

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет будівництва і архітектури

ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛОТЕХНІКА

**Розрахунок теплотехнічного устаткування,
що використовується під час видобування, транспортування
та переробки нафти та газу**

Методичні вказівки
до виконання курсової роботи
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня
вищої освіти спеціальності
185 «Нафтогазова інженерія і технології»
ОПП «Нафтогазова інженерія і технології»

КИЇВ 2025

УДК 621.1.016.7

Т38

Укладачі Ю. М. Кольчик, канд. техн. наук, доцент,
О. Г. Погосов, канд. техн. наук, доцент

Рецензент Н.В. Чепурна, канд. техн. наук, доцент

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

*Затверджено на засіданні кафедри теплотехніки, протокол № 10
від 13 травня 2025 року.*

В авторській редакції.

Технічна термодинаміка та теплотехніка. Розрахунок теплотехнічного
Т38 устаткування, що використовується під час видобування, транспортування
та переробки нафти та газу [Електронний ресурс] : методичні вказівки до
виконання курсової роботи. / уклад.: Ю.М.Кольчик, О.Г.Погосов. – Київ:
КНУБА, 2025. – 32 с.

Містять завдання, необхідні довідникові данні та рекомендації до
виконання курсової роботи.

Призначено для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої
освіти спеціальності:185 «Нафтогазова інженерія» ОПП «Нафтогазова
інженерія і технології».

© КНУБА 2025

Загальні положення

Економічний розвиток країни залежить від вдосконалення роботи паливно-енергетичного комплексу. Разом з нарощуванням видобутку палива і виробництвом енергії оптимізація роботи досягається шляхом впровадження енергозберігаючої політики у кожній галузі народного господарства. Термодинаміка, тепломасообмін і теплопередача є основою для розрахунку більшості природних і технологічних процесів. Їх знання дає змогу прогнозувати перебіг багатьох природних та технологічних процесів, підвищувати ККД двигунів чи змінювати технологічний процес на більш раціональний, зменшуючи при цьому кількість шкідливих викидів

Інженер нафтогазової промисловості на кожному кроці своєї діяльності повинен пам'ятати про енергозбереження й економічну безпеку. Без знання технічної термодинаміки та тепломасообміну неможливе впровадження жодного інженерного проєкту. Технічна термодинаміка та тепломасообмін є базовою дисципліною для подальшого вивчення таких курсів як „Теплогенератори та теплосилові установки”, „Нагнітачі. Компресори. Насоси. Вентилятори”. Одним з обов'язкових елементів вивчення курсу, передбачених програмою, є виконання студентами курсової роботи.

Метою курсової роботи є поглиблення знань, які студенти отримали на лекціях, практичних, лабораторних та самостійних заняттях.

Під час виконання курсової роботи рекомендується користуватися методичними вказівками до виконання курсової роботи і додатками.

Під час виконання курсової 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 і розрахункову формулу;
- 3) обчислення проводити у розгорнутому вигляді, результати округлювати і проставляти одиниці виміру в системі СІ;
- 4) графічна частина повинна задовольняти вимогам до технічних креслень.

Курсова робота повинна бути оформлена відповідно до існуючих вимог. У верхній частині титульного аркуша вказується найменування міністерства, вузу і кафедри, в середній частині – назва, 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 курсової роботи слід писати на стандартних аркушах формату А4 зі штампами. Графічна частина, яка містить графіки, діаграми і креслення, виконується на аркушах формату А3.

Виконання курсової роботи слід розпочинати тільки після вивчення теоретичного матеріалу та розгляду прикладів розв'язання задач за всіма темами курсу.

Курсову роботу треба захистити у встановлений навчальним планом термін. Завдання на курсову роботу вибирається з таблиць за двома останніми цифрами залікової книжки студента.

Приклад вибору завдання по останнім двом числам залікової книжки (шифру) для варіанту 75 для всіх завдань позначено жирним шрифтом.

Завдання на курсову роботу

Розділ 1.

Розрахунок параметрів природного газу, що потрапляє в газорозподільну мережу.

Виміряна за допомогою лічильника витрата природного газу становить V м³/год. Надлишковий тиск газу в лічильнику – p ат, а температура – t °С. Барометричний тиск $B = 0,1$ МПа.

Склад газу заданий в масових долях g_i .

Привести покази лічильника до нормальних фізичних умов ($p = 101\,323$ Па, $T = 273$ К або $t = 0$ °С);

Визначити:

- об'ємний склад газу та молекулярну масу суміші $\mu_{\text{сум}}$,
- газову сталу газової суміші,
- густину газу в лічильнику,

- масову витрату газу M кг/год,
- парціальні тиски компонентів суміші,
- теплоту згорання газу, якщо $Q_{\text{HCH}_4}^{\text{P}} = 35800$ кДж/м³, $Q_{\text{HC}_2\text{H}_6}^{\text{P}} = 64400$ кДж/м³.

Також визначити як зміняться покази лічильника зі збільшенням температури на 5°C та зменшенням тиску на 0,4 ат.

Необхідні дані взяти з табл.1. Склад газової суміші в масових долях взяти за передостанньою цифрою шифру, а V, p, t – за останньою.

Таблиця 1

Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$g_{\text{CH}_4}, \%$	85.0	87.5	88.0	89.0	86.0	86.5	87.0	88.5	89.5	90.0
$g_{\text{C}_2\text{H}_6}, \%$	12	10.5	9,5	7	8	10	8,5	6,5	5	8,5
$g_{\text{CO}_2}, \%$	3	2	2,5	4	6	3,5	4,5	5	5,5	1,5
$V, \text{м}^3/\text{год}$	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000
$P, \text{ат}$	10,1	11,2	9,5	8,5	9,2	8,7	10,5	11	8	7
$t, \text{°C.}$	12	11	10	9	8	7	6	5	13	14

Розділ 2.

Розрахунок повітряних компресорів, що використовуються при переробці природного газу та нафти.

Для стискування повітря з масовою витратою m кг/с, від тиску p_1 МПа до тиску p_2 МПа використовують компресор. Початкова температура повітря $t_1 = 10$ °C.

Стискування відбувається за політропою з показником політропи n .

Розрахунок провести для одноступеневого та багатоступеневого компресора з проміжним охолодженням стиснуваного повітря до початкової температури. Визначити необхідну кількість ступенів компресора, якщо максимальна температура повітря при стисненні має бути не більше 100 °C.

Знайти:

- кінцеву температуру в ступенях компресора,
- теоретичну роботу на привід компресора,
- дійсну потужність привода компресора при заданому ККД η_k ,
- кількість теплоти, яку необхідно відводити від стискуваного газу
- витрати природного газу з теплою згорання 37000 кДж/м^3 у камері згорання двигуна компресора за умови, що термічний ККД двигуна η_t становить 50%,
- витрату води M , що використовується для охолодження повітря, якщо вона нагрівається на Δt_b °С.

Необхідні дані взяти з табл. 2. $p_1, \Delta t_b, n$ взяти за передостанньою цифрою шифру, а p_2, m, η_k – за останньою.

Таблиця 2

Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
p_1 МПа	0,15	0,2	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,22	0,17	0,19
Δt_b °С	10	11	12	13	14	15	16	17	18	9
n	1,1	1,05	1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,45	1,5
p_2 МПа	3,5	3,8	4	4,2	4,5	4,8	5	5,2	5,7	6
m кг/с	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
η_k %	70	74	72	73	80	79	78	77	76	75

Розділ 3. Аналітичний та графічний аналіз термодинамічних процесів, що складають термодинамічний цикл.

У якості робочого тіла в термодинамічному циклі використовується повітря з масовою витратою M , кг/год, початковим тиском $p_1=0,1$, МПа і початковою температурою t_1 , °С. Воно стискається адіабатно до температури t_2 . Після ізохорного підведення теплоти здійснюється політропне розширення з показником політропи n до початкового тиску і температури t_4 та ізобарне повернення робочого тіла в початковий стан. Таким чином цикл складається з процесів:

1–2 – адіабатний процес, $q=0$;

2–3 – ізохорний, $v = \text{const}$;

3–4 – політропний, $C_n = \text{const}$;

4 – 1 – ізобарний, $P = \text{const}$.

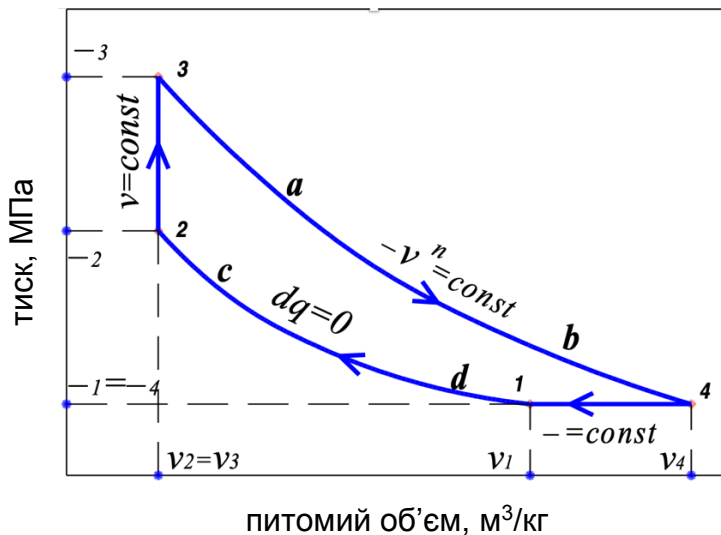


Рис.1. Газовий цикл у p - v координатах

Визначити:

- термічні параметри стану (об'єм, тиск і температуру) газу в кожній точці процесу,
- зміну калорічних параметрів стану (внутрішньої енергії, ентальпії і ентропії) газу в кожному процесі,
- енергетичні характеристики процесу (роботу та кількість відведеної або підведеної теплоти в процесі),
- термічний ККД циклу,
- годинну витрату теплоти, та питому витрату теплоти на виробництво 1 кДж/кг корисної роботи в циклі.

Зобразити розрахований цикл в p - v і T - s діаграмах.

Необхідні дані взяти з табл. 3.1: температури t_1 , t_2 , °C вибрати за передостанньою цифрою шифру, а температуру t_4 , °C, показник політропи n та витрату повітря M кг/год вибрати за останньою цифрою шифру.

Результати розрахунків звести в табл.3.2.-3.3

Таблиця 3.1

Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
t_1 , °C	10	6	9	2	8	3	4	5	7	11
t_2 , °C	160	165	170	175	180	185	190	195	200	155
t_4 , °C	57	47	67	52	62	64	70	50	60	55
n	1,55	1,35	1,45	1,55	1,45	1,35	1,45	1,5	1,37	1,5
M , кг/год	3500	3600	3700	3800	3900	4000	4100	4200	3550	3650

Таблиця 3.2

Термічні параметри стану точок циклу

Точки	Термічні параметри		
	P, кПа	v, м ³ /кг	T, °К
1			
2			
3			
4			

Таблиця 3.3

Калоричні параметри стану та характеристики процесів

Процес	$\Delta u,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\Delta h,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\Delta s,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{гр}}$	q, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	l, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
1-2					
2-3					
3-4					
4-1					
Перевірка	$\sum \Delta u =$	$\sum \Delta h =$	$\sum \Delta s =$	$\sum q =$	$\sum l = l_{\text{кор}} =$

Розділ 4. Розрахунок сушильного устаткування в якому сушильним агентом є вологе повітря.

Визначити питомі витрати теплоти (кількість теплоти, витрачену на m кг вологи) при сушці в теоретичній сушарці при таких умовах:

- температура зовнішнього повітря t_a , відносна вологість φ_a ,
- температура повітря після калорифера t_b (табл.4),
- в процесі сушки (адіабатного насичення повітря водяною парою при $h=\text{const}$) температура вологого повітря зменшується на $\Delta t = 10$ °С,
- барометричний тиск 745 мм рт.ст.

Зобразити ці процеси на $h-d$ діаграмі волого повітря та підібрати принципову схему теоретичної сушарки (провести огляд існуючих схемних рішень).

Вихідні дані взяти з табл. 4: параметри повітря t_a і φ_a вибрати за останньою цифрою шифру, а t_b , m – за передостанньою.

Таблиця 4

Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_a, ^\circ\text{C}$	25	20	15	30	25	10	35	20	15	10
$\varphi_a, \%$	15	10	25	20	35	15	10	25	20	35
$t_b, ^\circ\text{C}$	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
$m, \text{кг}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Розділ 5. Розрахунок витікання газів.

По відомим початковим параметрам повітря перед соплом Лавалю P_1 , t_1 і кінцевому тиску P_2 за соплом для адіабатичної течії при заданій масовій витраті повітря M (кг/с) визначити:

- швидкість витікання повітря,
- геометричні розміри сопла.

Кут розкриття сопла прийняти 12° . Початковою швидкістю повітря на вході сопла знехтувати. Вихідні дані вибрати з табл.5, при цьому P_1 , t_1 , P_2 вибрати за останньою цифрою шифру, а масову витрату M – за передостанньою.

Таблиця 5

Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$P_1, \text{Бар}$	10	12	14	16	18	20	8	11	13	15
$t_1, ^\circ\text{C}$	190	220	250	280	310	340	200	230	260	300
$P_2, \text{Бар}$	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40	1,60	0,50	0,70	0,90	1,10
$M, \text{кг/с}$	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,1	0,13	0,16	0,19

Розділ 6. Розрахунок теплообмінного апарату, що використовується для охолодження трансформаторного масла.

У рекуперативному теплообмінному апараті всередині трубок діаметром $d_{зовн}/d_{внут}$ протікає гаряче трансформаторне масло зі швидкістю W_1 . Кількість трубок n . Трансформаторне масло охолоджується від t_1' до t_1'' .

Вода, що охолоджує масло, має температуру на вході до теплообмінного апарата t_2' . і рухається із швидкістю W_2 уздовж трубок, які розташовані у кожусі теплообмінника внутрішнім діаметром D . Повздовжній та поперечний кроки труб у пучку складають $S_1 = S_2 = 1,5 d_{зовн}$.

Визначити витрати теплоносіїв, площу поверхні теплообміну, а також необхідну довжину трубного пучка для прямої або протитої схеми руху теплоносіїв.

Вихідні дані вибрати з табл.6, при цьому $d_{зовн}/d_{внут}$, W_1 , t_1' , t_1'' , n , D вибрати за останньою цифрою шифру, а матеріал трубок, W_2 , t_2' та схему руху теплоносіїв за передостанньою.

Таблиця 6

Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$d_{зовн}/d_{внут}$, мм	25/21	22/20	25/21	33/30	25/21	22/20	28/25	33/30	25/21	28/25
W_1 , м/с	2	2,1	2,2	2,3	2,4	1,9	2,5	2,4	2,3	2,2
t_1' °C	120	115	110	105	100	105	115	110	115	120
t_1'' °C	60	50	55	50	45	55	55	50	60	65
N, шт..	248	220	550	212	314	186	488	574	164	292
D , мм	600	400	800	600	600	400	800	1000	400	600
Матеріал трубок	сталь	латунь	сталь	латунь	сталь	латунь	сталь	латунь	сталь	латунь
W_2 , м/с	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,6
t_2' °C	20	21	22	23	24	25	15	16	17	18
схема руху теплоносіїв	прямоток	протиток	прямоток	протиток	прямоток	протиток	прямоток	протиток	прямоток	протиток

Методика виконання курсової роботи

Розділ 1. Розрахунок параметрів природного газу, що потрапляє в газорозподільну мережу.

Розв'язок виконуємо в такій послідовності:

1. Приводимо покази лічильника до нормальних фізичних умов. $V_{н.у.}$ визначаємо з виразу

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_{н.у.} V_{н.у.}}{T_{н.у.}}$$

2. Визначаємо об'ємний склад газу та молекулярну масу суміші $\mu_{сум.}$ за залежностями, наведеними в дод. 1.

3. Визначаємо газову сталу суміші за формулою:

$$R_{сум.} = \frac{R_{\mu}}{\mu_{сум.}},$$

де R_{μ} - універсальна газова стала, $R_{\mu} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$.

4. Визначаємо густину газу в лічильнику при P_1 , і T_1 за залежностями, наведеними в дод. 1.

Густини окремих компонентів визначаємо з виразу:

$$\rho_i = \frac{\mu_i}{V_{\mu}},$$

де μ_i - молекулярна маса і-го компонента;

V_{μ} - молярний об'єм природного газу при P_1 , і T_1 .

5. Визначаємо масову витрату газу M , кг/год або з виразу $M = \rho \cdot V$, або з рівняння стану ідеального газу:

$$PV = MRT.$$

6. Визначаємо парціальні тиски компонентів суміші, за залежностями, наведеними в дод. 1.

7. Теплоту згорання газу визначаємо згідно із законом адитивності:

$$Q_n^p = \sum Q_{ni}^p \cdot r_i, \text{ кДж/м}^3.$$

8. Покази лічильника при значеннях параметрів P_2 , і T_2 визначаємо з виразу:

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}.$$

Розділ 2. Розрахунок повітряних компресорів, що використовуються при переробці природного газу та нафти.

Розв'язок виконуємо в такій послідовності:

I. Одноступінчатє стиснення.

1. Визначаємо температуру в кінці стискування із рівняння політропного процесу

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

2. Визначаємо теоретичну роботу компресора

$$l_k = -\frac{n}{n-1} \cdot RT_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right].$$

3. Визначаємо дійсну потужність привода компресора:

$$N_k = \frac{m \cdot l_k}{\eta_k},$$

4. Визначаємо витрати газу в камері згорання двигуна компресора:

$$B_z = \frac{N_k}{Q_n^p \cdot \eta_t}.$$

5. Визначаємо кількість теплоти, яку необхідно відводити від стиснуваного газу газу,

$$q = C_n (T_2 - T_1)$$

Де C_n - питома теплоємність в політропному процесі:

$$C_n = C_v \frac{n-k}{n-1}, \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

6. Витрату води M , що використовується для охолодження повітря у визначаємо з рівняння теплового балансу::

$$m \cdot q = MC_{ps} \Delta T$$

II Багатоступінчатє стиснення

Визначаємо необхідне число ступенів компресора, щоб підвищення температури в кінці стискування в одному ступені не перевищувало 100 °С.

1. Визначаємо ступінь стискування компресора

$$\beta = \frac{P_2}{P_1}.$$

2. Визначаємо ступінь стискування в одному ступені компресора:

$$\beta_c = \frac{P_{2c}}{P_1},$$

де P_{2c} - кінцевий тиск в першому ступені компресора, визначається з залежності між T і P в політропному процесі:

$$\frac{T_{2c}}{T_1} = \left(\frac{P_{2c}}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \beta_c^{\frac{n-1}{n}},$$

Звідки отримуємо:

$$\beta_c = \left(\frac{T_{2c}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

3. З іншого боку ступінь стискування в одному ступені компресора дорівнює

$$\beta_c = \sqrt[n]{\frac{P_2}{P_1}} = \sqrt[n]{\beta}$$

4. Логарифмуючи цей вираз, визначаємо необхідне число ступенів компресора

$$\ln \beta_c = \frac{1}{z} \ln \beta$$

Звідки визначаємо z .

5. Отриманий результат округлюємо до цілого значення в більший бік.

6. З урахуванням прийнятого z уточнюємо значення β_c , P_{2c} , T_{2c} :

ступінь стискування в одному ступені компресора: $\beta_c = \sqrt[n]{\beta}$

кінцевий тиск в першому ступені компресора: $P_{2c} = P_1 \beta_c$

кінцева температура в ступені компресора: $T_{2c} = T_1 \cdot \beta_c^{\frac{n-1}{n}}$

7. Визначаємо кінцеві тиски в кожному ступені компресора:

$$P_{2c1} = P_1 \beta_c$$

$$P_{2c2} = P_{2c1} \beta_c$$

І так далі.

8. Визначаємо теоретичну роботу компресора при багатоступеневому стисненні.

$$l_k = \frac{n \cdot z}{n-1} \cdot RT_1 \left[1 - \beta_c^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

9. Подальший розрахунок виконується аналогічно пп3-6 для одноступеневого стиснення.

10. Графічна частина до даного розділу включає в себе:

- зображення розрахованого процесу стиснення в одноступеневому та багатоступеневому компресорі в $p-v$ та $T-s$ координатах,
- ескіз одноступеневого та розрахованого багатоступеневого компресора.

Розділ 3. Аналітичний та графічний аналіз термодинамічних процесів , що складають термодинамічний цикл.

Розрахунок кожного термодинамічного процесу проводимо в наступній послідовності:

1) Виводиться рівняння процесу в pv -координатах, використовуючи рівнянням Клапейрона-Менделєєва:

2) встановлюється залежність між термічними параметрами, що змінюються, у процесі

3) визначається зміна внутрішньої енергії Δu , Дж/кг між початковим і кінцевим станом процесу

$$\Delta u = C_v \Delta T ,$$

де $C_v = \frac{\mu C_v}{\mu}$, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – ізохорна масова теплоємність, мольну теплоємність μC_v ,

кДж/кмоль:К, визначаємо з додатку 2.

4) знаходиться зміна ентальпії Δh , Дж/кг між початковим і кінцевим станом процесу

$$\Delta h = C_p \Delta T ,$$

де $C_p = \frac{\mu C_p}{\mu}$, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ізобарна масова теплоємність, мольну теплоємність μC_p ,

кДж/кмоль*К, визначаємо з додатку 2.

5) знаходиться зміна ентропії Δs , $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ між початковим і кінцевим станом

процесу:

$$\Delta s = C_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1},$$

$$\Delta s = C_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1},$$

6) визначається термодинамічна робота газу l , $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$.

7) визначається зовнішня теплота q $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$, необхідна для здійснення

процесу.

Отримані таким способом дані дозволяють розглянути особливості перетворення енергії в процесі і скласти схему енергобалансу.

Розрахунок термодинамічних процесів в данному розділі проводимо в наступній послідовності

I. Визначаємо термічні параметри в кожній точці циклу.

1. Точка 1. P_1 і T_1 задані.

1.1. Визначаємо питомий об'єм в т.1 з рівняння стану, записаного для даної точки:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1},$$

де R – питома газова стала для повітря $R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{\mu} \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$\mu_{\text{пов}} = 28,96 \text{ кг/кмоль}$.

2. Точка 2. T_2 задане.

2.1. За умови, що процес 1-2 адіабатний. ($s = \text{const}; q = 0$) з рівняння процесу визначаємо питомий об'єм v_2 :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}; \quad v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \text{ м}^3/\text{кг},$$

де k – показник адіабати, приймається для повітря $k = 1,4$.

2.2. З рівняння стану, записаного для т.2 визначаємо тиск P_2 :

$$P_2 = \frac{RT_2}{v_2}, \text{ Па}$$

3. Точка 4. T_4 задане.

3.1. За умови, що процес 4 – 1 ізобарний ($P = \text{const}$), $P_1 = P_4$.

3.2. Визначаємо питомий об'єм v_4 з рівняння ізобарного процесу:

$$\frac{v_1}{v_4} = \frac{T_1}{T_4}, \quad v_4 = v_1 \cdot \frac{T_4}{T_1}$$

4. Точка 3

4.1. За умови, що процес 2–3 ізохорний ($v = \text{const}$), $v_2 = v_3$.

4.2. За умови, що процес 3–4 – політропний, з рівняння процесу

$$p_3 v_3^n = p_4 v_4^n$$

визначаємо тиск P_3 :
$$p_3 = p_4 \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^n .$$

4.3. Для визначення температури T_3 використовуємо рівняння стану: записане для т.3:

$$P_3 v_3 = RT_3.$$

$$T_3 = \frac{P_3 v_3}{R}$$

5. Отримані результати заносимо в таблицю 3.2.

II. Визначаємо зміну калоричних параметри стану та енергетичні характеристики кожного процесу.

Процес 1-2 – адіабатний.

1. Визначаємо зміну внутрішньої енергії Δu , Дж/кг та зміну ентальпії Δh Дж/кг між початковим і кінцевим станом процесу.

2. Зміна питомої ентропії в процесі $\Delta s=0$.

3. Питома кількість теплоти в адіабатному процесі: $q=0$.

4. Визначаємо питому роботу процесу:

$$l = \frac{R(T_1 - T_2)}{k - 1}, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} .$$

5. Виконуємо перевірку проведеного розрахунку щодо виконання I закону термодинаміки $q = \Delta u + l$, підставляючи в нього всі обчислені величини.

Процес 2-3 – ізохорний.

1. Визначаємо зміну внутрішньої енергії Δu , Дж/кг та зміну ентальпії Δh Дж/кг між початковим і кінцевим станом процесу.

2. Визначаємо зміну питомої ентропії в процесі:

$$\Delta S = C_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3. Питома кількість теплоти в ізохорному процесі:

$$q = C_v \cdot (T_3 - T_2), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

4. Питома робота процесу $l = 0$

Процес 3–4 – політропний.

1. Визначаємо зміну внутрішньої енергії Δu , Дж/кг та зміну ентальпії Δh Дж/кг між початковим і кінцевим станом процесу.

2. Визначаємо зміну питомої ентропії в процесі

$$\Delta S = C_n \cdot \ln \frac{T_4}{T_3}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

де C_n – теплоємність в політропному процесі,

$$C_n = C_v \frac{n - k}{n - 1}$$

3. Питома кількість теплоти в політропному процесі

$$q = C_n (T_4 - T_3), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

4. Визначаємо питому роботу процесу

$$l = \frac{1}{n-1} P_3 v_3 \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right], \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

5. Виконуємо перевірку проведеного розрахунку щодо виконання I закону термодинаміки $q = \Delta u + l$, підставляючи в нього всі обчислені величини.

Процес 4 – 1 – ізобарний.

1. Визначаємо зміну внутрішньої енергії Δu , Дж/кг та зміну ентальпії Δh , Дж/кг між початковим і кінцевим станом процесу.

2. Визначаємо зміну питомої ентропії в процесі:

$$\Delta S = C_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_4}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3. Питома кількість теплоти в ізобарному процесі

$$q = C_p(T_1 - T_4), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

4. Визначаємо питому роботу процесу

$$l = p \cdot (u_1 - u_4) \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

5. Виконуємо перевірку проведеного розрахунку щодо виконання I закону термодинаміки $q = \Delta u + l$, підставляючи в нього всі обчислені величини.

Отримані результати по всім розрахованим процесам заносимо в таблицю 3.3.

III. Визначаємо характеристики та ефективність теродинамічного циклу/

1. Визначаємо корисну роботу в циклі l , як алгебраїчну суму робіт в усіх процесах, з яких складається цикл.

2. Визначаємо витрату теплоти у циклі як сума величин q для процесів у яких $q > 0$.

3. Визначаємо термічний коефіцієнт корисної дії η_t циклу за формулою

$$\eta_t = \frac{l}{q}$$

4. Визначаємо годинну кількість підведеної теплоти при витратах робочого тіла в циклі M , кг/год $Q = q \cdot M$, кДж/год.

5. Визначаємо питому витрату теплоти на виробництво 1 кДж/кг корисної роботи в циклі $q_0 = \frac{l}{\eta_t}$.

IV. Графічна частина до данного розділу включає в себе:

- зображення розрахованого термодинамічного циклу в $p-v$ та $T-s$ координатах.

Розділ 4. Розрахунок сушильного устаткування, в якому сушильним агентом є вологе повітря.

1. При розрахунках сушарки спочатку виконують побудову процесів (1 - 2 – нагрівання і 2 - 3 – сушки), що відбуваються у вологому повітрі на $h-d$ діаграмі вологого повітря (Дод. 3).

2. За допомогою діаграми знаходять значення вологовмісту d і ентальпії h вологого повітря в характерних точках 1, 2 і 3, враховуючи, що $d_1 = d_2$ та $h_2 = h_3$.

3. Знаходимо зростання вологовмісту повітря:

$$\Delta d = d_3 - d_2, \text{ г/кг сухого повітря.}$$

4. Визначаємо масу повітря, необхідну для видалення m кг вологи, виходячи з того, що вологовміст повітря збільшується за рахунок видаленої з матеріалу вологи, і цю кількість вологи забирає 1 кг повітря:

$$M = \frac{m}{\Delta d}, \text{ кг повітря.}$$

5. Визначаємо кількість теплоти, витраченої на нагрівання 1 кг повітря:

$$\Delta h = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг сухого повітря.}$$

6. Визначаємо повну кількість теплоти, витрачену на нагрівання M кг повітря

$$Q = M \cdot \Delta h, \text{ кДж.}$$

7. Графічна частина до данного розділу включає в себе:

- зображення процесів 1-2 – нагрівання і 2-3 – сушки, що відбуваються у вологому повітрі на $h-d$ діаграмі вологого повітря з фіксацією визначних параметрів,

- принципову схему сушарки зі специфікацією.

Розділ 5. Розрахунок витікання газів.

1. Визначаємо відношення тисків робочого тіла і середовища, в яке витікає газ $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ і порівнюємо це 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.

1.1 Якщо $\left(\frac{p_2}{p_1} \leq \beta_{кр} \right)$, то у вихідному перерізі звичайного звужуючогося

сопла швидкість витікання досягає швидкості звуку, витрата робочого тіла досягає свого максимуму, і тиск у витоку сопла буде критичним:

$$p_{кр} = \beta_{кр} p_1.$$

Критична швидкість витікання визначається за формулами:

$$w_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_1 v_1}, \text{ м/с.}$$

де k – показник адіабати (дод.2);

v_1 - питомий об'єм газу на вході в сопло, м³/кг:

$$v_1 = \frac{RT}{p_1},$$

де R – питома газова стала для повітря $R = \frac{R_{\mu}}{\mu} = \frac{8314}{\mu}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$\mu_{\text{пов}} = 28,96 \text{ кг/кмоль.}$

1.2 Якщо $\frac{p_2}{p_1} > \beta_{кр}$, доцільним є використання сопла Лаваля. Під час

витікання робочого тіла крізь сопло Лаваля (рис. 2) швидкість у мінімальному перерізі сопла дорівнює критичній $w_{кр}$, а в частині, що розширюється, відбувається подальше прискорення потоку за рахунок спрацювання перепаду тисків від $p_{кр}$ до p_2 .

2. Визначаємо швидкість адіабатного витікання на виході із сопла w_2 :

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \text{ м/с.}$$

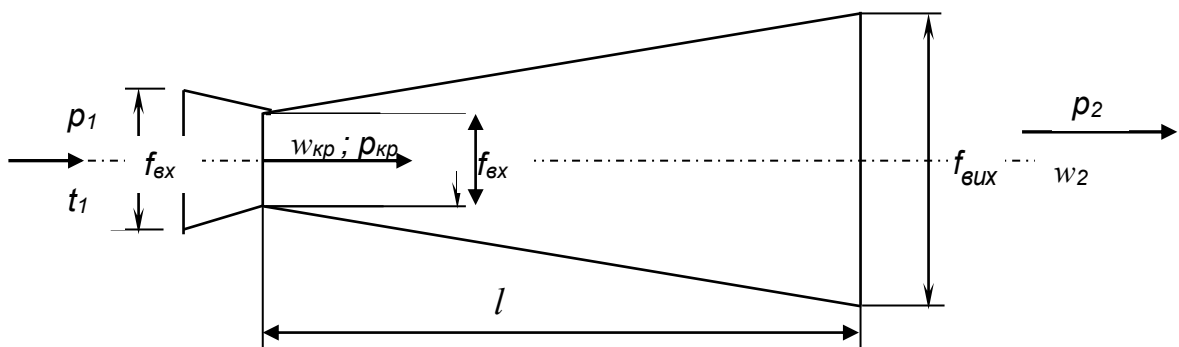


Рис. 2. Сопло Лаваля

3. Визначаємо площі мінімального та вихідного перерізів сопла Лаваля з рівняння нерозривності, або суцільності потоку:

$$f_{\min} = M \frac{v_{kp}}{w_{kp}}, \text{ м}^2,$$

$$f_{\text{вух.}} = M \frac{v_2}{w_2}, \text{ м}^2.$$

4. Враховуючи те, що перерізи сопла мають форму кола, знаючи площини перерізів сопла, визначаємо діаметри мінімального та вихідного перерізів сопла Лавалю.

5. Довжину частини сопла, що розширюється, визначаємо з рівняння:

$$l = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

де d_2 , d_{\min} – відповідно діаметри вихідного та мінімального перерізу сопла,

α - кут розкриття частини сопла, що розширюється.

6. Графічна частина до данного розділу включає в себе:

- креслення розрахованого сопла Лавалю;
- графіки розподілу параметрів тиску та швидкості по довжині сопла.

Розділ 5. Розрахунок теплообмінного апарату, що використовується для охолодження трансформаторного масла.

1. З рівняння нерозривності, або суцільності потоку визначаємо масову витрату першого теплоносія – трансформаторного масла через пучок труб.

$$m_1 = \rho_1 W_1 \frac{\pi d_s^2 \cdot n}{4}, \text{ кг/с.}$$

Теплофізичні властивості трансформаторного масла визначаються за його середньою температурою (Дод. 4):

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}.$$

2. З рівняння теплового балансу визначаємо кількість теплоти Q , що передається від першого теплоносія до другого.

$$Q = m_1 c_{p1} (t_1' + t_1'').$$

3. Задаємось температурою другого теплоносія – води на виході з теплообмінного апарату t_2' :

для проточесії $t_2' < t_2'' < t_1''$, зазвичай приймають $t_2'' = t_1'' - (5 \dots 10^\circ\text{C})$;

для протитечії $t_2' < t_2'' < t_1'$, зазвичай приймають $t_1'' = t_2'' + (5 \dots 25^\circ\text{C})$.

4. Визначаємо масову витрату другого теплоносія:

$$m_2 = \rho_2 W_2 \frac{\pi(D^2 - d_3^2 \cdot n)}{4}, \text{ кг/с.}$$

Теплофізичні властивості другого теплоносія – води визначаються за його середньою температурою (Дод. 5)

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}.$$

5. Уточнюємо прийняте значення температури t_2' , визначаючи її з рівняння теплового балансу, записаного для другого теплоносія:

$$t_2'' = t_2' + \frac{Q}{c_{p2} m_2}.$$

6. Якщо похибка між прийнятою та визначеною температурами $\delta t_2''$ становить більше 5%, то в якості розрахункової приймаємо визначену температуру, по ній обираємо теплофізичні властивості і повторюємо розрахунок відповідно п.4-5. І таким чином, методом послідовних наближень, визначаємо розрахункову температуру t_2' , поки не буде виконана вимога $\delta t_2'' \leq 5\%$.

7. Визначаємо середній температурний напір між теплоносіями. В загальному випадку він визначається як середньологарифмічний:

$$\Delta t_{CEP} = \Delta \bar{t}_\Lambda = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}},$$

де Δt_δ , Δt_M - відповідно більший та менший температурні напори. Вони вибираються в залежності від схеми руху теплоносіїв: прямої або протитої.

Якщо виконується умова $\frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M} \leq 2$, то із похибкою, яка не перевищує 4%, замість середньологарифмічного можна використовувати середньо-арифметичний температурний напір:

$$\Delta t_{CEP} = \Delta \bar{t}_A = \frac{\Delta t_\delta + \Delta t_M}{2}.$$

Ця формула справедлива, якщо $\frac{d_3}{d_6} \leq 2$.

8. Визначаємо середню температуру поверхні теплообміну. В першому наближенні ця температура може бути прийнята згідно залежності:

$$t_C = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} \approx t_{C1} \approx t_{C2}.$$

9. Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі обох теплоносіїв обираємо визначальні лінійні розміри. Для першого теплоносія - це внутрішній діаметр $l_0 = d_B$, а для другого – це еквівалентний діаметр $l_0 = d_{EKB2}$, що визначається за формулою:

$$d_{EKB2} = \frac{4S_1S_2}{\pi d_3} - d_3.$$

10. Визначаємо режим руху теплоносіїв. Для вимушеної конвекції режим течії визначається за числом Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{W_1 d_B}{\nu_1};$$

$$Re_2 = \frac{W_2 d_{EKB2}}{\nu_2},$$

де ν_1, ν_2 - коефіцієнти кінематичної в'язкоті, вибираються по таблицям теплофізичних властивості відповідного теплоносія.

Якщо $Re \leq 2.300$ режим течії ламінарний;

Якщо $2.300 < Re < 10.000$ режим течії перехідний;

Якщо режим течії турбулентний.

11. Розрахунок безрозмірних коефіцієнтів тепловіддачі - чисел Нуссельта Nu_1 та Nu_2 здійснюється по рівнянням подібності в залежності від режиму течії:

11.1. При ламінарному режимі руху можливі два під режими: в'язкісний та в'язкісно-гравітаційний. Це визначається за добутком чисел Грасгофа Gr та Прандтля Pr :

$$(Gr Pr)_m = \left(\frac{g l_0^3 \beta (t_C - \bar{t}) Pr}{\nu^2} \right)_m,$$

Індекс m показує, що розрахунок ведеться по визначальній температурі t_m

$$t_m = \frac{t_c + \bar{t}}{2},$$

де t_c – температура стінки трубки з боку відповідного теплоносія;

\bar{t} – середня температура відповідного теплоносія.

Якщо $(GrPr)_m \leq 8 \cdot 10^5$, то режим течії буде в'язкісним. Розрахунок середньої тепловіддачі для цього режиму руху здійснюють із застосуванням емпіричного рівняння подібності за визначальної температури t_m :

$$Nu_m = 1,55 \left(Pe_m \frac{l_0}{L} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_C}{\mu} \right)^{-0,14} \varepsilon,$$

де $Pe_m = Re_m Pr_m = \left(\frac{Wl_0}{a} \right)_m$ - число Пекле, яке дорівнює добутку чисел Рейнольдса

та Прандтля;

a – коефіцієнт температуропровідності;

ε – поправка, яка враховує початкову ділянку гідродинамічної стабілізації;

L – довжина теплообмінної поверхні.

Слід звернути увагу на те, що $Re \neq Re_m$ тому, що ці числа подібності розраховуються за різних визначальних температур.

Величина ε визначається за залежністю:

$$\varepsilon = 0,6 \left(\frac{L}{Rel_0} \right)^{-0,143} \cdot \left(1 + 2,5 \frac{L}{Rel_0} \right),$$

яка справедлива при $\frac{L}{Rel_0} \leq 0,1$.

Якщо $(GrPr)_m \geq 8 \cdot 10^5$, то режим течії буде в'язкісно-гравітаційним. Розрахунок середньої тепловіддачі для цього режиму руху здійснюють із застосуванням емпіричного рівняння подібності:

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,33} (GrPr)^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_C} \right)^{0,25} \varepsilon,$$

де ε - поправка яка враховує початкову ділянку гідродинамічної стабілізації; визначається за табл. 7.1, якщо виконується умова $(L/l_0) < 50$:

Таблиця 7.1

L/l_0	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

11.2 Для перехідного режиму течії розрахунок середньої тепловіддачі здійснюють із застосуванням емпіричного рівняння:

$$Nu = 0.12(Re^{0.67} - 125)Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_C} \right)^{0.14}.$$

11.3 Для турбулентного режиму течії розрахунок середньої тепловіддачі здійснюють із застосуванням рівняння подібності:

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_C} \right)^{0.25} \varepsilon_L,$$

де $\varepsilon_L = f(Re, L/l_0)$ - поправка на початкову ділянку ділянку гідродинамічної стабілізації, визначається за табл. 7.2, якщо виконується умова $(L/l_0) < 50$:

Таблиця 7.2

Re	L / l ₀								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
1·10 ⁴	1.65	1.50	1.34	1.23	1.17	1.13	1.07	1.03	1
2·10 ⁴	1.51	1.40	1.27	1.18	1.13	1.10	1.05	1.02	1
5·10 ⁴	1.34	1.27	1.18	1.13	1.10	1.08	1.04	1.02	1
1·10 ⁵	1.28	1.22	1.15	1.10	1.08	1.06	1.03	1.02	1
1·10 ⁶	1.14	1.11	1.08	1.05	1.04	1.03	1.02	1.01	1

12. Після визначення для кожного із теплоносіїв безрозмірних коефіцієнтів тепловіддачі - чисел Нуссельта Nu_1 та Nu_2 , знаходимо відповідні коефіцієнти тепловіддачі:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_B},$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{EKВ2}}.$$

13. Визначаємо коефіцієнт теплопередачі через поверхню теплообміну.

Для циліндричної тонкостінної труби за умови $\frac{d_3}{d_B} \leq 2$, можна коефіцієнт

теплопередачі визначати як плоскої стінки.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

де δ - товщина стінки труби, $\delta = \frac{d_3 - d_B}{2}$;

λ_C - коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби (Дод.6)

14. Визначаємо площу поверхні теплообміну F з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{CEP}}.$$

15. Визначаємо необхідну довжину циліндричної поверхні, що забезпечить передачу розрахованої кількості теплоти. З виразу

$$F = \pi d_P L,$$

де L – повна довжина циліндричної трубки ;

d_P – розрахунковий діаметр, вибирається в залежності від співвідношення коефіцієнтів тепловіддачі:

якщо $\alpha_1 \ll \alpha_2$, то $d_P = d_B$,

якщо $\alpha_1 \gg \alpha_2$, то $d_P = d_{зовн}$;

якщо α_1 і α_2 - це величини одного порядку, то розрахунковий діаметр буде дорівнювати середньому:

$$d_P = \frac{d_3 + d_B}{2} = d_{CEP},$$

Визначаємо загальну довжину трубок, що утворюють теплообмінну поверхню:

$$L = \frac{F}{\pi d_P}, \text{ м.}$$

16. Визначаємо кількість трубок у теплообмінному апараті. Задаючись довжиною однієї U-образної трубки l (від 4 до 8 м) знаходимо розрахункову кількість трубок у теплообмінному апараті:

$$n_P = \frac{L}{l}.$$

Якщо виявиться, що $n_P > n$, теплообмінний апарат треба виконувати багатоходовим або багатосекційним.

Кількість секцій визначається за залежністю: $N = \frac{n_P}{n}$.

Величини n_P , N слід округлити до цілого.

Визначившись із довжиною l , треба перевірити співвідношення (l / d_B) та ($l / d_{ЕКВ2}$). Якщо вони виявляться меншими 50, то необхідно ввести поправки ε для першого та другого теплоносіїв.

17. Розраховуємо температури поверхні теплообміну з боку для першого та другого теплоносіїв:

$$t_{C1} = \bar{t}_1 - \frac{K\Delta t_{CEP}}{\alpha_1} = t_{C1}^I,$$

$$t_{C2} = \bar{t}_2 + \frac{K\Delta t_{CEP}}{\alpha_2} = t_{C2}^I.$$

Якщо t_{C1}^I та t_{C2}^I відрізняються від t_C більше ніж на 5%, треба визначені температури прийняти за розрахункові і повторити розрахунки, починаючи з п.11.

18. Графічна частина до данного розділу включає в себе:

- схематичне зображення процесу теплопередачі для теплообмінника, що розглядається,
- графік розподілу (зміни) температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну,
- ескіз теплообмінного апарата за результатами розрахунків.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

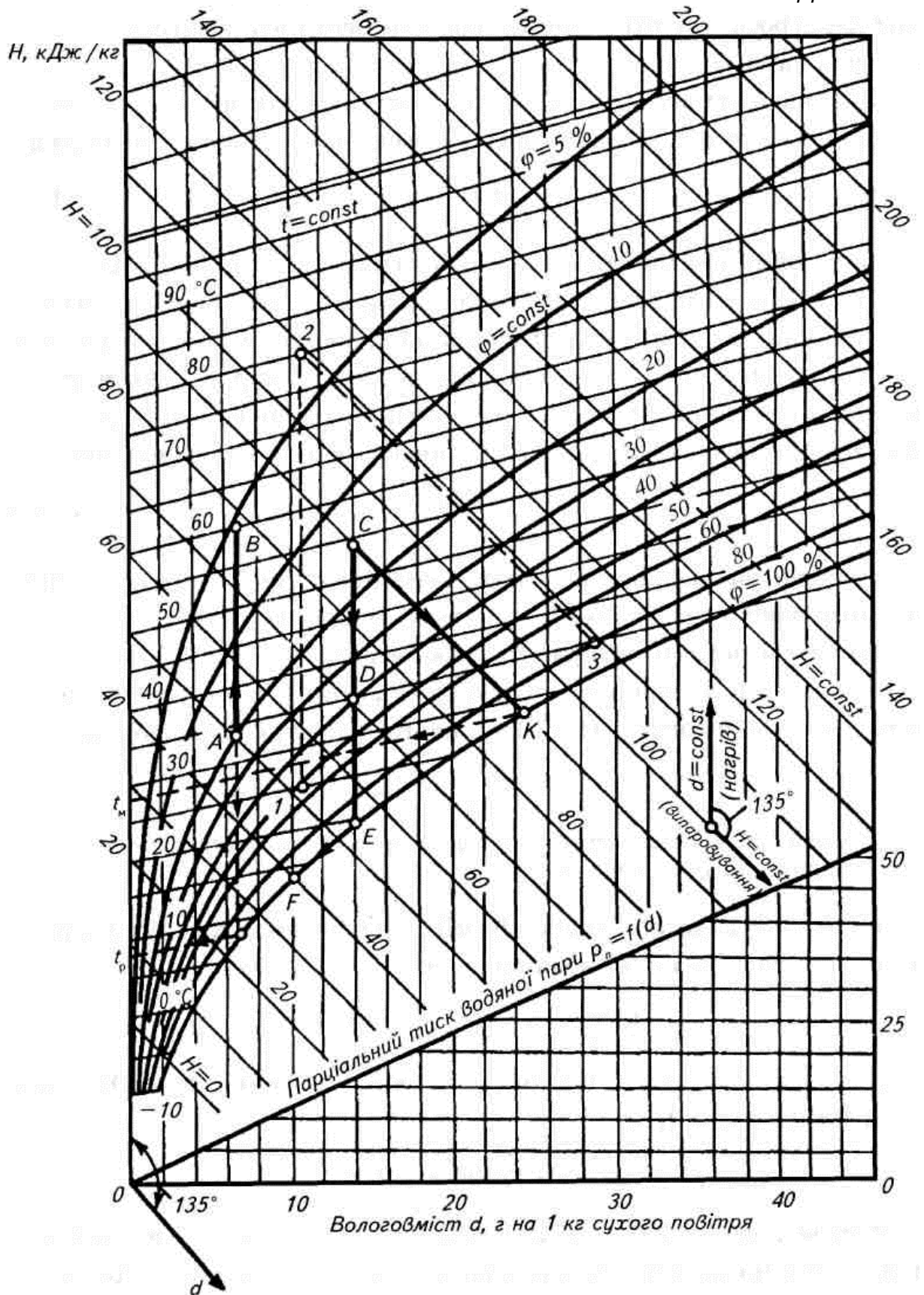
1. Чеботарьов В.Ж. Технічна термодинаміка. – Київ: Наукова думка, 1988. – 280 с.
2. Константінов С. М., Луцик Р.В. Збірник задач з технічної термодинаміки Київ : «Політехніка», НТУУ«КПІ», 2002. – 380 с.
3. Константінов С. М. Технічна термодинаміка. – Київ: Політехніка, НТУУ «КПІ», 2001. – 368 с.
4. Колієнко А.Г. Термодинаміка: навч. посібник. – Львів: ЕКОінформ, 2006. – 130 с.
5. Герасимов Г. Г. Теоретичні основи теплотехніки : навч. посібник. – Рівне : НУВГП, 2011. – 382 с. :
6. Шинкарик М.М., Кравець О.І. Основи теплотехніки: навч. посібник. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2024. 132 с.
7. Співак О. Ю., Резидент Н. В. Тепломасообмін. Частина I : навч. посібник. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 113 с.

Заданий склад суміші	Визначуваний склад суміші	Уявна молярна маса суміші, $\mu_{\text{сум}}$ $\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$	Питома газова стала суміші, $R_{\text{сум}}$ $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \times \text{К})}$	Питомий об'єм суміші, $\nu_{\text{сум}}$, $\text{м}^3/\text{кг}$ при нормальних умовах $\nu_{\text{сум.н.у}}$, $\text{м}^3/\text{кг}$	Густина суміші, $\rho_{\text{сум}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$ при нормальних умовах $\rho_{\text{сум.н.у}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$	Парціальний тиск компонентів суміші, P_i , Па	Тепломність суміші масова: $C_{\text{сум}}$, $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \times \text{К})}$ об'ємна: $C'_{\text{сум}}$, $\frac{\text{Дж}}{(\text{м}^3 \times \text{К})}$
Масовий g_i	$r_i = \frac{g_i}{\mu_i} = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}$	$\mu_{\text{сум}} = \frac{8314}{R_{\text{сум}}}$ $\mu_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}$	$R_{\text{сум}} = \frac{8314}{\mu_{\text{сум}}}$ $R_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n g_i R_i$	$\nu_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n g_i \nu_i$ $\nu_{\text{сум.н.у}} = \frac{22,4}{\mu_{\text{сум}}}$	$\rho_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\rho_i}}$ $\rho_{\text{сум.н.у}} = \frac{\mu_{\text{сум}}}{22,4}$	$P_{\text{сум}} \times \frac{g_i}{\mu_i} = \frac{g_i}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}$	$C_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n g_i c_i$ $C'_{\text{сум}} = \rho_{\text{сум}} C_{\text{сум}}$
Об'ємний, мольний r_i	$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}$	$\mu_{\text{сум}} = \frac{8314}{R_{\text{сум}}}$ $\mu_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i$	$R_{\text{сум}} = \frac{8314}{\mu_{\text{сум}}}$ $R_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{R_i}}$	$\nu_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{\nu_i}}$ $\nu_{\text{сум.н.у}} = \frac{22,4}{\mu_{\text{сум}}}$	$\rho_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n r_i \rho_i$ $\rho_{\text{сум.н.у}} = \frac{\mu_{\text{сум}}}{22,4}$	$P_{\text{сум}} \times r_i$	$C'_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n r_i c_i$

Додаток 2

Наближені значення величин теплоємностей μC_v і μC_p та показника адіабати для ідеальних газів, отримані на основі молекулярно-кінетичної теорії.

Газ	Теплоємність, кДж/(кмоль×К)		$K=C_p/C_v$
	μC_v	μC_p	
Одноатомний	12,5	20,8	1,67
Двохатомний	20,8	29,1	1,4
Багатоатомний	29,1	37,4	1,3



h – d – діаграма волого повітря

Додаток 4

Теплофізичні властивості трансформаторного масла

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\nu, 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	$\alpha, 10^8 \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta, 10^4 \text{ 1/K}$	Pr
10	886,4	1,62	0,111	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,11	22,5	7,55	6,9	298
30	874,2	1,729	0,1092	14,7	7,27	6,95	202
40	868,2	1,787	0,1089	10,3	7,027	7	146
50	862,1	1,846	0,108	7,58	6,8	7,05	111
60	856	1,905	0,107	5,78	6,58	7,1	87,8
70	850	1,963	0,106	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	6,16	7,2	59,3
90	837,8	2,095	0,1046	3,03	6,0	7,25	50,5
100	831,8	2,14	0,1038	2,56	5,83	7,3	43,9
110	825,7	2,2	0,103	2,2	5,66	7,35	38,8
120	819	2,25	0,1022	1,92	5,33	7,4	34,9

Додаток 5

Теплофізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{ 1/K}$	Pr
0	999,9	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	-0,63	13,5
10	999,7	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	0,70	9,45
20	998,2	4,183	0,597	14,3	1004	1,006	1,82	7,03
30	995,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	3,21	5,45
40	992,2	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	3,87	4,36
50	988,1	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	4,49	3,59
60	983,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	5,11	3,03
70	977,8	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	5,70	2,58
80	971,8	4,195	0,669	16,3	355,1	0,365	6,32	2,23
90	965,3	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	6,95	1,97
100	958,4	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	7,52	1,75
110	951,0	4,233	0,685	17,0	259,0	0,272	8,08	1,6
120	943,1	4,250	0,686	17,1	237,4	0,252	8,64	1,47
130	934,8	4,266	0,686	17,3	217,8	0,233	9,19	1,35
140	926,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	9,72	1,26
150	917,0	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	10,3	1,17

Коефіцієнт теплопровідності металів та сплавів в залежності від температури

Метал або сплав	Значення коефіцієнта λ , Вт/(м·К)						
	температура						
	0	100	200	300	400	500	600
Латунь							
90% Cu, 10% Zn	102	117	134	149	166	180	195
70% Cu, 30% Zn	106	109	110	114	116	120	121
67% Cu, 33% Zn	100	107	113	121	128	135	161
60% Cu, 40% Zn	106	120	137	152	169	186	200
Сталь м'яка	63	57	52	46	42	36	31

Навчально-методичне видання

ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛОТЕХНІКА

**Розрахунок теплотехнічного устаткування,
що використовується під час видобування, транспортування
та переробки нафти та газу**

Методичні вказівки
до виконання курсової роботи
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня
вищої освіти спеціальності
185 «Нафтогазова інженерія і технології»
ОПП «Нафтогазова інженерія і технології»

Укладачі: КОЛЬЧИК Юлія Миколаївна,
ПОГОСОВ Олександр Григорович

Комп'ютерне верстання *А.П. Селівестрової*

Ум. друк. арк. 1,86. Обл.-вид. арк. 2,0
Електронний документ. Вид № 87/V-25

Виконавець і виготовлювач

Київський національний університет будівництва і архітектури
Проспект Повітряних Сил, 31, Київ, Україна, 03037

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