахунково-графічної роботи є поглиблення знань, які студенти отримали на лекціях, практичних, лабораторних та самостійних заняттях.

Під час виконання розрахунково-графічної роботи необхідно дотримуватись таких вимог:

- 1) вписати умову задачі, всі величини, при необхідності, перерахувати в одиниці СІ;
- 2) супроводжувати розв'язок коротким пояснювальним текстом, обов'язково вказуючи найменування величини, що визначається, розрахункову формулу і літературне джерело, яке використовується;
- 3) обчислення проводити у розгорнутому вигляді, результати округлювати і проставляти одиниці виміру в системі СІ.

Розрахунково-графічна робота повинна бути оформлена відповідно до існуючих вимог. У верхній частині титульного аркуша вказується найменування міністерства, вузу і кафедри, в середній частині – назва контрольної роботи, номер варіанта і відомості про студента (ПІБ, група, шифр – № залікової книжки), вчений ступінь і звання викладача, який керував виконанням роботи, в нижній частині – вказується рік виконання роботи.

Текст розрахунково-графічної роботи необхідно писати на стандартних аркушах А4 з одного боку. Ілюстративний матеріал – графіки, діаграму – бажано виконувати на міліметровій папері.

Виконання розрахунково-графічної роботи розпочинати тільки після ґрунтовного вивчення теоретичного матеріалу та розгляду прикладів розв'язання задач за всіма темами курсу.

Розрахункову роботу треба захистити у встановлений навчальним планом термін. Завдання на розрахунково-графічну роботу вибирається з таблиць за двома останніми цифрами залікової книжки студента.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

ТЕРМОДИНАМІКА

Термодинаміка базується на двох фундаментальних законах.

Перший закон термодинаміки – це окремий випадок закону збереження і перетворення енергії; другий закон термодинаміки характеризує особливості теплоти як виду обміну енергією.

Речовина, за допомогою якої здійснюються всі процеси перетворення енергії для отримання механічної роботи або передачі холоду чи теплоти, називається робочим тілом. Найчастіше робочим тілом у термодинамічних процесах виступає газ. Це зумовлено тим, що властивістю газів є значна зміна об'єму при зміні таких термодинамічних параметрів, як тиск і температура, і відповідно можливість здійснення значної роботи стиснення або розширення. На практиці нечасто маємо справу з чистими газами. Найчастіше як робочі тіла виступають газові суміші.

ГАЗОВІ СУМІШІ

Газова суміш – це механічна суміш газів, які не вступають між собою в хімічні реакції. Окремі гази, що входять до складу суміші, називаються компонентами суміші. Всі величини, що відносяться до компонентів, позначені індексом «*i*». Для суміші ідеальних газів справедливі всі закони ідеальних газів, тому всі розрахункові рівняння, що отримані під час розгляду процесів ідеальних газів, лишаються справедливими і для газових сумішей. Склад газової суміші задається масовими або об'ємними частками. Відповідно до цього визначаються всі характеристики суміші. Розрахункові рівняння наведені у табл. 1.

КОМПРЕСОРИ

Найпростіший одноступінчастий компресор (рис. 1) складається з циліндра 1, поршня 2, який здійснює зворотно-поступальний рух, і двох клапанів – всмоктувального 3 та нагнітального 4. Відкриваються та закриваються ці клапани автоматично під дією різниці тисків газу в циліндрі і патрубках. Під час руху поршня зліва направо тиск газу в циліндрі зменшується, клапан 3 під тиском газу у всмоктувальному патрубку відкривається, і циліндр наповнюється газом при сталому тиску p_1 .

Лінія всмоктування зображається на $p\nu$ – діаграмі горизонтальною прямою $A - 1$. Дійсна лінія всмоктування, а також лінії стиснення і виштовхування газу наносяться на $p\nu$ – діаграмі з використанням даних індикатора. Після закінчення наповнення циліндра газом поршень рухається у зворотному напрямку, тобто справа наліво, в результаті чого тиск газу в циліндрі підвищується, клапан 3 закривається і відбувається подальший стиск газу (крива $1 - 2$). Коли тиск в циліндрі досягне деякої величини p_2 , що дорівнює тискові у нагнітальному патрубку, відкривається нагнітальний клапан 4, і при подальшому русі поршня справа наліво стиснутий газ виштовхується з циліндра при сталому тиску p_2 (лінія $2 - B$).

Розрахункові залежності для газових сумішей

Заданий склад суміші	Визначуваний склад суміші	Позірна (уявна) молярна маса суміші, μ_c , кг/кмоль	Питома газова стала суміші, R_c , Дж/(кг·К)	Питомий об'єм суміші, при нормальних умовах v_c , м ³ /кг	Густина суміші, при нормальних умовах ρ_c , кг/м ³	Парціальний тиск компонентів суміші, p_i , Па	Теплоємність суміші масова c_c , Дж/(кг·К); об'ємна c'_c , Дж/(м ³ ·К)
Масовий g_i	$r_i = \frac{g_i}{\sum_{i=1}^n g_i} \frac{\mu_i}{\mu_c}$	$\frac{8314}{R_c} \frac{1}{\sum_{i=1}^n g_i}$	$\frac{8314}{\mu_c} \sum_{i=1}^n g_i R_i$	$v_c = \sum_{i=1}^n g_i v_i$ $v_{c_0} = \frac{22,4}{\mu_c}$	$\rho_c = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{p_i}}$ $\rho_c = \frac{\mu_c}{22,4}$	$p_c \times \frac{g_i}{\sum_{i=1}^n g_i} \frac{\mu_i}{\mu_c}$	$c_c = \sum_{i=1}^n g_i c_i$ $c'_c = \rho_c c_c$
Об'ємний r_i	Масовий $g_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}$	$\frac{8314}{R_c} \frac{1}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}$	$\frac{8314}{\mu_c} \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{R_i}}$	$v_c = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{v_i}}$ $v_{c_0} = \frac{22,4}{\mu_c}$	$\rho_c = \sum_{i=1}^n r_i \rho_i$ $\rho_c = \frac{\mu_c}{22,4}$	$p_c \times r_i$	$c_c = \sum_{i=1}^n r_i c'_i$ $c_c = v_c c'_c$

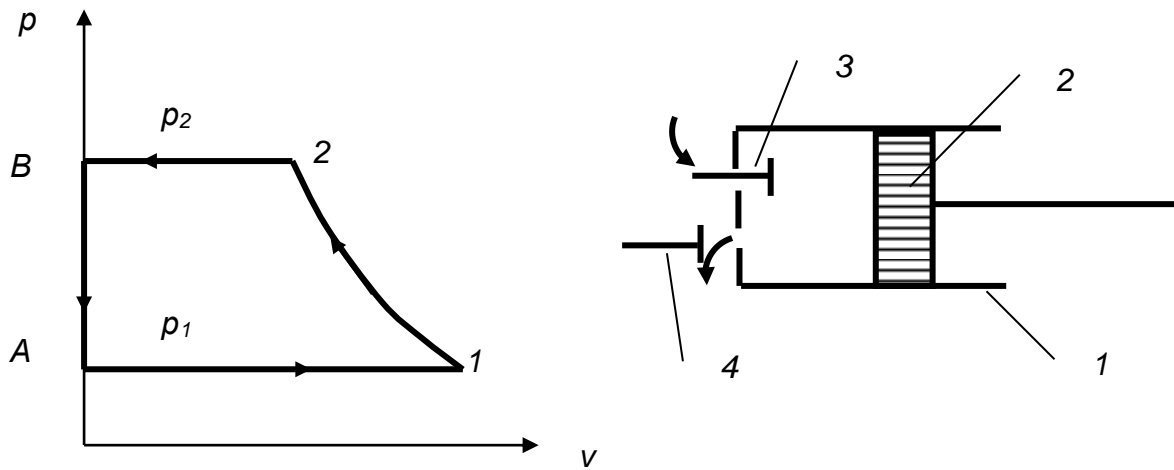


Рис. 1

Характер процесу стиснення залежить від умов, за яких він здійснюється. Якщо стиск здійснюється настільки швидко, що для теплообміну між оточуючим середовищем і газом не вистачає часу, то процес стиснення можна вважати адіабатним (рис. 2, крива $1 - 2$). У реальних умовах через наявність теплообміну між газом і стінкою циліндра, а також внаслідок необоротного перетворення роботи тертя на теплоту процес стиснення газу в компресорі не ізоентропний і може розглядатися як політропний процес із середнім показником політропи $1 < n < k$ (рис. 2, крива $1 - 2'$), k – показник адіабати. Якщо у процесі стиснення відводити теплоту, підтримуючи температуру робочого тіла сталою, отримаємо ізоермічний процес стиснення (рис. 2, крива $1 - 2''$).

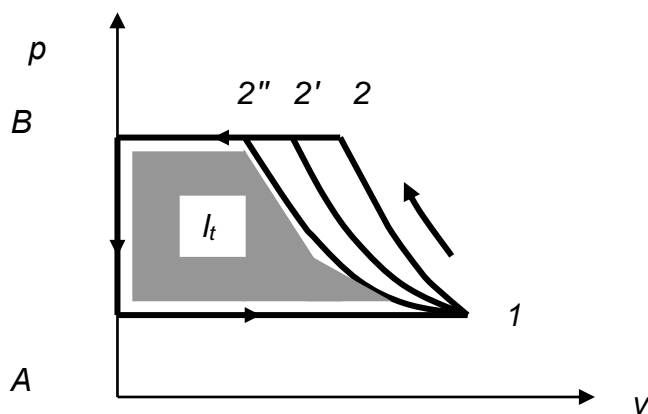


Рис. 2

Із відносного розташування кривих стиснення для ізоермічного, політропного й адіабатного процесів видно, що найменша робота витрачається під час ізоермічного стиснення, тому воно є найбільш вигідним.

Показник політропи стиснення повітря можна визначити з рівняння політропного процесу:

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

Розв'язуючи це рівняння відносно n , одержуємо:

$$n = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{v_1}{v_2}} = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{v_1}{v_2}}.$$

Робота, витрачена на привід компресора, визначається за формулами:

$$l_n = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ – при політропному стисненні;}$$

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ – при адіабатному стисненні;}$$

$$l_t = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \text{ – при ізотермічному стисненні.}$$

Дійсна індикаторна діаграма компресора відрізняється від теоретичної перш за все тим, що внаслідок опору всмоктувального і нагнітального клапанів всмоктування відбувається при тиску меншому, ніж тиск середовища, з якого здійснюється всмоктування. Тиск газу в циліндрі компресора повинен бути дещо більшим, ніж у нагнітальному патрубку. Крім того, в циліндрі кожного компресора є, так званий, шкідливий простір, який дорівнює об'єму між кришкою циліндра і поршнем у його крайньому лівому положенні (тут розташовується клапанний пристрій). Об'єм шкідливого простору складає, як правило, 3...10 % від повного об'єму циліндра.

ВИТІКАННЯ ГАЗІВ ТА ВОДЯНОЇ ПАРИ. ДРОСЕЛЮВАННЯ ВОДЯНОЇ ПАРИ

Основні величини, які потрібно визначити при розв'язуванні задач на витікання газів та водяної пари – це швидкість витікання w та витрата робочого тіла M .

Під час витікання робочого тіла крізь прості (звужені) сопла розрахунки потрібно розпочинати із визначення відношення $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ тисків

у середовищі, в яке витікає газ (пара), та газу (пари) на вході сопла і порівняння цього відношення з критичним $\beta_{кр} = \frac{p_{2кр}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$.

Значення критичного відношення тисків залежить від молекулярного складу робочого тіла і дорівнює 0,487; 0,528 та 0,546 відповідно для одноатомного, двоатомного та багатоатомного газів.

У випадку адіабатного витікання ідеальних газів, якщо $\frac{p_2}{p_1} \geq \beta_{кр}$,

$$w = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad [\text{м/сек}], \quad (1.1)$$

де k – показник адіабати.

Швидкість можна також визначити за формулою:

$$w = 44,72 \sqrt{i_2 - i_1}, \quad (1.2)$$

де i_2 та i_1 – значення ентальпії робочого тіла відповідно на вході та виході сопла, кДж/кг.

Часто різницю $i_2 - i_1$, називають теплоперепадом. Зауважимо, що під час визначення параметрів p_1 , v_1 та i_1 повинна виконуватися умова знехтування швидкістю робочого тіла на вході сопла.

Витрату газу при адіабатному витіканні $\left(\frac{p_2}{p_1} \geq \beta_{кр} \right)$ визначають за формулою:

$$M = f \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad [\text{кг/сек}], \quad (1.3)$$

де f – площа поперечного перерізу сопла на виході.

Якщо $\left(\frac{p_2}{p_1} \leq \beta_{кр} \right)$, то у вихідному перерізі (в усті) простого сопла швидкість витікання дорівнює швидкості звуку в газі, витрата робочого тіла досягає свого максимуму, а тиск в усті сопла буде критичним:

$$p_{2кр} = \beta_{кр} p_1. \quad (1.4)$$

Критична швидкість витікання визначається за формулами:

$$w_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_1 v_1} \quad [\text{м/сек}] \quad (1.5)$$

або:

$$w_{кр} = A \sqrt{p_1 v_1} = A \sqrt{RT_1} \quad [\text{м/сек}], \quad (1.6)$$

де $A=1,118$, $1,08$ та $1,063$ відповідно для одноатомних, двоатомних та триатомних газів.

Критичну швидкість можна також визначити за формулами:

$$w_{кр} = 44,72 \sqrt{i_1 - i_{2кр}} \quad [\text{м/сек}], \quad (1.7)$$

де i виражено в кДж/кг.

$$w_{кр} = 91,53 \sqrt{i_1 - i_{2кр}} \quad [\text{м/сек}], \quad (1.8)$$

де i виражено в ккал/кг.

Ентальпія $i_{2кр}$ визначається за тиском $p_{2кр}$.

Максимальна витрата визначається за формулою:

$$M_{\max} = f \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{p_1}{v_1}} \quad [\text{кг/сек}]. \quad (1.9)$$

Під час витіканні робочого тіла крізь сопло Лавалля (рис.3), швидкість у вихідному перерізі сопла визначається за формулою (1.2), витрата газу – за формулою (1.3), в якій f – площа вихідного перерізу сопла.

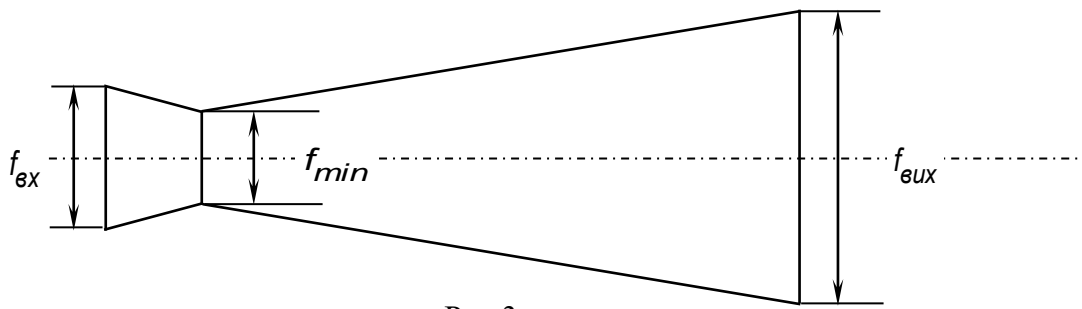


Рис.3

Швидкість у мінімальному перерізі сопла Лавалю дорівнює критичній швидкості (швидкості звуку).

Площі мінімального перерізу та виходу сопла Лавалю обчислюють відповідно за формулами:

$$f_{min} = M \frac{v_{кр}}{w_{кр}} [M^2], \quad (1.10)$$

$$f_{вих} = M \frac{v_2}{w_2} [M^2], \quad (1.11)$$

де $v_{кр}, v_2, w_{кр}, w_2$ – питомі об'єми і швидкості течії робочого тіла у мінімальному перерізі та на виході сопла (при $p_{2кр}$ та p_2).

Площа поперечного перерізу виходу простого сопла у випадку, коли $\left(\frac{p_2}{p_1} \leq \beta_{кр}\right)$, визначається за формулою (1.12), теоретична швидкість газу буде дорівнювати критичній, то витрата – максимальна.

$$f_{вих} = M \frac{v_{2кр}}{w_{2кр}} [M^2], \quad (1.12)$$

Витрата робочого тіла при цьому буде:

$$M = B f_{вих} \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} [кг/сек], \quad (1.13)$$

де $B=0,686$ та $0,666$ відповідно для двоатомного та триатомного газів.

Під час витікання водяної пари розрахунки швидкості витікання здійснюють за формулами (1.2), (1.7) та (1.8), в яких ентальпії i_1, i_2 та $i_{2кр}$ визначають за допомогою термодинамічних таблиць або i - S діаграми стану пари. Зауважимо, що під час визначення $i_{2кр}$ за формулою (4) варто враховувати, що $\beta_{кр}$ залежить від стану пари: для насиченої пари $\beta_{кр}=0,577$, а для перегрітої $\beta_{кр}=0,546$.

Зниження тиску газу під час проходження його крізь місцевий опір (рис.4.) (наприклад, вентиль, засувку, кран, коліно, звужений переріз та ін.)

без теплообміну та виконання зовнішньої роботи називається дроселюванням.

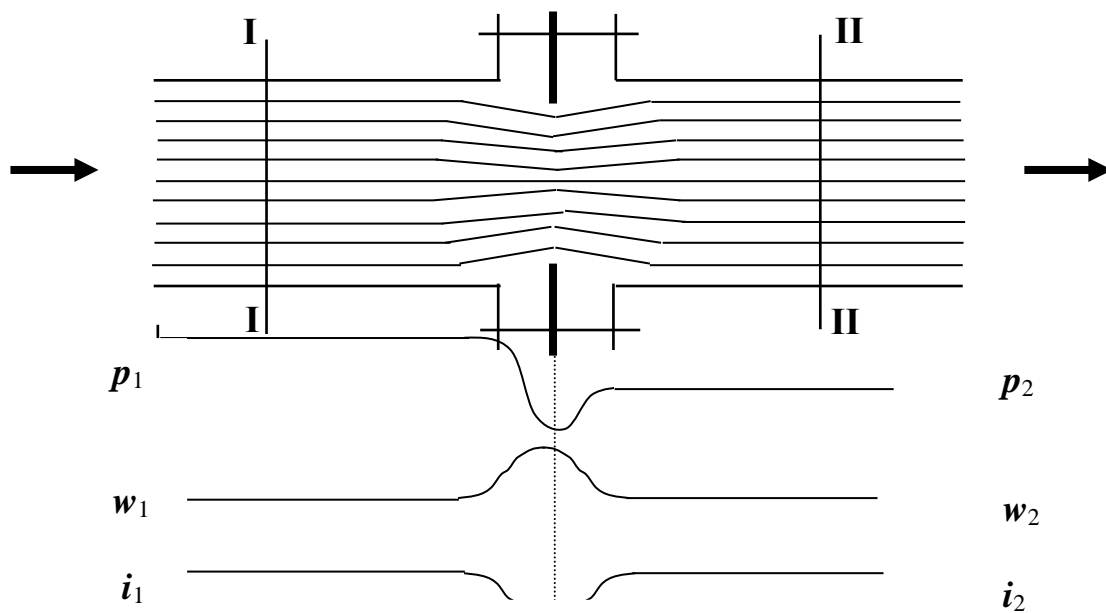


Рис. 4

Задача 1

Газова суміш, задана в об'ємних частках, знаходиться в балоні ємністю $V \text{ м}^3$ при тиску p_1 і температурі 47°C . Внаслідок випускання газу в атмосферу тиск у балоні впаде до p_2 , а температура знизиться до 0°C .

Визначити середню молекулярну масу суміші, газову постійну суміші, масу газу, випущену з балона в атмосферу, об'ємну теплоємність суміші (при $C = \text{const}$).

Атмосферний тиск прийняти рівним 745 мм.рт.ст. (див. табл. 2).

Таблиця 2

Остання цифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r_{CO_2}, \%$	10,2	10,1	12,0	6,3	–	4,9	6,6	–	13,8	47,5
$r_{O_2}, \%$	17,5	12,2	3,3	11,9	10,4	6,3	4,0	18,1	40,0	13,4
$r_{N_2}, \%$	70,3	72,7	80,7	75,8	81,2	–	86,4	76,2	–	–
$r_{H_2O}, \%$	–	–	4,0	6,0	2,2	3,3	3,0	–	4,6	25,0
$r_{CO}, \%$	2,0	5,0	–	–	6,2	28,8	–	5,7	41,6	14,1
Перед– остання цифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Vm^3	4,0	5,1	16,2	3,6	25,4	12,4	8,3	9,7	14,8	27,9
$p_1, \text{МПа}$	4,0	2,5	2,0	0,3	1,2	1,0	1,6	0,7	0,6	0,4
$p_2, \text{МПа}$	1,0	0,8	0,6	0,1	0,3	0,2	0,4	0,08	0,06	0,02

Задача 2

У компресорі стискується газ масою m , кг з початковими тиском p_1 , бар і температурою $t_1, ^\circ\text{C}$. Міра стиснення ε . Стиснення відбувається ізотермічно, адіабатно, політропно. Показник політропи n .

Визначити для кожного процесу початковий та кінцевий об'єми газу, тиск і температуру газу в кінці стиснення, роботу стиснення і кількість теплоти у процесі, зміну внутрішньої енергії, ентальпії та ентропії газу. Вказати, який процес стиснення є найбільш вигідним (за витраченою роботою).

Відобразити відносно розташування цих процесів у $p\nu$ і Ts координатах.

Вихідні дані в табл. 3.1.

Результати розрахунків надати в табл. 3.2.

Таблиця 3.1

Остання цифра шифру	Газ	p_1 , бар	ε	Передостання цифра шифру	m , кг	t_1 , °C	n
0	He	1,00	6	0	200	18	1,1
1	CO	0,95	7	1	250	20	1,15
2	CO ₂	0,98	8	2	300	23	1,25
3	O ₂	0,96	9	3	220	16	1,3
4	H ₂	0,97	6	4	380	12	1,35
5	SO ₂	0,99	7	5	420	14	1,4
6	N ₂	1,00	8	6	400	20	1,45
7	CH ₄	1,01	5	7	520	22	1,5
8	повітря	0,97	6	8	320	25	1,55
9	Ar	1,00	7	9	480	17	1,6

Таблиця 3.2

Процес	Розрахункові величини								
	v_1 , м ³ /кг	v_2 , м ³ /кг	p_2 , МПа	t_2 , °C	L , кДж	Q , кДж	ΔU , кДж	ΔI , кДж	ΔS , кДж/град
Ізотермічний									
Адіабатний									
Політропний									

Задача 3

Водяна пара, котра має початкові параметри $p_1 = 5$ МПа та $X_1 = 0,9$, нагрівається при незмінному тиску до температури t_2 , потім дроселюється до тиску p_3 . При тиску p_3 пара потрапляє у сопло Лавалю, де розширюється до тиску $p_4 = 5$ кПа. Визначити за допомогою i - S діаграми водяної пари: у процесі 1–2 кількість тепла, що підведено до пари, зміну внутрішньої енергії, а також кінцеву температуру t_3 у процесі дроселювання 2–3, кінцеві параметри та швидкість на виході з сопла Лавалю, критичну швидкість, а також витрату пари у процесі витікання крізь сопло, якщо відома площа мінімального перерізу сопла f_{\min} . Вихідні дані в табл.4.

Таблиця 4

Остання цифра шифру	$t_2, ^\circ\text{C}$	Передостання цифра шифру	$p_3, \text{МПа}$	$f_{\min}, \text{см}^2$
0	300	0	1,4	10
1	330	1	1,3	20
2	370	2	1,2	30
2	400	3	1,1	40
4	420	4	1,0	50
5	460	5	0,9	60
6	500	6	0,8	70
7	530	7	0,7	80
8	550	8	0,6	90
9	600	9	0,5	100

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Більшість сучасних виробництв супроводжуються теплотехнічними процесами, від правильного протікання яких залежить продуктивність та якість продукції, що виробляють.

Будівництво та сантехніка не можуть існувати без знання законів теплообміну. Тільки грамотне використання законів теплопередачі потрібне практично на кожному кроці професійної діяльності інженеру-будівельнику.

Теплопередача чи теплообмін – вчення про самочинні необоротні процеси розповсюдження теплоти в просторі та часі.

За 2-м законом термодинаміки – в природних процесах при взаємодії між тілами теплота самочинно передається від тіл з більшою температурою до тіл з меншою температурою. При відсутності різниці температур процес теплообміну зупиняється і настає теплова рівновага.

Тепловий потік Q , Вт – кількість теплоти, що переноситься через будь-яку ізотермічну поверхню на одиницю часу.

Кількість теплоти, що переноситься на одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні, називається *густиною теплового потоку* :

$$q = Q/F, \text{ Вт/м}^2. \quad (2.1)$$

Температура речовини – параметр стану тіла, який характеризує ступінь його нагрітості. Рухійною силою процесу теплообміну є різниця температур (Δt).

В загальному випадку температура тіла є функцією координат простору та часу, а сукупність значень температури на даний момент часу

для всіх точок простору називається *температурним полем*. Математичне формулювання такого поля:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (2.2)$$

де x ; y ; z – координати довільної точки тіла; τ – поточний час.

Залежно від числа координат розрізняють тримірне, двомірне, одномірне та однорідне температурні поля. При цьому, якщо температура тіла змінюється у часі $t = f(\tau)$, то поле називають нестационарним; якщо температура не змінюється з часом – поле називають стаціонарним.

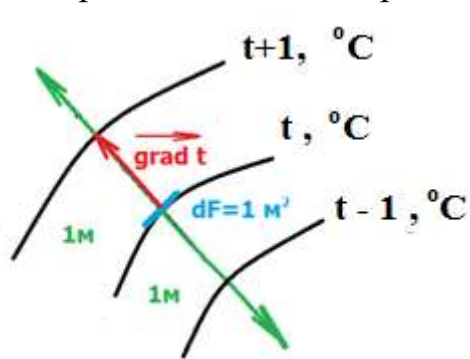
Об'єднуючи між собою точки, що мають однакову температуру, отримаємо *ізотермічну поверхню*. Оскільки в одній точці простору одночасно не може бути двох різних температур, то ізотермічні поверхні не перетинаються між собою: вони або замикаються самі на собі, або закінчуються на межі тіла. Тіла так званої простої (класичної) форми:

– необмежена пластина – пластина, товщина якої суттєво менша (в декілька разів) її довжини та ширини;

– нескінченний циліндр – циліндр, у якого діаметр менший (в декілька разів) довжини циліндра;

– куля (сфера).

Наприклад, ізотермічні поверхні у нескінченному циліндрі при однакових по всій його поверхні умовах теплообміну – співосні циліндричні поверхні або, іншими словами, вкладені один до одного циліндри меншого діаметра.



Градiєнт температури ($\overrightarrow{\text{grad } t}$) – вектор, спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні, в бік збільшення температури, який чисельно дорівнює зміні температури на одиницю довжини:

$$\overrightarrow{\text{grad } t} = \lim \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right), \quad (2.3)$$

де n – нормаль, (рис. 5).

Рис.5. Графічне зображення градієнта температури

Треба зауважити, що величини теплового потоку Q і густини теплового потоку q також є векторними, але їхній напрямок не співпадає з напрямком вектора температурного градієнта – вони є протилежно спрямованими, адже тепловий потік направлений в бік зменшення температурного поля.

Основні способи перенесення теплової енергії

Передача теплової енергії з однієї точки простору в іншу – складний фізичний процес, тому розглядають три основні способи перенесення теплоти:

1. Теплопровідність – спосіб перенесення теплової енергії шляхом теплового руху мікроструктурних часток (атомів, молекул, вільних електронів).

2. Конвекція – спосіб перенесення теплової енергії шляхом переміщення у просторі нерівномірно нагрітих об'ємів середовища. При цьому перенесення теплоти нерозривно зв'язано з перенесенням самого середовища, тому цей спосіб не має місця в твердих тілах.

3. Теплове випромінювання – явище, що складається з утворення енергії випромінювання тілом, розповсюдження цієї енергії у просторі за допомогою електромагнітних хвиль та поглинання іншими тілами цієї енергії.

Теплопровідність – процес передачі теплоти у щільному середовищі шляхом хаотичного руху мікрочастинок.

Аналітична теорія теплопровідності не вивчає мікроструктурний механізм перенесення теплоти, і розглядає речовину як суцільне середовище. Основним законом теплопровідності є гіпотеза (закон) Фур'є про пропорційність вектора густини теплового потоку температурному градієнтові:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \overline{\text{grad } t}. \quad (2.4)$$

Знак мінус вказує на те, що вектори мають зворотній напрямок. Коефіцієнт пропорційності λ називається коефіцієнтом теплопровідності. Він дорівнює кількості теплоти, яка проходить за одиницю часу крізь 1 м^2 поверхні теплообміну при зміні температури в 1 К на 1 метр товщини цієї поверхні.

Для більшості матеріалів залежність коефіцієнта теплопровідності від температури можна наближено представити у вигляді рівняння:

$$\lambda = \lambda_0 [1 + \beta(t - t_0)], \quad (2.5)$$

де λ_0 – коефіцієнт теплопровідності при температурі t_0 , Вт/(м·К);

β – стала, що визначають дослідним шляхом.

Окрім цього, λ залежить від структури (табл. 5) речовини і від вологості. Найменше значення коефіцієнта теплопровідності мають гази. Трохи більший коефіцієнт теплопровідності мають рідини, для яких із збільшенням температури значення коефіцієнта λ несуттєво зменшується. Виняток становить вода, для якої коефіцієнт λ спочатку збільшується до максимального значення $0,7 \text{ Вт/(м·К)}$ (при температурі $120 \text{ }^\circ\text{C}$), а при

подальшому збільшенні температури – зменшується. Найбільше значення коефіцієнта теплопровідності мають чисті метали: срібло 360 Вт/(м·К), мідь 340 Вт/(м·К) та алюміній 250 Вт/(м·К). Для сплавів величина λ нижча, ніж для чистих металів.

Для вологих матеріалів коефіцієнт теплопровідності значно більший, ніж для сухого матеріалу та води окремо. Наприклад, при температурі 20 °С для сухої цегли $\lambda=0,3$ Вт/(м·К), для води $\lambda=0,5$ Вт/(м·К). При намочуванні цегли коефіцієнт теплопровідності її збільшується до 0,9 Вт/(м·К).

Таблиця 5

Значення коефіцієнта теплопровідності для окремих груп речовин

Речовина	$\lambda_{\min} \dots \lambda_{\max}$, Вт/(м·К)	Залежність λ від температури (при збільшенні температури)
Гази	0,005...0,5	зростає
Рідини	0,08...0,6	зменшується
Будівельні матеріали	0,023...2,5	зростає
Метали	2...360	зменшується

Емпіричні формули конвективного теплообміну

Коефіцієнт тепловіддачі не є фізичною константою: він залежить від виду (роду) теплоносія та його агрегатного стану, швидкості і режиму руху речовини, температур поверхні і теплоносія, геометричних розмірів і форми поверхні і т.д. (за цих причин коефіцієнт α не може бути визначеним із довідника).

Приблизні межі зміни коефіцієнта тепловіддачі для різних умов, Вт/м²К:

- газу при русі в трубах або в міжтрубному просторі – 10...300
- вода при русі в трубах – 250...10000
- вода в стані кипіння – 600...60000
- водяна пара при конденсації – 4500...17500

Для характеристики та розрахунку конвективного теплообміну використовують критерії подібності, основні з яких: Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re), Грасгофа (Gr) і Прандтля (Pr).

Критерій Нуссельта – безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі характеризує інтенсивність тепловіддачі на межі «стінка–речовина».

Виражає співвідношення між інтенсивністю тепловіддачі та температурним полем у пограничному шарі:

$$Nu = \alpha \cdot l / \lambda. \quad (2.6)$$

Критерій Рейнольдса характеризує гідродинамічний режим руху при вимушеному русі речовини. Показує співвідношення між силами інерції та силами молекулярного тертя:

$$Re = \omega \cdot l / \nu. \quad (2.7)$$

Критерій Грасгофа характеризує гідродинамічний режим руху при вільному русі речовини. Показує співвідношення між підйомними силами та силами молекулярного тертя:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t. \quad (2.8)$$

Критерій Прандтля характеризує теплофізичні властивості речовини:

$$Pr = \nu / a. \quad (2.9)$$

де l – визначальний геометричний розмір, м. Залежить від форми поверхні та її положення у просторі. Для горизонтальної труби l відповідає діаметру, для вертикальної – висоті; ω – швидкість руху рідини в трубі, м/с; λ , ν , a – коефіцієнти теплопровідності (Вт/м·К), кінематичної в'язкості (м²/с) та температуропровідності (м²/с). Залежать від температури речовини, вибирають за таблицями теплофізичних параметрів рухомого середовища (дод. 7,8); β – коефіцієнт об'ємного розширення речовини, 1/К.

Математичні співвідношення критеріїв подібності утворюють критеріальні рівняння. Наведено декілька з них.

Тепловіддача при вільному русі речовини

Теплообмін, що виник внаслідок різниці густин нагрітих та холодних об'ємів речовини, називають природною конвекцією. Загальний вигляд рівняння подібності для природного конвективного теплообміну:

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.10)$$

Коефіцієнт c та показник ступеня n для рівняння (2.10) вибирають з таблиці, в залежності від обчисленого значення $Gr \cdot Pr$, тобто в залежності від певного режиму руху речовини:

Режим	Ламінарний	Перехідний	Турбулентний
$Gr \cdot Pr$	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	$> 2 \cdot 10^7$
c	1,18	0,54	0,135
n	1/8	1/4	1/3

Формулу застосовують для тіл різної геометричної форми при обтіканні їх як рідиною, так і повітрям, за умови $Pr \geq 0,7$. За визначальну температуру приймають середню температуру пограничного шару $t_{cp} = 0,5(t_p + t_{ст})$ або температуру рухомої речовини (газу або рідини) t_p .

Тепловіддача при русі рідини в трубах

Тепловіддача при вимушеному русі рідини в трубах описується критеріальним рівнянням виду:

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr_p^m \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (2.11)$$

де – параметр $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ враховує вплив напрямку теплового потоку і температурного напору; ε_l – коефіцієнт, що залежить від відношення довжини труби до її діаметра; коефіцієнт c та показник ступеня n, m для рівняння (2.11) вибирають з таблиці, в залежності від обчисленого значення Re , тобто певного режиму руху речовини:

Режим	Ламінарний	Перехідний	Турбулентний
Re	< 2300	2300...<10 000	> 10 000
c	0,15	0,008	0,021
n	0,33	0,9	0,8
m	0,43	0,43	0,43

За визначальну температуру, як правило, приймають температуру рухомої речовини t_p .

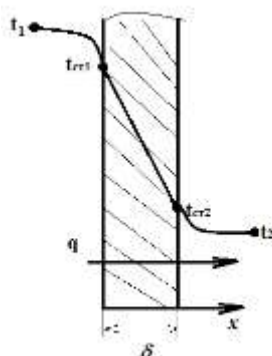
Теплопередача – це процес перенесення теплової енергії між двома теплоносіями, що мають різну температуру і розділені твердою стінкою.

Теплопередачу розраховують за наступним рівнянням:

$$Q = kF\Delta\bar{t}, \quad (2.12)$$

де Q – тепловий потік між теплоносіями, Вт; F – площа поверхні теплообміну, м²; $\Delta\bar{t}$ – середній температурний напір, К; k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Коефіцієнт теплопередачі – це кількісна характеристика процесу теплопередачі, він показує кількість теплоти, що передається за одиницю часу, через одиницю площі поверхні теплообміну, якщо температурний напір між теплоносіями 1 К.



Теплообмін між теплоносієм з більшою температурою та теплоносієм з меншою температурою крізь тверду поверхню, що їх розділяє, зручно розбити на три складові частини (рис.6):

Рис.6. Теплопередача крізь плоску стінку

1. Тепловіддача від гарячого теплоносія до зовнішньої поверхні стінки.

2. Теплопровідність крізь плоску тверду стінку.

3. Тепловіддача від внутрішньої поверхні стінки до холодного теплоносія.

Лінійна густина теплового потоку, тепловий потік з поверхні ізольованої труби і температури на межах шарів визначають так:

$$q_l = \frac{\pi(t_1 - t_n)}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha d_{n+1}}}; \quad (2.13)$$

$$Q = q_l l; \quad (2.14)$$

$$t_{k+1} = t_1 - \frac{q_l}{\pi} \sum_{i=1}^k \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}. \quad (2.15)$$

Теплова ізоляція

З метою зменшення теплових втрат здійснюють ізоляцію циліндричної стінки, але можлива ситуація, коли встановлення теплової ізоляції не є бажаного ефекту. Тому проводять розрахунок так званого «критичного діаметра ізоляції» $d_{кр}$. Для ефективної роботи ізоляції необхідно, щоб $d_{кр}$ був меншим зовнішнього діаметра оголеного трубопроводу, тобто трубопроводу без ізоляції.

Величина $d_{кр}$ не залежить від розмірів трубопроводу, а залежить від інтенсивності тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції до навколишнього середовища – коефіцієнта тепловіддачі від стінки до теплоносія з меншою температурою α_2 :

$$d_{кр} = \frac{2\lambda_{із}}{\alpha_2}. \quad (2.16)$$

Щоб ізоляція трубопроводу давала бажаний ефект зменшення теплових втрат у навколишнє середовище, необхідно виконувати умову:

$$\lambda_{із} \leq \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{2}. \quad (2.17.)$$

Для зменшення втрат теплоти у навколишнє середовище при русі рідини в трубах з підвищеною температурою їх покривають шаром

теплової ізоляції. В окремих випадках ізоляція не тільки зменшує теплові втрати, а й може їх збільшувати.

Розглянемо рівняння:

$$Re = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + 2 \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}. \quad (2.18)$$

При збільшенні зовнішнього діаметра ізоляції d_3 збільшиться

$$R_{i_3} = \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_3}{d_2}, \text{ однозначно зменшиться } R_{\alpha 2} = \frac{1}{\alpha_2 d_3} \text{ (рис. 7).}$$

$$\text{Якщо взяти похідну } \frac{d(Re)}{d_3} = \frac{1}{2\lambda_1 d_3} - \frac{1}{\alpha_2 d_3^2} = 0,$$

то знайдене значення d_3 , що відповідає екстремальній точці кривої $Re = f(d_3)$, називатиметься критичним діаметром $d_{кр}$.

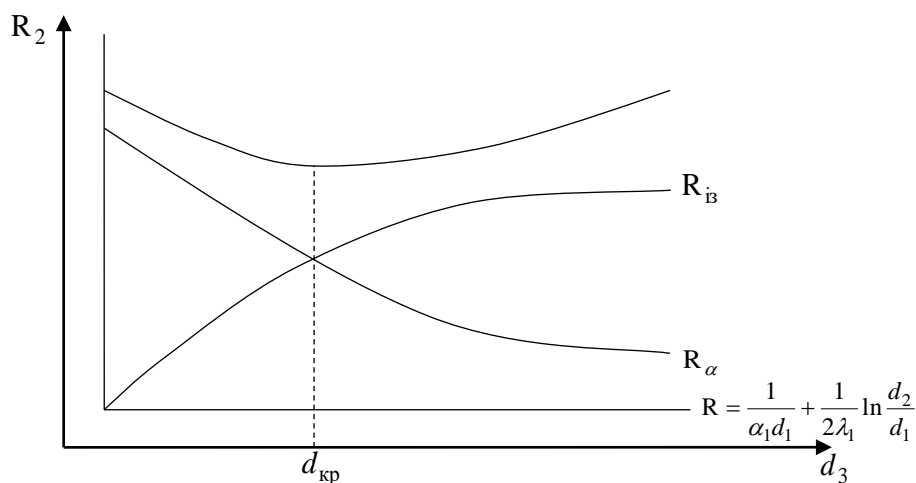


Рис.7

Отже, критичному діаметру ізоляції відповідає мінімальний термічний опір і максимальний питомий тепловий потік через 1 м труби q (рис.8).

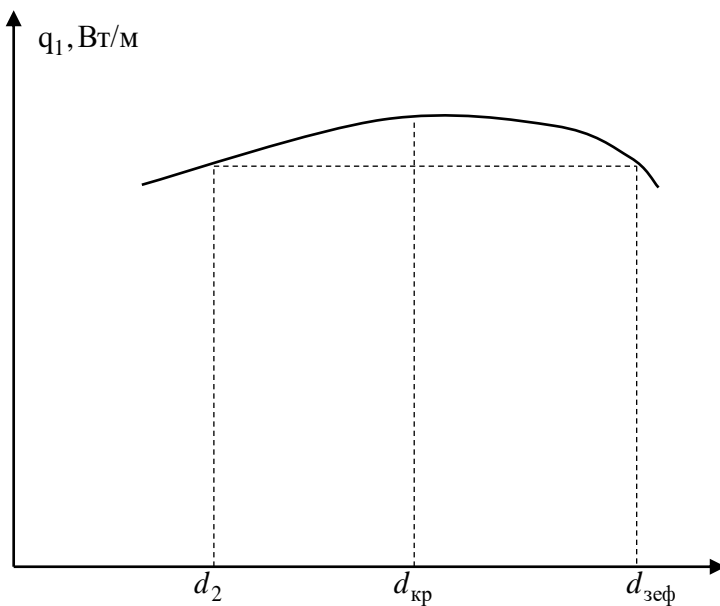


Рис.8

При необхідності вибрати теплоізоляційний матеріал для покриття циліндричних поверхонь треба спочатку розрахувати критичний діаметр ізоляції за формулою для заданих $\lambda_{\text{із}}$ та d_2 . Якщо виявиться, що значення $d_{\text{кр}}$ більше зовнішнього діаметра труби d_2 , то використовувати цей матеріал нерационально. В області $d_2 < d_3 < d_{\text{кр}}$ при збільшенні товщини ізоляції спостерігатиметься збільшення теплових збитків. Лише при $d_2 < d_{\text{зеф}}$ теплові втрати знову стануть такими, як для початкового неізольованого трубопроводу. Для ефективної роботи теплової ізоляції потрібно, щоб $d_{\text{кр.із}} < d_2$.

Теплообмін випромінюванням – одна з форм перенесення енергії між тілами (середовищами), зокрема між тілами, що безпосередньо не стикаються між собою. Цей вид теплообміну є основним у високотемпературних процесах в техніці (наприклад, при нагріванні металів у металургійних печах), у процесах нагрівання та охолодження космічних апаратів (наприклад, балістичних ракет, штучних супутників Землі) і земної поверхні, топках котлів.

У результаті складних процесів, що відбуваються в атомах і молекулах речовин, всі тіла випромінюють у простір фотони або електромагнітні хвилі. Виникнення потоку енергії внаслідок перетворення внутрішньої енергії випромінюваного тіла на енергію випромінюваних ним фотонів або електромагнітних хвиль (на енергію випромінювання) називається випромінюванням. Цей процес відбувається в них безперервно за будь-якої температури тіла, що не дорівнює абсолютному нулю.

Одночасно з виникненням випромінювання в тілі спостерігається процес перетворення енергії фотонів або електромагнітних хвиль, що

випромінюються іншими середовищами і взаємодіють з розглядуваним тілом, на внутрішню енергію цього тіла. Цей процес називається поглинанням; він також ніколи не припиняється, якщо температура тіла не дорівнює абсолютному нулю.

Випромінювання, що визначається тільки температурою та оптичними властивостями випромінюючого тіла, називається тепловим випромінюванням. Саме з цим видом випромінювання найчастіше зустрічаються в інженерній практиці.

Теплове випромінювання відбувається в діапазоні довжин хвиль від 0,4 до 400 мк, причому на діапазон від 0,4 до 0,8 мк припадає видиме, а на діапазон від 0,8 до 400 мк – так зване інфрачервоне випромінювання.

Більшість твердих і рідких тіл дають випромінювання всіх довжин хвиль у діапазоні від нуля до нескінченності. До твердих тіл, які мають суцільний спектр випромінювання, належать діелектрики, напівпровідники і різні метали в окисненому стані. Ці тіла мають високу поглинальну та випромінювальну здатність, їхнє теплове випромінювання можна наближено розглядати як поверхневе явище. Деякі тіла дають випромінювання лише в певних інтервалах довжин хвиль, тобто мають переривчастий спектр випромінювання. Це чисті метали і гази. Газоподібні середовища мають значно меншу поглинальну й випромінювальну здатність.

У випромінюванні газів беруть участь усі його частини, і процес має об'ємний характер.

Якщо в просторі розмішено два тіла, що випромінюють одне на одне потік енергії, і в разі відсутності розсіяння енергії, і якщо немає теплової рівноваги, наприклад при $T_1 > T_2$, то результуючий тепловий потік буде спрямований від першого тіла до другого і визначатиметься за формулою:

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{зв} C_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (2.19)$$

де $\varepsilon_{зв}$ – ведений ступінь чорноти

$$\varepsilon_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \quad (2.20)$$

Якщо одне тіло вмішено в другому (рис.9), тобто тіло I із зовнішньою поверхнею F_1 охоплено з усіх боків другим тілом II з внутрішньою поверхнею F_2 , то тепловий потік випромінювання Q_{1-2} спрямований від тіла I до тіла II:

$$Q_{l-2} = \varepsilon_{3B} C_o F_l \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (2.30)$$

де ε_{3B} – ведений ступінь чорноти

$$\varepsilon_{3B} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}. \quad (2.31)$$

Формулу (2.18) застосовують в інженерних розрахунках. Зокрема за нею визначають теплообмін випромінюванням між поверхнею трубопроводів і стінками каналів, в яких вони прокладені.

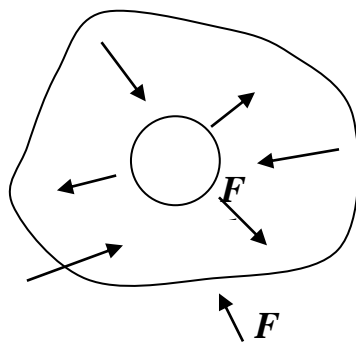


Рис.9

Завдання на розрахунково-графічну роботу

Задача 4

Сталевий трубопровід, діаметром d_1/d_2 мм/мм, прокладено на вулиці з температурою повітря $t_{\text{пов}} \dots$ °С. По трубопроводу рухається вода з температурою $t_{\text{в}} \dots$ °С, та витратою G , кг/год. Трубопровід покритий шаром ізоляції товщиною $\delta_{\text{і}}$ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{і}}$.

Визначити втрати тепла з одного погонного метра трубопроводу, критичний діаметр ізоляції, температуру на поверхні ізоляції та труби.

Задача 5

Трубопровід не ізолюваний, діаметром d_1/d_2 мм/мм, прокладено в приміщенні з температурою повітря $t_{\text{пов}} \dots$ °С. По трубопроводу рухається вода з температурою $t_{\text{в}} \dots$ °С та витратою G , кг/год.

Визначити втрати тепла випромінюванням:

а) якщо міра чорноти трубопроводу сталевого $\varepsilon_1 = 0,6 \div 0,9$ ступінь чорноти стін $\varepsilon_{ст} = 0,7 \div 0,9$;

б) якщо трубопровід екрановано міра чорноти екрану $\varepsilon_{ек} = 0,7$;

в) якщо трубопровід прокладений в цегляному каналі квадратного перерізу $a \times a$, з температурою $t_k = 30$ °С та мірою чорноти $\varepsilon_k = 0,8$.

Дані для задач взяти з таблиці за двома останніми цифрами шифру (залікової книжки) з табл. 6.

Таблиця 6

Показник	Остання цифра шифру									
	50/57	53/58	55/60	57/62	59/64	62/67	65/70	68/73	71/76	75/80
d_1/d_2 , мм/мм	50/57	53/58	55/60	57/62	59/64	62/67	65/70	68/73	71/76	75/80
t_1 , °С	150	130	120	90	70	100	90	80	110	140
$\delta_{із}$, мм	30	25	25	30	20	20	25	20	15	30
$t_{пов}$, °С	-20	-15	-10	0	10	0	-5	0	-10	-20
Передостання цифра шифру										
$\lambda_{із}$	0,06	0,09	0,075	0,05	0,1	0,07	0,11	0,12	0,13	0,12
d, мм	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3	0,4	0,4
G, кг/год	540	610	700	800	820	900	1000	1200	1300	1400

Середня масова теплоємність газів при сталому об'ємі
 c_v , кДж/(кг·К)

$t, ^\circ\text{C}$	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	Повітря
0	0,6548	0,7352	0,7427	0,6259	1,3980	0,7164
100	0,6632	0,7365	0,7448	0,6770	1,4114	0,7193
200	0,6758	0,7394	0,7494	0,7214	1,4323	0,7245
300	0,6900	0,7448	0,7570	0,7599	1,4574	0,7319
400	0,7051	0,7524	0,7666	0,7938	1,4863	0,7415
500	0,7198	0,7616	0,7775	0,8240	1,5160	0,7519
600	0,7327	0,7716	0,7896	0,8508	1,5474	0,7624
700	0,7448	0,7821	0,8009	0,8746	1,5805	0,7723
800	0,7537	0,7986	0,8122	0,8964	1,6140	0,7842
900	0,7858	0,8030	0,8231	0,9157	1,6486	0,7942
1000	0,7750	0,8127	0,8336	0,9832	1,6823	0,8039
1100	0,7834	0,8219	0,8432	0,9496	1,7158	0,8027
1200	0,7913	0,8307	0,8566	0,9638	1,7488	0,8215
1300	0,7984	0,8390	0,8608	0,9772	1,7815	0,8294
1400	0,8051	0,8470	0,8688	0,9893	1,8129	0,8369
1500	0,8114	0,8541	0,8763	1,0006	1,8434	0,8441
1600	0,8173	0,8612	0,8830	1,0107	1,8728	0,8508
1700	0,8231	0,8675	0,8898	1,0203	1,9016	0,8570
1800	0,8286	0,8736	0,8956	1,0298	1,9293	0,8633
1900	0,8340	0,8792	0,9014	1,0371	1,9552	0,8688
2000	0,8390	0,8847	0,9064	1,0446	1,9804	0,8742

Середня масова теплоємність газів при сталому тиску

 c_p , кДж/(кг·К)

t , °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Повітря
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	1,0036
100	0,9232	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	1,0115
300	0,9500	1,0400	1,0538	0,9487	1,9192	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0861	1,0396	2,0092	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	1,0605
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	1,0710
900	1,0258	1,0982	1,1200	1,1045	2,1097	1,0815
1000	1,0350	1,1078	1,1304	1,1225	2,1430	1,0907
1100	1,0434	1,1170	1,1401	1,1384	2,1771	1,0999
1200	1,0509	1,1258	1,1493	1,1530	2,2106	1,1082
1300	1,0580	1,1342	1,1577	1,1660	2,2429	1,1166
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	1,1242
1500	1,0714	1,1497	1,1791	1,1895	2,3048	1,1313
1600	1,0773	1,1564	1,1798	1,1995	2,3346	1,1380
1700	1,0831	1,1651	1,1865	1,2091	2,3630	1,1443
1800	1,0886	1,1690	1,1924	1,2179	2,3907	1,1501
1900	1,0940	1,1748	1,1983	1,2259	2,4166	1,1560
2000	1,0990	1,1803	1,2033	1,2334	2,4422	1,1610

Середня об'ємна теплоємність газів при сталому об'ємі

 c'_v , кДж/(м³·К)

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Повітря
0	0,9349	0,9236	0,9282	1,2288	1,1237	0,9261
100	0,9466	0,9249	0,9307	1,3293	1,1342	0,9295
200	0,9642	0,9286	0,9362	1,4164	1,1514	0,9362
300	0,9852	0,9357	0,9458	1,4918	1,1715	0,9462
400	1,0065	0,9454	0,9579	1,5587	1,1945	0,9579
500	1,0270	0,9567	0,9718	1,6178	1,2188	0,9718
600	1,0459	0,9692	0,9864	1,6701	1,2439	0,9856
700	1,0634	0,9826	1,0011	1,7174	1,2703	0,9998
800	1,0789	0,9960	1,0153	1,7601	1,2971	1,0132
900	1,0936	1,0086	1,0287	1,7982	1,3247	1,0262
1000	1,1056	1,0207	1,0417	1,8326	1,3519	1,0387
1100	1,1183	1,0325	1,0538	1,8460	1,3791	1,0505
1200	1,1296	1,0434	1,0651	1,8929	1,4059	1,0618
1300	1,1396	1,0542	1,0756	1,9188	1,4319	1,0722
1400	1,1493	1,0639	1,0856	1,9427	1,4570	1,0819
1500	1,1585	1,0731	1,0948	1,9644	1,4817	1,0911
1600	1,1669	1,0819	1,1036	1,9845	1,5052	1,0999
1700	1,1752	1,0902	1,1116	2,0034	1,5286	1,1078
1800	1,1832	1,0978	1,1191	2,0205	1,5504	1,1158
1900	1,1907	1,1049	1,1262	2,0385	1,5713	1,1229
2000	1,1978	1,1116	1,1329	2,0511	1,5918	1,1296

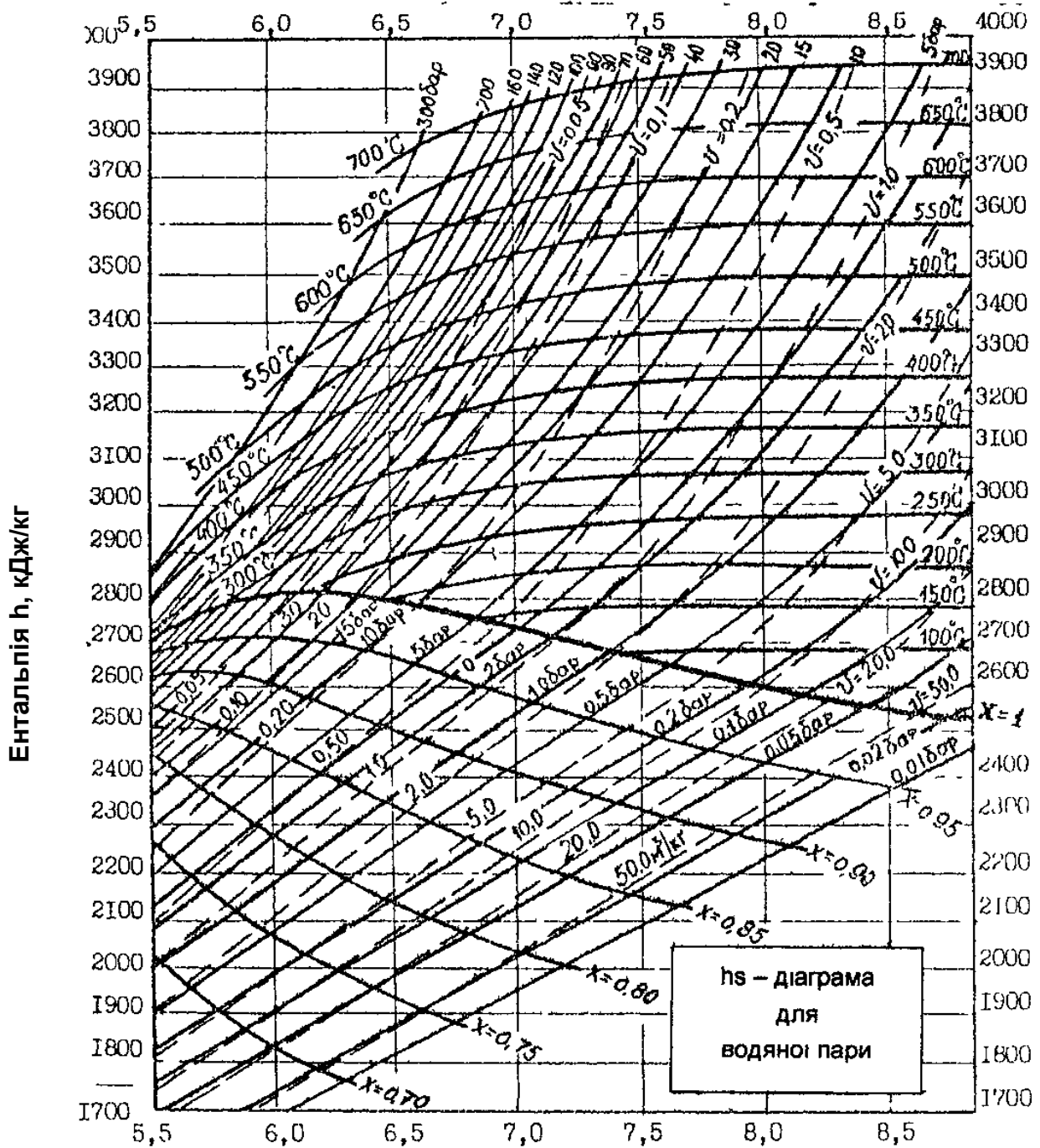
Середня об'ємна теплоємність газів при сталому тиску

 $c'_p, \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Повітря
0	1,1306	1,2946	1,2992	1,5998	1,4943	1,2971
100	1,3176	1,2958	1,3017	1,7003	1,5002	1,3004
200	1,3352	1,2996	1,3071	1,7873	1,5223	1,3071
300	1,3561	1,3067	1,3167	1,8627	1,5424	1,3173
400	1,3775	1,3163	1,3289	1,9297	1,5654	1,3289
500	1,3980	1,3276	1,3427	1,9887	1,5897	1,3427
600	1,4168	1,3402	1,3574	2,0411	1,6148	1,3565
700	1,4344	1,3536	1,3720	2,0884	1,6412	1,3708
800	1,4499	1,3670	1,3862	2,1311	1,6680	1,3842
900	1,4645	1,3796	1,3996	2,1692	1,6957	1,3976
1000	1,4775	1,3917	1,4126	2,2085	1,7229	1,4097
1100	1,4892	1,4034	1,4248	2,2349	1,7501	1,4214
1200	1,5005	1,4143	1,4361	2,2638	1,7769	1,4327
1300	1,5106	1,4252	1,4465	2,2898	1,8028	1,4432
1400	1,5202	1,4348	1,4566	2,3136	1,8280	1,4528
1500	1,5294	1,4440	1,4658	2,3354	1,8527	1,4620
1600	1,5378	1,4528	1,4746	2,3555	1,8761	1,4708
1700	1,5462	1,4612	1,4825	2,3743	1,8996	1,4788
1800	1,5541	1,4687	1,4901	2,3915	1,9213	1,4867
1900	1,5617	1,4758	1,4972	2,4074	1,9423	1,4939
2000	1,5692	1,4825	1,5089	2,4221	1,9628	1,5010

Параметри води та водяної пари на лінії насичення

p, МПа	t_н, °C	v', м³/кг	v'', м³/кг	ρ, кг/м³	h', кДж кг	h'', кДж кг	r, кДж кг	s', кДж кг·К	s'', кДж кг·К
0,2	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
0,3	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
0,4	143,62	0,0010836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	6,897
0,5	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
0,6	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2086	1,931	6,761
0,80	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
1,0	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,148	6,587
1,2	187,95	0,0011385	0,1633	6,125	798,3	2785	1987	2,216	6,523
1,4	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
1,6	210,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,422
1,8	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
2,0	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
2,5	223,93	0,0011972	0,07993	12,51	961,8	2802	1840	2,654	6,256
3,0	233,8	0,0012163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1896	2,646	6,186
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
5,0	263,91	0,0012857	0,03944	23,35	1164,4	2794	1640	2,921	5,973
6,0	275,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
7,0	285,80	0,0013510	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
8,0	294,98	0,0013838	0,02353	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
9,0	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
10,0	310,96	0,0014521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
11,0	318,04	0,001489	0,01592	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
12,0	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,493
13,0	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,5	2662	1130,8	3,561	5,432
14,0	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9	3,623	5,372
15,0	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1	3,684	5,310
16,0	347,32	0,001710	0,00931	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
18,0	356,96	0,001837	0,00750	133,2	1732	2510	778,2	4,871	5,107
20,0	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583,0	4,015	4,928
22,0	373,70	0,00273	0,00367	272,5	2016	2168	152,0	4,303	4,591



Ентропія s , кДж/(кг·К)
 hs – діаграма водяної пари

Фізичні властивості сухого повітря В=760 мм. рт. ст.

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p КДж/(кг.°C)	$\lambda \times 10^2$ Вт(м.°C)	$\alpha \times 10^4$ М ² /с	$\mu \times 10^6$ Н.с/м ²	$\nu \times 10^6$ м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	165,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Фізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{бар}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i, \text{кДж/кг}$	$c_p, \text{кДж/ (кг}\cdot^\circ\text{C)}$	$\lambda, \text{Вт/ (м}\cdot^\circ\text{C)}$	$\alpha \times 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \times 10^6, \text{Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu \times 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \times 10^4, \text{1/К}$	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	-0,63	13,5
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	0,70	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,597	14,3	1004	1,006	1,82	7,03
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	3,21	5,45
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	3,87	4,36
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	4,49	3,59
60	1,013	983,1	251,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	5,11	3,03
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	5,70	2,58
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,669	16,3	355,1	0,365	6,32	2,23
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	6,95	1,97
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	7,52	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	17,0	259,0	0,272	8,08	1,6
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	17,1	237,4	0,252	8,64	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	17,3	217,8	0,233	9,19	1,35
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	9,72	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	10,3	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,681	17,8	173,6	0,191	10,7	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	0,676	17,2	162,8	0,181	11,3	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,672	17,2	153,0	0,173	11,9	1,03
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,664	17,2	144,2	0,165	12,6	0,965
200	15,55	863,0	852,5	4,505	0,658	17,0	136,4	0,158	13,3	0,932
210	19,08	852,8	897,7	4,555	0,649	16,7	130,5	0,153	14,1	0,915
220	23,20	840,3	943,7	4,614	0,640	16,5	124,6	0,148	14,8	0,898
230	27,98	827,3	990,2	4,681	0,629	16,3	119,7	0,145	15,9	0,888
240	33,48	813,6	1037,5	4,760	0,617	16,0	114,8	0,141	16,8	0,883
250	39,78	799,0	1085,7	4,870	0,605	15,5	109,0	0,137	18,1	0,884
260	46,94	784,0	1135,7	4,98	0,593	15,2	105,9	0,135	19,7	0,892
270	55,05	767,9	1185,3	5,12	0,578	14,7	102,0	0,133	21,6	0,905
280	64,19	750,7	1236,8	5,30	0,565	14,3	98,1	0,131	23,7	0,917
290	74,45	732,3	1290,0	5,50	0,548	13,7	94,2	0,129	26,2	0,944
300	85,92	712,5	1344,9	5,76	0,532	13,0	91,2	0,128	29,2	0,986
310	98,70	691,1	1402,2	6,11	0,514	12,2	88,3	0,128	32,9	1,05
320	112,90	667,1	1462,1	6,57	0,494	11,3	85,3	0,128	38,2	1,14
330	128,65	640,2	1526,2	7,25	0,471	10,2	81,4	0,127	43,3	1,25
340	146,08	610,1	1594,8	8,20	0,446	8,95	77,5	0,127	53,4	1,42
350	165,37	574,4	1671,4	10,10	0,431	7,90	72,6	0,126	66,8	1,70
360	186,74	528,0	1761,5	14,65	0,367	4,2	66,7	0,126	109	2,66
370	210,53	450,5	1892,5	40,32	0,338	1,85	56,9	0,126	264	6,80

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка: підручник / О.Ф. Буляндра. – К.: Техніка, 2001. – 319 с.
2. Константинов С.М. Збірник задач з технічної термодинаміки та теплообміну: навч. носіб./ С.М. Константинов, Р.В. Луцик. – К.: «Освіта України», 2009. – 543 с.
3. Константинов С.М. Теплообмін: підручник. – К.: Політехніка, Інрес, 2005. – 303 с.
4. Василенко С.М., Українець А.І., Олішевський В.В. Основи тепломасообміну: підручник /за ред. акад. УААН І.С. Гулого – К.: НУХТ, 2004. – 250 с.: іл.
5. Василенко С.М. Теплохолодотехніка: навч. посіб. / Василенко С.М., Павелко В.І., Форсюк А.В., Масліков М.М., Іващенко Н.В., Барановська С.В. – К.: Видавництво Ліра-К, 2019. – 258 с. ISBN 978-617-7605-70-5.
6. Константинов С.М. Теоретичні основи теплотехніки: підручник / С.М. Константинов, Є.М. Панов. – К.: «Золоті Ворота», 2012. – 592 с.

Навчально-методичне видання

ТЕРМОДИНАМІКА І ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Методичні вказівки

до виконання розрахунково-графічної роботи
для студентів спеціальності 194 «Гідротехнічне будівництво, водна
інженерія та водні технології».

Освітня програма «Водогосподарське будівництво і
управління водними ресурсами та системами»

Укладачі: **Барановська** Світлана Володимирівна,
Чепурна Наталія Володимирівна

Випусковий редактор *Л. С. Тавлуй*
Комп'ютерне верстання *Д. М. Ніколаєвич*

Підписано до друку 06.03. 2024. Формат 60 x 84_{1/16}
Ум. друк. арк. 2,09. Обл.-вид. арк. 2,25.
Електронний документ. Вид. № 10/III-24

Видавець і виготовлювач:
Київський національний університет будівництва і архітектури
Повітрофлотський проспект, 31, Київ, Україна, 03037

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002