

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРЧУВАННЯ ТА ТОРГІВЛІ

ТЕПЛОТЕХНІКА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання самостійної роботи з курсу

для студентів за напрямом підготовки

6.050502 – Інженерна механіка

Харків
2010

Рекомендовано кафедрою
енергетики та фізики,
протокол № 10 від 1.03.2010 р.

Схвалено науково-методичною
комісією факультету обладнання та
технічного сервісу
протокол № 8 від 26.04.2010 р.

Рецензент Михайлов В.М. , д-р техн. наук, проф.

Вступ

Теми, що розглядаються, є складовою частиною програми з курсу "Теоретичні основи теплотехніки" для студентів факультету обладнання та технічного сервісу. Пропоновані самостійні завдання підсумовують знання з теплотехніки та розвивають навички з теплових розрахунків для найскладнішого з видів теплообміну - конвективного, з теплопередачі та з основ розрахунку двигунів внутрішнього згоряння. Ці роботи мають допомогти студентам у поглибленому самостійному засвоєнні цих знань, а також придбати навички розрахунку робочих параметрів теплових пристроїв.

На початку вказівок надано скорочену теорію теплообміну та розрахунку конвективного теплообміну за випадку вільної конвекції, яка насамперед відповідає за тепловтрати від поверхні теплообмінного апарату чи холодильнику в навколишнє середовище. Зміст обох завдань з теплообміну полягає в самостійному розрахунку тепловтрат від нагрітої/холодної поверхні апарату обома механізмами, розв'язуванні критеріальних рівнянь та у визначенні коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі.

Виконання перших завдань має також на меті підготовку студентів до виконання ними курсової роботи з теплотехніки, що виконується з допомогою пакету електронних таблиць Excel. На одному з практичних занять з Excel студенти виконують перше самостійне завдання. Основна увага приділяється до формул лінійної інтерполяції табличних даних та розв'язуванні критеріальних рівнянь. На другому практичному занятті з Excel студенти ще раз застосовують ці рівняння вже для реальної учбової програми з курсової роботи. Цим досягається глибоке засвоєння знань з головної та найскладнішої теми курсу теплотехніки – конвективного теплообміну та набуваються навички розрахунку та аналізу критеріальних рівнянь теплообміну.

Сенс третього самостійного завдання полягає у більш глибокому засвоєнні тем "Аналіз термодинамічних процесів у ідеальних газах" та "Термодинамічні цикли двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ)", у самостійному розрахунку термодинамічних параметрів теплового двигуна у характерних точках циклу та побудові діаграми циклу. Вона підсумовує знання з термодинамічних процесів, першого і другого законів термодинаміки, рівнянь стану, процесів і вчить ними користуватися. Робота має на меті допомогти студентам у поглибленому засвоєнні цих знань, вмінню розраховувати термодинамічні цикли двигунів та їх ККД. На прикладі двигуна внутрішнього згоряння з підводом теплоти за сталого тиску (цикл Дизеля) розглянуто методику розрахунку термодинамічного циклу такого двигуна. Розрахунок циклу Дизеля здійснено досить докладно з необхідними поясненнями кожної розрахункової дії.

Кожний студент отримує індивідуальне завдання відповідно до свого варіанту та вчиться проводити розрахунки теплообміну між тілом та навколишнім середовищем). Наприкінці завдання наведено контрольні запитання з теми для співбесіди. Результатом виконання роботи є надбання

студентами навичок розрахунку процесів, засвоєння термінів та понять теплотехніки, а також надбання досвіду спілкування з цих тем.

Значення величин теплофізичних параметрів теплоносіїв сильно залежать від температури (у рідинах в'язкість та пропорційний їй критерій Прандтля можуть змінюватися на декілька відсотків на кожен градус температури), але у таблицях вони надаються з кроком 10 °С або й більше. Тому для зменшення похибок розрахунку необхідно вміти визначати проміжні значення параметрів, що звичайно робиться за допомогою *лінійної інтерполяції* табличних даних.

Інтерполяційна формула для деякого теплофізичного параметру X ($X = C_p, \lambda, \nu, Pr$ та ін.) для визначальної температури t між найближчими табличними температурами t_1 та t_2 ($t_1 < t < t_2$) з таблиць додатків 1, 3 та відповідних значень параметрів X_1 та X_2 за цих температур розраховується за формулою лінійної інтерполяції (пропорції на інтервалі $t_1 \dots t_2$):

$$X = X_1 + (X_2 - X_1) \cdot \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} = X_1 + \Delta X \cdot \theta,$$

де $\Delta X = X_2 - X_1$ – зміна параметра X , θ – безрозмірна температурна поправка на даному інтервалі температур ($0 \leq \theta \leq 1$), яка залежить від визначальної температури t , табличних температур t_1 та t_2 . Під час інтерполяції даних точність розрахунку числа не може бути підвищена, тобто в інтерпольованого числа залишається та ж кількість знаків, що й було в таблиці. Під час розрахунку роботи треба наочно показати приклади застосування лінійної інтерполяції табличних даних.

Під час проведення розрахунків використовують одиниці системи СІ. Точність окремих розрахунків повинна бути не гіршою ніж $\pm(0,1 \dots 0,4)\%$, щоб загальна похибка всіх розрахунків не перевищувала $\pm (1 \dots 3)\%$. Тому всі результати повинні мати 3...4 значущих цифри, наприклад: 1126; 95,6; 0,00248; 125400; $2,18 \cdot 10^6$. Якщо кількість знаків у числі більша за 4 одиниці доцільно використовувати експонентну форму представлення результатів: $0,00248 = 2,48 \cdot 10^{-3}$; $125400 = 1,254 \cdot 10^5$; $4,25 \cdot 10^{-7}$; $5,18 \cdot 10^{12}$.

Рекомендована література

1. Теплотехніка: Підручник / Б.Х. Драганов та ін., за ред. Б.Х. Драганова - К.: ІНКОС, 2005. – 504 с.
2. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка: – Київ: Техніка, 2001. – 320 с.
3. “Теплотехніка”. Навчальний посібник. Склали: Торяник О.І., Малафаєв М.Г., Фощан А.Л. – Харків: ХДУХТ, 2008. – 160 с.

1. Теорія теплообміну

1.1 Види теплообміну та методичні зауваження

Теорія теплообміну вивчає не рівноважні стани, в яких має місце необоротний процес перенесення теплоти від більш до менш нагрітих тіл. Ця теорія вивчає як прості види теплообміну – теплопровідність, конвекцію та випромінювання – так і складні – тепловіддачу, теплопередачу, радіаційно-конвективний теплообмін. Будь-яке нагріте тіло не знаходиться у тепловій рівновазі з навколишнім середовищем, а віддає свою теплоту усіма існуючими механізмами теплообміну.

Теплопровідність – це перенесення теплоти шляхом обміну енергією між найменшими структурними частинками речовини – молекулами, атомами, іонами, електронами. Теплопровідність має місце в усіх тілах з нерівномірним розподілом температури.

Закон Фур'є (основний для теплопровідності): густина теплового потоку пропорційна величині градієнта температури

$$\mathbf{q} = -\lambda \operatorname{grad} t = -\lambda \partial t / \partial \mathbf{n}, \quad (1)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності; Вт/(м·К).

Вектор $dt/dn = \operatorname{grad} t$ називається *градієнтом температури*. Він спрямований у напрямі вектора нормалі \mathbf{n} до ізотермічної поверхні в даній точці температурного поля в бік збільшення температури та чисельно дорівнює похідній dt/dn .

Для плоскої стінки:
$$\operatorname{grad} t = \frac{(t_{c1} - t_{c2})}{\delta}$$

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta / \lambda} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) \quad (2)$$

Для плоскої багат шарової стінки :

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n R_{ti}}, \quad (2,a)$$

де $R_t = \delta/\lambda$ – термічний опір плоскої стінки, δ – товщина стінки.

Конвективний теплообмін виникає внаслідок руху теплоносія (ТН – рідини або газу) вздовж тіла, який відбирає від нього теплоту. Рух ТН (за нашого випадку – це повітря) може бути примусовим або вільним, коли на нього не діють ніякі зовнішні сили. Силою, яка діє на ТН у цьому випадку, є сила Архімеда, оскільки шар повітря біля нагрітого тіла теж нагрівається, його густина зменшується та воно виштовхується вгору більш холодними шарами

повітря. Конвективна **тепловіддача** між тілом та ТН описується **законом Ньютона - Ріхмана** (основний для конвективного теплообміну):

$$Q_K = \alpha (t_c - t_p) F = \alpha \Delta t F \quad (3)$$

де Q - тепловий потік, α - коефіцієнт тепловіддачі, t_c , t_p - температури стінки теплообміну та рідини, F - площа поверхні теплообміну.

Величина коефіцієнта тепловіддачі залежить від умов теплообміну та може значно змінюватися. Величину його знаходять з **критеріальних рівнянь**, коефіцієнти якого визначають експериментально. У випадку вільної конвекції коефіцієнт тепловіддачі знаходять з рівняння Міхеєва:

$$Nu_m = C (Gr Pr)_m^n \quad (4)$$

де Nu , Gr , Pr - критерії Нуссельта, Грасгофа та Прандтля, індекс m вказує, що **визначальною температурою** для вільної конвекції в рівнянні (4) є середня температура пристінного шару $t_m = 0,5 (t_c + t_p)$. Коефіцієнти C та n знаходять з додатку 2 залежно від розрахованої величини критерію Релею Ra ($Ra = Gr Pr$):

Критерії розраховуються через значення фізичних параметрів ТН та **визначальний розмір** l_o за співвідношеннями:

$$Nu = \frac{\alpha l_o}{\lambda}, \quad Gr = \frac{g l_o^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_n) \quad , \quad Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad , \quad (5)$$

де μ , ν – коефіцієнти динамічної та кінематичної в'язкості ($\mu = \nu \rho$)

g – прискорення вільного падіння,

λ – коефіцієнт теплопровідності,

β – коефіцієнт об'ємного поширення, який для газів дорівнює

$$\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{t_m + 273} \quad , \quad \text{тому для них} \quad Gr = \frac{g l_o^3}{\nu^2} \cdot \frac{(t_c - t_n)}{T_m}$$

C_p – питома теплоємність за сталого тиску,

ρ – густина теплоносія.

Значення фізичних параметрів повітря надані в додатку 3, там також надаються значення для критерію Прандтля, який залежить тільки від фізичних властивостей ТН та його температури (*визначальної*).

Величина **визначального розміру** l_o для вільної конвекції дорівнює:

діаметру – для горизонтальної труби,

довжині (висоті) – для вертикальної труби або стінки,

найменшому розміру – для плоских горизонтальних поверхонь.

Можна легко показати, що при $(Gr Pr) > 2 \cdot 10^7$ (див. додаток 2 та (5)) значення коефіцієнта $\alpha = D \Delta t^n l_o^{3n-1}$ не залежить від визначального розміру l_o .

Після розрахунку критерію Nu з критеріального рівняння (4) знаходять значення коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha = Nu \lambda / l_o \quad . \quad (6)$$

Теплове випромінювання існує завжди та за високих температур є головним видом теплообміну. Воно залежить від температур тіла та оточуючих його тіл і описується *законом Стефана – Больцмана* (основний):

$$Q_B = C_o \varepsilon_{3\theta} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F, \quad (7)$$

де $C_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}^4)$ – стала випромінювання,

$\varepsilon_{3\theta}$ – зведена ступінь чорноти для тіла у оточенні інших,

T_1, T_2 – температури тіла “1”(розглядаємого) та найближчого тіла “2” або навколишнього середовища. Зведена ступінь чорноти тіл надається співвідношенням (випадок “тіло та оболонка”):

$$\varepsilon_{3\theta} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}, \quad (8)$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – ступені чорноти тіла та найближчого тіла (оболонки),

F_1, F_2 – площі поверхні тіла та його оболонки або навколишнього середовища.

Якщо тіло ізольоване ($F_1 \ll F_2$), то співвідношення спрощується

$$\varepsilon_{3\theta} \approx \varepsilon_1 = \varepsilon.$$

Явище *теплопередачі* – одне з видів складного теплообміну; воно полягає в передачі теплоти від більш нагрітого (рідкого або газоподібного) теплоносія до менш нагрітого через поверхню їх розділу, звичайно тверду стінку (труби, пластини). Перенесення теплоти в самій стінці здійснюється теплопровідністю, а між стінкою і теплоносієм конвективною тепловіддачею.

Формула *теплопередачі* для плоскої стінки:

$$q = k(t_{p1} - t_{p2}), \quad (9)$$

де *коефіцієнт теплопередачі* для плоскої стінки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (10)$$

Тепловтрати від поверхні теплообмінника точно розраховуються як теплопередача. Однак, оскільки тепловіддача від рідини або пари набагато більша, ніж у газах, та за умови металевої стінці теплообмінника, те в нас температура поверхні теплообмінника майже не відрізняється від температури пари і можна спростити розрахунок. Тому теплопередачу розраховуємо, як тепловіддачу, а теплопровідністю нехтуємо.

Розглянемо теплообмін, що відбувається для огорожі камери холодильнику – через його стіни. Цій процес є стаціонарним, тобто всі температури з часом не змінюються та для всіх етапів теплопередачі через стіну (два теплоносія (ТН) – повітря з двох боків та сама стіна) виконується баланс для теплових потоків:

$$Q_{хол} = Q_c = Q_k \quad \text{або для } 1 \text{ м}^2: \quad q_{хол} = q_c = q_k$$

Теплопритоки до стіни з навколишнього середовища (з кімнати) є **радіаційно-конвективним** теплообміном, що утворюється водночас конвекцією та випромінюванням. Для одиниці площі поверхні стіни напишемо:

$$q_k = q_l = q_{конв} + q_{випр} = \alpha \cdot (t_k - t_c) + \varepsilon C_o \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] =$$

$$\left\{ \alpha + \frac{\varepsilon C_o \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right]}{t_k - t_c} \right\} \cdot (t_k - t_c) = \alpha^e \cdot (t_k - t_c) \quad (11)$$

Аналогічне рівняння записується для теплообміну від стіни у внутрішній об'єм холодильнику $q_{хол}$ та бачимо, що обидва рівняння записуються через ефективні коефіцієнти тепловіддачі α^e :

$$\alpha^e = \alpha + \alpha_e \quad (11,а)$$

де $q_{випр}$ – густина результуючого теплового випромінювання, $C_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$ – стала випромінювання, α – конвективний коефіцієнт тепловіддачі, α_e – зведений коефіцієнт тепловіддачі теплового випромінювання поверхні стіни, який розраховується за малих значень температурних напорів $\Delta T = \Delta t = t_k - t_c$ ($\Delta T < T_m/30$) за наближеною формулою

$$\alpha_e = \frac{q_e}{\Delta t} = \frac{\varepsilon \cdot C_o \cdot \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right]}{\Delta t} \approx 0,04 \cdot \varepsilon \cdot C_o \cdot \left(\frac{T_m}{100} \right)^3 \quad (12)$$

де T_m – абсолютна середня температура пристінного шару, ε – ступінь чорноти поверхні стіни (звичайно беремо осереднене значення $\varepsilon = 0,9$).

Тоді значення коефіцієнту теплопередачі (ефективного) через стіну розрахуємо за звичайною формулою (10), але в який буде враховано внесок випромінювання:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{хол}^e} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{к}^e}} \quad (13)$$

де $\alpha_{к}^e$ та $\alpha_{хол}^e$ – ефективні коефіцієнти тепловіддачі для стіни з кімнати та у холодильнику, δ_i , λ_i – товщини та коефіцієнти теплопровідності для конструктивних та теплозахисних шарів матеріалів у стіні.

У приміщенні теплообмін дещо зростає відносно рівняння (4) внаслідок встановлення в ньому циркуляції повітря. Тому значення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{к}$ за умови температури 20 °С та висоти приміщення H (2,5 м < H < 4,2 м) більш точно визначається за експериментальною формулою:

$$\alpha_{к} = 1,45 \Delta t^{n_{к}} = 1,45 \Delta t^{0,32 + 0,014 H} \quad (14)$$

Теплообмін у середині холодильника та коефіцієнт $\alpha_{хол}$ для нього розраховується за рівнянням (4), прийнявши значення $l_o = H$. В обох випадках спочатку невідомі значення температурних напорів Δt_{ci} між повітрям та стіною з обох боків. В першому наближенні беремо їх значення $\Delta t_{ci} = 6$ К, якщо внутрішній опір стіни $R_c = \sum(\delta_i/\lambda_i) \leq 1$ м²·К/Вт, $\Delta t_{ci} = 4$ К, якщо внутрішній опір $R_c > 1$ м²·К/Вт та $\Delta t_{ci} = 2$ К, якщо внутрішній опір $R_c > 2$ м²·К/Вт.

В наступних наближеннях значення Δt_{ci} уточнюють, для чого необхідно розрахувати питомий тепловий потік та температури поверхонь стіни. Після уточнення значень коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі за нових температур стіни розраховуємо загальні теплопритоки з врахуванням теплопритоків на вентиляцію $Q_{хол} = Q K_{в}$, де $K_{в} = 1,1...1,3$ та який у випадку частого відкриття дверей та за значних щілин в них може зростати до значень $K_{в} > 2$. У випадку достатньої теплоізоляції ($R_c > 1$ м²·К/Вт) перерахунок можна не робити.

Загальні теплопритоки у холодильник пов'язані тільки з величиною площі стіни $F = A \cdot H$ та площі дверей $F_{д}$, де A , H – довжина і висота стіни.

$$Q_{хол} = (Q_{ст} + Q_{д}) K_{в} = (t_{к} - t_{хол}) \cdot [k (A \cdot H - F_{д}) + k_{д} F_{д}] K_{в}, \quad (15)$$

де теплопритоки через стіну $Q_{ст} = (t_{к} - t_{хол}) k (F - F_{д})$ та двері $Q_{д} = (t_{к} - t_{хол}) k_{д} F_{д}$, k – коефіцієнт теплопередачі через стіну, $k_{д}$ – через двері.

Розраховуємо теплопритоки за час τ (звичайно – добу):

$$Q'_{хол} = Q_{хол} \tau.$$

Оскільки для роботи холодильника використовується електромережа, то для середнього ефективного холодильного коефіцієнту $\varepsilon \approx 2,5$ знайдемо витрату електричної енергії та перерахуємо її в кВт-годинах (1 кВт-год = 3,6 МДж):

$$W = Q'_{хол} / \varepsilon.$$

1.2 Розрахунок тепловтрат від поверхні теплообмінного апарата

1.2.1 Зміст завдання

Розрахувати годинні втрати теплоти за рахунок конвекції та теплового випромінювання від поверхні теплообмінного апарата довжиною l , діаметром d , якщо температура повітря t_n , витрата пари M , її тиск p , ступінь чорноти поверхні теплообмінника $\varepsilon = 0,9$.

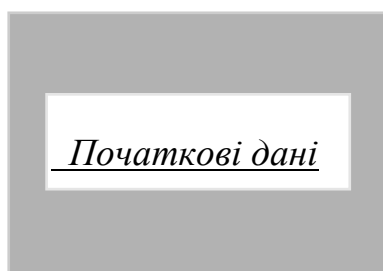
Варіанти завдання визначаються за номером прізвища студента в лабораторному журналі студентської групи. Для перших 15 прізвищ (стовпець А) вважати, що труба теплообмінника розміщена горизонтально, для решти (стовпець Б) – труба розміщена вертикально, далі беремо значення параметрів завдання згідно з таблицею варіантів (табл. 1).

Варіанти завдання

Таблиця 1

№ варіанта		l, м	d, см	t _n , °С	M, кг/с	p, бар
А	Б					
1.	30	1.0	20	24	0,05	2,0
2.	29	1.1	20	22	0,06	1,9
3.	28	1.1	25	20	0,07	1,8
4.	27	1,2	25	18	0,08	1,7
5.	26	1,3	30	16	0,09	1,6
6.	25	1,4	30	18	0,1	1,5
7.	24	1,4	35	20	0,11	1,6
8.	23	1,5	35	22	0,12	1,7
9.	22	1,5	40	24	0,14	1,8
10.	21	1,6	40	26	0,16	1,9
11.	20	1,7	40	24	0,18	2,0
12.	19	1,7	45	22	0,2	2,1
13.	18	1,8	45	20	0,22	2,2
14.	17	1,9	50	18	0,25	2,3
15.	16	2,0	50	16	0,3	2,5

1.2.2 Приклад розв'язання завдання



$$l = 2 \text{ м,}$$
$$d = 40 \text{ см} = 0,4 \text{ м,}$$
$$t_n = 22 \text{ °С,}$$
$$M = 0,16 \text{ кг/с,}$$
$$p = 2,0 \text{ бар}$$

Розміщення теплообмінника вертикальне.

Обчислимо конвективні тепловтрати.

1. Визначимо температуру поверхні теплообмінника t_c вважаючи, що вона дорівнює температурі насиченої пари $t_c = t_n$, яку знайдемо з додатку 1:

тиску $p = 2,0$ бар відповідає температура $t_n = 120,2$ °С. Одночасно визначимо питому теплоту пароутворювання: $r = 2202$ кДж/кг.

2. Розрахуємо величину бокової площі поверхні теплообміннику:

$$F_{\sigma} = \pi d l = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 2 = 2,51 \text{ м}^2$$

3. Розв'яжемо критеріальне рівняння для випадку вільної конвекції та визначимо коефіцієнт тепловіддачі.

Розрахуємо визначальні параметри:

– визначальна температура: $t_m = (120 + 22) / 2 = 71$ °С,

– визначальний розмір: для вертикального розміщення – $l_o = l = 2$ м (для випадку горизонтального розміщення буде $l_o = d = 0,4$ м).

4. Визначимо з таблиці 1 додатку 1 для визначальної температури $t = t_m = 71$ °С значення теплофізичних параметрів. Для підвищення точності розрахунку фізичних параметрів, які надано у таблиці з кроком 10 °С (найближчі нам температури $t_1 = 70$ °С и $t_2 = 80$ °С), проводимо лінійну інтерполяцію для параметра X ($X = \lambda, \nu, \mu, C_p, Pr$) за формулою

$$X(71 \text{ °С}) = X(70 \text{ °С}) + \left[X(80 \text{ °С}) - X(70 \text{ °С}) \right] \frac{71 - 70}{80 - 70}$$

Розрахунок дає:

$$\lambda = 2,97 \cdot 10^{-2} \text{ Вт / (м К)},$$

$$\nu = 20,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с},$$

$$\mu = \nu \rho = 20,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па с},$$

$$C_p = 1,005 \text{ кДж / (кг К)} = 1005 \text{ Дж / (кг К)},$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{20,6 \cdot 10^{-6} \cdot 1005}{2,97 \cdot 10^{-2}} = 0,967.$$

Величина Pr збігається з даними таблиці (останній стовпець – Pr).

5. Розрахуємо критерій Грасгофа Gr та добуток ($Gr Pr$) для бокової поверхні ($l_o = 2$ м):

$$Gr = \frac{g l_o^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_n) = \frac{9,81 \cdot 2^3}{(20,1 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{120 - 22}{71 + 273} = 5,55 \cdot 10^{10}$$

$$(Gr Pr) = 5,55 \cdot 10^{10} \cdot 0,967 = 3,87 \cdot 10^{10}$$

Цьому добутку згідно додатку 2 відповідають значення: $C = 0,135$ та $n = 1/3$.

6. Вирішимо критеріальне рівняння для вільної конвекції та визначимо α :

$$Nu = 0,135 (3,87 \cdot 10^{10})^{1/3} = 456,$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l_o} = \frac{456 \cdot 2,97 \cdot 10^{-2}}{2} = 6,78 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}}.$$

7. Розрахуємо конвективні тепловтрати від бокової поверхні (за секунду):

$$Q_K = \alpha \Delta t F_{\sigma} = 6,78 \cdot (120 - 22) \cdot 2,51 = 1670 \text{ Вт} = 1,67 \text{ кВт.}$$

8. Розрахуємо тепловтрати внаслідок теплового випромінювання за ступеня чорноти $\varepsilon_{зв} \approx \varepsilon_I = \varepsilon = 0,9$:

$$Q_B = 5,67 \cdot 0,9 [3,93^4 - 2,95^4] \cdot 2,51 = 2088 \text{ Вт} = 2,09 \text{ кВт.}$$

9. Загальні тепловтрати від бокової поверхні апарату за секунду

$$Q = Q_K + Q_B = 1670 + 2088 = 3758 \text{ Вт} = 3,76 \text{ кВт,}$$

за годину

$$Q_{\tau} = 3,76 \cdot 10^3 \cdot 3600 = 13,5 \cdot 10^6 \text{ Дж} = 13,5 \text{ МДж.}$$

10. Визначимо тепловий потік, який виділяється під час конденсації пари:

$$Q_{\text{конд}} = r M = 2202 \cdot 10^3 \cdot 0,16 = 0,352 \text{ МВт}$$

11. Розрахуємо коефіцієнт використання теплоти:

$$\eta = 1 - \frac{Q}{Q_{\text{конд}}} = 1 - \frac{3,76 \cdot 10^3}{0,352 \cdot 10^6} = 0,989 = 98,9 \%$$

12. Підсумки розрахунку:

$$\alpha = 6,78 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$Q = 3,76 \text{ кВт,}$$

$$Q_{\tau} = 13,5 \text{ МДж,}$$

$$\eta = 98,9 \%$$

1.2.3 Контрольні запитання

1. Тепловий потік, питомий тепловий потік та витрата теплоти. Одиниці вимірювання.
2. Конвекція та її види.
3. Ламінарний та турбулентний режими руху рідини. Їх вплив на теплообмін.
4. Пристінний шар: його властивості та вплив на теплообмін .
5. Подібність фізичних явищ та критерії подібності. Критеріальні рівняння.
6. Природа вільної конвекції.
7. Що таке тепловіддача ?
8. Закон Ньютона - Ріхмана.
9. Критеріальне рівняння для вільної конвекції.
10. Визначальні параметри: розмір і температура та їх визначення.
- 11.Теплове випромінювання та його природа.
12. Закон Стефана -Больцмана.
13. Ступінь чорноти тіла та системи тіл (зведена ступінь чорноти).
14. Від чого залежить коефіцієнт тепловіддачі ?
15. Засоби зменшення тепловтрат.

1.3 Тепловий розрахунок теплопритоків через зовнішню стіну холодильника

Розрахувати теплопритоки через зовнішні стіни холодильника, що знаходиться у приміщенні – кімнаті. Температура у холодильнику $t_{хол}$, у кімнаті – t_k . Стіну зроблено з матеріалу 1 товщиною δ_1 та теплоізоляційного шару з матеріалу 2 товщиною δ_2 , розмір стіни $F = A \cdot H$, двері площею F_δ . Додаткові втрати на вентиляцію визначаються коефіцієнтом K_δ . Кожен студент отримує індивідуальне завдання.

Приклад індивідуального завдання:

Завдання на самостійну роботу з теплотехніки

“Тепловий розрахунок теплопритоків через зовнішню стіну холодильника”

Студенту гр. М - 19 Довженко А.О.

Температури: у холодильнику $t_{хол} = -22 \text{ }^\circ\text{C}$, у кімнаті $t_k = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Стіна шириною $A = 10 \text{ м}$, висотою $H = 2,5 \text{ м}$
Площа дверей $F_\delta = 2 \text{ м}^2$
Стіна з цегли будівельної товщиною $\delta_1 = 12 \text{ см}$, та скловати $\delta_2 = 12 \text{ см}$
Додаткові втрати на вентиляцію визначаються коефіцієнтом $K_\delta = 1,3$

Строк виконання 20.05.10

Керівник

1.3.1 Приклад виконання розрахунку

Вихідні дані (завдання):

Температура у холодильнику: $t_{хол} = -22 \text{ }^\circ\text{C}$.
Температура у кімнаті : $t_k = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.
Стіна розміром $F = A \cdot H = 10 \cdot 2,5 \text{ м}^2$.
Двері площею $F_\delta = 2 \text{ м}^2$.
Стіну зроблено з цегли будівельної товщиною $\delta_1 = 0,12 \text{ м}$;
та теплоізоляційного шару з скловати товщиною $\delta_2 = 0,12 \text{ м}$.
Додаткові втрати на вентиляцію визначаються коефіцієнтом $K_\delta = 1,3$.

З Додатку 5 визначимо:

Коефіцієнти теплопровідності
цегли будівельної $\lambda_1 = 0,81 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$,
та скловати $\lambda_2 = 0,04 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.
Середня ступінь чорноти стіни $\varepsilon = 0,9$.
Двері мають коефіцієнт теплопередачі $k_\delta \approx 2 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

1.3.2 Розрахунок теплопритоків через зовнішню стіну холодильнику

1. Розрахунок зведеного коефіцієнту тепловіддачі випромінювання.

Для розрахунку зведеного коефіцієнта тепловіддачі теплового випромінювання потрібно знати середні значення температур пристінного шару. Спочатку значення температурних напорів Δt_{ci} між повітрям та стіною з обох боків невідомі. Тому, оскільки внутрішній опір стіни $R_c = \Sigma(\delta_i/\lambda_i) = 0,12/0,81 + 0,12/0,04 = 3,15 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт} > 2 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, в першому наближенні беремо значення напорів однаковими $\Delta t_{ci} = \Delta T_i = 2 \text{ К} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$. Тоді визначимо середні значення температур стін та пристінних шарів біля неї:

з боку кімнати:

$$t_{ck} = t_k - \Delta T = 20 - 2 = 18 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{mk} = (t_{ck} + t_k)/2 = (18 + 20) / 2 = 19 \text{ }^\circ\text{C}$$

у холодильнику:

$$t_{cxол} = t_{хол} + \Delta T = -22 + 2 = -20 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{mxол} = (t_{cxол} + t_{хол})/2 = [-20 + (-22)] / 2 = -21 \text{ }^\circ\text{C}$$

або $T_{mk} = 19 + 273 = 292 \text{ К}$, $T_{mxол} = -21 + 273 = 252 \text{ К}$.

Зведені коефіцієнти теплового випромінювання складають:

$$\alpha_{вхол} = 0,04 \cdot \varepsilon \cdot C_o \cdot \left(\frac{T_m}{100}\right)^3 = 0,04 \cdot 0,9 \cdot 5,67 \cdot 2,92^3 = 3,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_{вк} = 0,04 \cdot \varepsilon \cdot C_o \cdot \left(\frac{T_m}{100}\right)^3 = 0,04 \cdot 0,9 \cdot 5,67 \cdot 2,52^3 = 5,08 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

2. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі біля стіни

$$\alpha_k = 1,45 \cdot \Delta t^{n_k} = 1,45 \cdot \Delta t^{0,32 + 0,014 H}$$

Розрахунок дає: $n_k = 0,32 + 0,014 \cdot 2,5 = 0,355$

$$\alpha_k = 1,45 \cdot 2^{0,355} = 1,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі для внутрішньої поверхні стіни у холодильнику з критеріального рівняння при визначальних параметрах: $t_{mxол} = -21 \text{ }^\circ\text{C}$, $l_o = 2,5 \text{ м}$. З додатку 3 для повітря знаходимо властивості для $t_{mxол}$:

$$\nu = 11,69 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 0,0228 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \quad \text{та} \quad Pr = 0,716$$

Де, наприклад: $\nu(t) = \nu_1 + (\nu_2 - \nu_1) \cdot \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} = \nu_1 + \Delta \nu \cdot \theta$,

$$\nu(-21 \text{ }^\circ\text{C}) = [11,79 + (10,8 - 11,79) \cdot \frac{-21 - (-20)}{-30 - (-20)}] \cdot 10^{-6} = 11,69 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Розраховуємо значення критеріїв для повітря:

$$Gr = \frac{g l_o^3}{\nu^2} \cdot \frac{(t_c - t_n)}{T_m} = \frac{9,81 \cdot 2,5^3 \cdot 2}{(11,69 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 252} = 0,88 \cdot 10^{10}$$

$$Gr \cdot Pr = 0,88 \cdot 10^{10} \cdot 0,716 = 0,63 \cdot 10^{10}$$

Даному значенню добутку $Gr \cdot Pr$ згідно додатку 2 відповідають коефіцієнти $C = 0,135$ та $n = 1/3$. Вирішимо критеріальне рівняння для повітря:

$$Nu_m = C (Gr \cdot Pr)_m^n = 0,135 \cdot (0,63 \cdot 10^{10})^{1/3} = 248$$

Знайдемо значення коефіцієнта тепловіддачі:

$$\alpha_{хол} = Nu \cdot \lambda / l_o = 248 \cdot 0,0228 / 2,5 = 2,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

3. Розраховуємо значення ефективних коефіцієнтів тепловіддачі :

$$\alpha_k^e = \alpha_k + \alpha_{вк} = 1,85 + 5,08 = 6,94 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_{хол}^e = \alpha_{хол} + \alpha_{вхол} = 2,25 + 3,27 = 5,52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4. Знайдемо коефіцієнт теплопередачі та питомий тепловий потік через стіну:

$$k = \frac{1}{1/6,94 + 0,12/0,81 + 0,12/0,04 + 1/5,52} = 0,288 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$q = k (t_k - t_{хол}) = 0,288 \cdot [20 - (-22)] = 12,1 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

5. Розрахуємо теплопритоки через стіну. В нас $k_o = 2,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $F_\delta = 2 \text{ м}^2$.

$$Q_{хол} = (Q_{ст} + Q_o) K_\epsilon = (t_k - t_{хол}) \cdot [k \cdot (F - F_\delta) + k_o F_\delta] K_\epsilon =$$

$$= [20 - (-22)] [0,288 \cdot (2,5 \cdot 10 - 2) + 2,0 \cdot 2] \cdot 1,3 = [278 + 168] \cdot 1,3 = 580 \text{ Вт}$$

Теплопритоки за добу складають

$$Q'_{хол} = Q_{хол} \tau = 580 \cdot 86400 = 5,01 \cdot 10^7 \text{ Дж} = 50,1 \text{ МДж.}$$

Знайдемо витрату електричної енергії за добу (при $\epsilon = 2,5$):

$$W = Q'_{хол} / \epsilon = 50,1 / 2,5/3,6 = 5,6 \text{ кВт-годин.}$$

6. Розподіл температур у стіні

Для побудови графіка розподілу температур у стіні та біля неї є практично всі дані, потрібно вточнити зовнішні температури стін та визначити температуру всередині стіни на лінії розділу шарів. Розраховуємо їх використовуючи дані попереднього розрахунку.

$$t_{схол} = t_{хол} + q/\alpha_{хол}^e = -22 + 12,1 / 5,52 = -19,8 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$t_{свн} = t_{хол} + q / (1/\alpha_{хол}^e + \delta_1/\lambda_1) = -22 + 12,1 / (1/5,59 + 0,12/0,81) = -18,0 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{ск} = t_{к} - q / \alpha_{к}^e = 20 - 12,1/6,94 = 18,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Таким чином, одержали значення температур у стіні та біля неї, заносимо їх у таблицю (вважаємо, що в пристінних шарах за 2 см від стіни температури дорівнюють температурам повітря, а за 1 см – відрізняється від них приблизно на 0,5 ...1°C) та будуюмо графік:

X, см	-15	-2	-1	0	30	35	36	37	50
t, °C	-22	-22	-21,5	-19,8	-18,0	18,2	19,5	20	20
позначення	$t_{хол}$	$t_{хол}$		$t_{схол}$	$t_{свн}$	$t_{ск}$		$t_{к}$	$t_{к}$
місце:	ХОЛОДИЛЬНИК			СТІНА			КІМНАТА		

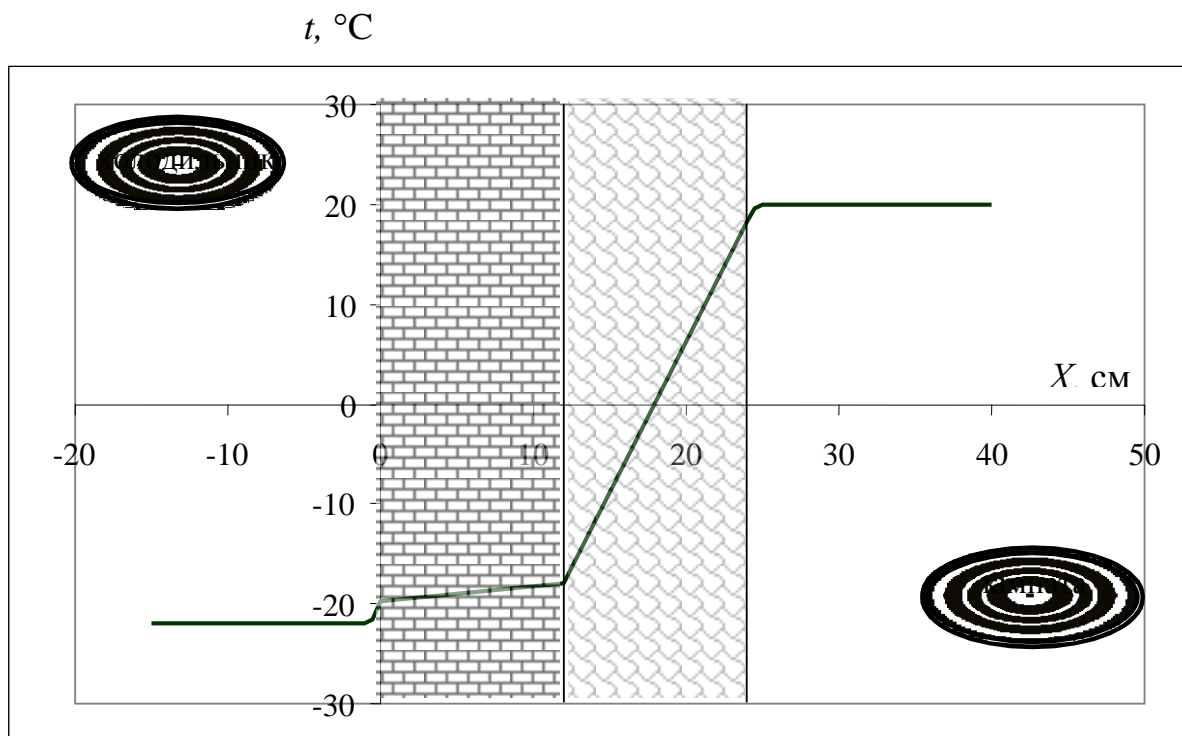


Рис. 1 Розподіл температур у стіні

7. Висновок

За результатами розрахунку роботи ознайомився з практичними розрахунками теплопритоків через стіну холодильника. Тепловіддача від повітря розраховувались з критеріальних рівнянь теплообміну та емпіричних формул. Потім розраховуються ефективні коефіцієнти радіаційно-конвективної тепловіддачі, ефективний коефіцієнт теплопередачі та загальні теплопритоки через стіну. За результатами розрахунку будується графік розподілу температур у стіні та біля неї.

1.3.3 Контрольні запитання для самоперевірки

1. Тепловий потік. Густина теплового потоку. Витрата теплоти. Їхні розмірності та зв'язок між собою. Використання.
2. Назвіть основні рівняння, що використовуються під час розрахунку роботи, їх мету та сенс.
3. Рівняння теплового балансу. Що ми одержуємо з його допомогою ?
4. Конвекція та її види. Тепловіддача.
5. Критерії подібності, що використовуються під час теплового розрахунку та їх фізичний сенс.
6. Критеріальні рівняння для різних видів конвекції.
7. Порядок розрахунку критеріального рівняння:
 - визначальні параметри: їх визначення та призначення цих величин;
 - режими течії теплоносія, способи їх визначення та їхній вплив на параметри критеріального рівняння.
8. Теплове випромінювання. Закон Стефана - Больцмана. Зведений коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням.
9. Природа ефективного коефіцієнта тепловіддачі. Для яких середовищ він використовується?
10. Теплопередача. Коефіцієнт теплопередачі, його сенс та вираз.
11. Ефективний коефіцієнт теплопередачі, його сенс та вираз.
12. Термічні опори для теплопровідності, конвекції та теплопередачі. Внутрішній та зовнішній термічні опори стінки.
13. Від чого залежать теплопритоки – тепловтрати через стіну? Які вимоги до "теплої стінки" – з малими тепловтратами ?
14. Теплообмінні апарати. Їх призначення, типи та застосування
15. Чому тепловий розрахунок теплообміну звичайно здійснюється не менш, ніж у двох наближеннях ?
16. Які існують допуски у роботі на точність проведення розрахунків ?

2. ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА

2.1 Термодинамічні процеси в ідеальному газі

Розглянемо деякі основні процеси, що становлять особливий практичний й теоретичний інтерес, звичайно їх називають ізопроцесами. Це є:

- *ізохорний*, що протікає за постійного об'єму ($v = \text{const}$);
- *ізобарний*, що протікає за постійного тиску ($p = \text{const}$);
- *ізотермічний*, що відбувається за постійної температури ($T = \text{const}$);
- *адіабатний* — процес, у якому відсутній теплообмін системи з навколишнім середовищем ($Q = 0$);
- *політронний*, що відбувається за сталої теплоємності ($c = \text{const}$).

2.1.1. Ізохорний процес.

Рівняння ізохорного процесу $v = \text{const}$.

З рівняння стану $pv = RT$ знаходимо:

$$\frac{P}{T} = \text{const} \quad \text{або} \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad - \text{закон Шарля.} \quad (16)$$

Зміни внутрішньої енергії та ентальпії дорівнюють:

$$\Delta u = c_v \Delta T = c_v (T_2 - T_1), \quad \Delta h = c_p \Delta T = c_p (T_2 - T_1) \quad (17)$$

З $dv = 0$ маємо $l_v \equiv 0$ - робота в ізохорному процесі не здійснюється.

З $dl = 0$ слідує за першим законом $q_v = \Delta u = c_v \Delta T$ – вся теплота, що підведена в ізохорному процесі, перетворюється у внутрішню енергію.

Зміна ентропії дорівнює
$$\Delta s_v = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dq}{T} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v dT}{T} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

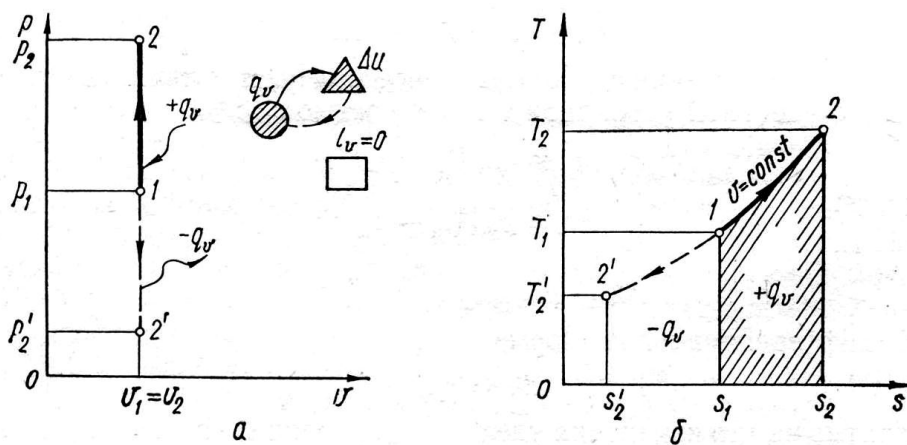


Рисунок 2. – Графіки ізохорного процесу ідеального газу у pv - координатах (а) та Ts - координатах (б).

На pV -діаграмі ізохорному процесу (рис.2) відповідає вертикальна лінія, площа під кривою, та відповідно, робота в процесі $l = 0$. Якщо процес іде від початкової точки 1 вгору до точки 2, то внутрішня енергія збільшується і газ нагрівається, якщо ж процес іде у бік точки 2', то газ охолоджується внаслідок відведення теплоти в оточуюче середовище

2.1.2. Ізобарний процес

1. Рівняння ізобарного процесу $p = const.$

2. З рівняння стану, знаходимо

$$\frac{T}{v} = const \quad \text{або} \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} - \text{закон Гей-Люсака} \quad (18)$$

Знаходимо роботу $l_p = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1).$

Кількість підведеної теплоти дорівнює

$$q_p = \Delta u + l = c_v \cdot \Delta T + R(T_2 - T_1) = (c_v + R) \cdot (T_2 - T_1) = c_p \cdot \Delta T = \Delta h = h_2 - h_1.$$

Звідкіля одержимо рівняння Майєра: $c_p = c_v + R.$

Зміна ентропії: $\Delta s_p = c_p \ln(T_2/T_1).$

На pV -діаграмі (рис. 3) ізобарний процес представлений прямою лінією, паралельною осі абсцис. Початковий стан характеризується точкою 1, процес в бік розширення - точка 2, в бік стиснення - точка 2'.

У першому випадку (2) при збільшенні об'єму газ здійснює розширення ($l > 0$) і в той же час нагрівається, тобто теплота підводиться ззовні та для нагріву газу, і для здійснення роботи розширення. У другому випадку (2') газ стискується, і на це витрачається робота стискування, що перетворюється в теплоту. Оскільки газ не тільки не нагрівається, а навпаки, охолоджується ($T_2 - T_1 = l/R < 0, T_2 < T_1$), то від нього треба відбирати в оточуюче середовище всю теплоту, як ту, що взято з внутрішньої енергії, так й еквівалентну роботі стискування.

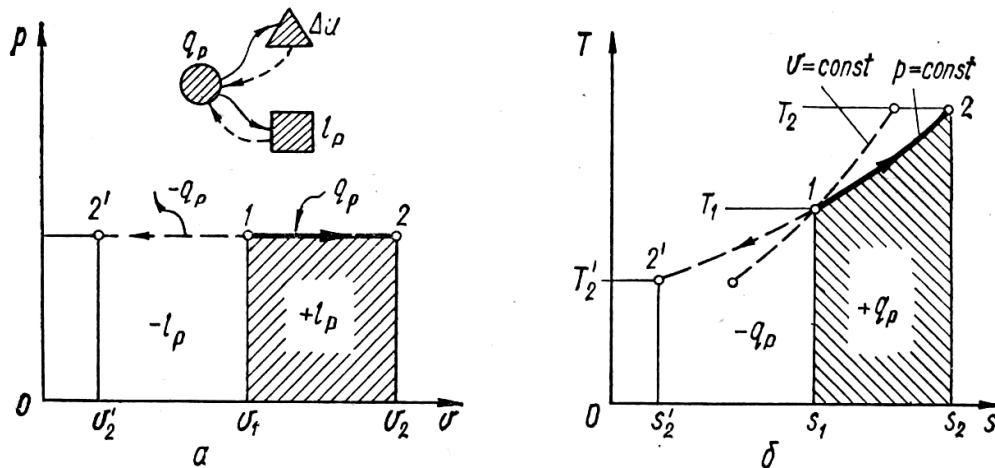


Рисунок 3 – Графіки ізобарного процесу у pV - координатах (а) та Ts - координатах (б).

2.1.3. Ізотермічний процес.

Рівняння ізотермічного процесу $T = const$. Теплоємність процесу $C_T \rightarrow \mp \infty$. Фізичний сенс цієї нескінченності полягає в тому, що температура газу не змінюється і вся теплота, що підведена, перетворюється в роботу.

З рівняння стану $pv = RT$ виходить, що $pv = const$, або $p_1v_1 = p_2v_2$, та

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2} \quad - \text{закон Бойля-Маріотта.} \quad (19)$$

З умови $T = const$ слідує $dT = 0$ та $du = dh = 0$. Тоді за умови $\Delta T = 0$: $\Delta u = c_v \Delta T = 0$ та $\Delta h = c_p \Delta T = 0$ – однак це тільки для ідеального газу (!).

У процесі маємо $dq = dl$, тобто вся підведена теплота перетворюється в роботу розширення, і навпаки, вся робота, що витрачена на стиснення газу, мусить бути відведена в оточуюче середовище в формі теплоти. Ці величини дорівнюють:

$$q_T = l_T = \int_1^2 p dv = \int_1^2 RT \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{P_1}{P_2}$$

Зміна ентропії:
$$\Delta s_T = \frac{q_T}{T} = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{P_1}{P_2}$$

На pv -діаграмі (рис. 4) крива процесу представлена рівнобічною гіперболою (ізотермою). Якщо точка 1 відповідає початковому стану, то процес може йти в бік розширення до точки 2, при цьому газ здійснює роботу, і до нього необхідно підводити теплоту та навпаки - точка 2'.

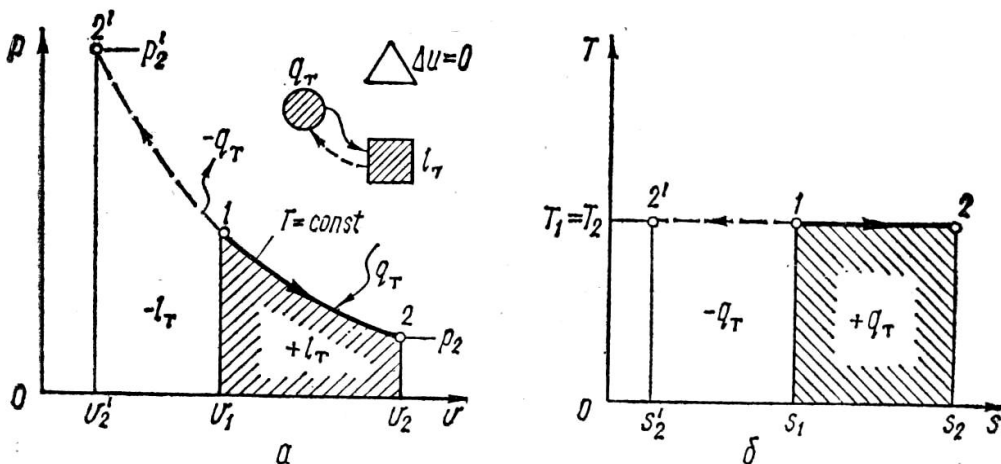


Рисунок 4 – Графіки ізотермічного процесу ідеального газу в pv - координатах (а) та Ts - координатах (б).

2.1.4. Адіабатний процес

Процес, що йде без обміну теплотою з оточуючим середовищем називається *адіабатним*. Математична умова процесу: $dq = 0$, звідкіля маємо $dq = c dT = 0$ та одержимо для теплоємності процесу: $c = 0$.

Використовуючи рівняння першого закону термодинаміки у двох формах та умову процесу одержимо **рівняння адіабати**:

$$pv^k = \text{const.} \quad (20)$$

Для двох станів маємо $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ або $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$,

де індекс 1 належить до початкового, 2 - до кінцевого стану процесу $1 \rightarrow 2$.

З рівнянь адіабати та стану одержимо $Trv^{k-1} = \text{const}$, звідкіля отримаємо

рівняння зв'язку між параметрами стану $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$. (16)

З першого закону термодинаміки у вигляді $du + dl = 0$ виходить, що

$$dl = -du \quad \text{і} \quad \ell_s = -\Delta u = u_1 - u_2 = c_v \cdot (T_1 - T_2),$$

крім того, $\Delta h = k \Delta u = -k l$ та

$$\ell_s = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k-1} = \frac{p(T_1 - T_2)}{k-1} = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$$

З умови $c_s = 0$ отримаємо $\Delta s_s = 0$, або:

$s = \text{const}$ – термодинамічна умова процесу (ізоентронійний процес).

На pv -діаграмі (рис. 5) адіабатний процес представлений гіперболою вищого порядку, ніж ізотерма (штрихова лінія), тому що $k > 1$. Таким чином, адіабата іде більш круто ніж ізотерма; це відповідає тому факту, що за адіабатного розширення газ охолоджується, а за стискування нагрівається.

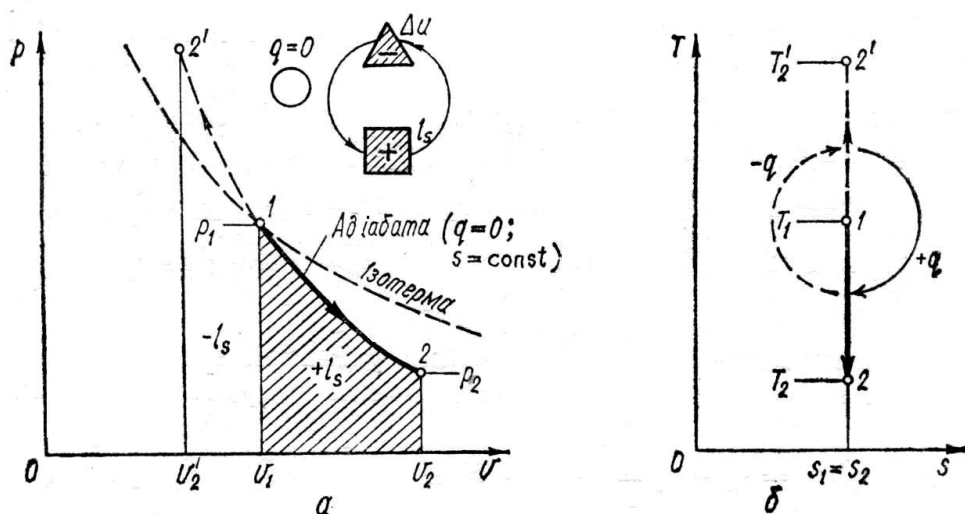


Рисунок 5 – Графіки адіабатного процесу ідеального газу у pv - координатах (а) та Ts - координатах (б).

2.1.5. Політропний процес та його узагальнююче значення.

Рівняння першого закону термодинаміки $dq = du + dl$ не визначає характеру розподілу підведеної до системи кількості теплоти між внутрішньою енергією і здійсненою роботою. В загальному випадку цей розподіл може бути не закономірним, тобто частки теплоти, що йдуть на du і dl , в ході процесу можуть змінюватись в будь-яких співвідношеннях. В термодинаміці вивчають лише процеси, в яких згаданий розподіл має закономірний характер тобто є сталим на протязі всього процесу.

1. Розглянемо такі процеси, в яких на зміну внутрішньої енергії витрачається стала частка φ від підведеної теплоти, тобто $\varphi = \frac{du}{dq} = const$.

Такі процеси і звуться *політропними*.

2. З визначення теплоємності у політропному процесі одержимо:

$$c = \frac{dq}{dT} = \frac{dq}{du} \cdot \frac{du}{dT} = \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{du}{dT} = \frac{c_v}{\varphi} = const.$$

Таким чином, можна стверджувати, що *політропний процес* здійснюється за *сталої теплоємності* робочого тіла.

Використовуючи рівняння першого закону термодинаміки у двох формах та умову політропного процесу ($c = const$) одержимо:

$$\left\{ \begin{array}{l} dq = c_v dT + p dv \\ dq = c_p dT - v dp \\ dq = cdT \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} (c - c_v) dT = p dv \\ (c - c_p) dT = -v dp \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{(I)} \\ \text{(II)} \end{array}$$

Поділивши рівняння (II) на (I) отримаємо рівняння:

$$\frac{dp}{p} = -n \frac{dv}{v}, \quad \text{де} \quad n = \frac{c_p - c}{c_v - c} \text{ -- показник політропи.}$$

Після інтегрування диференційного рівняння одержимо **рівняння політропи**, яке дуже схоже з рівнянням адіабати (20):

$$pv^n = const \quad \text{або} \quad p_1 v_1^n = p_2 v_2^n, \quad (22)$$

Теплоємність в політропному процесі та величина параметра φ пов'язані з величиною n співвідношеннями:

$$c = c_v \cdot \frac{k - n}{1 - n}, \quad \varphi = \frac{1 - n}{k - n}, \quad \text{де} \quad k = \frac{c_p}{c_v} \text{ -- показник адіабати.} \quad (23)$$

Оскільки для стандартних ізопроцесів теплоємність є сталою величиною, те вони повинні розглядатися як частинні випадки політропного процесу. Для величин C , n і φ їх значення для стандартних ізопроцесів у ідеальних газах наведено у таблиці 2.

Таблиця 2 – Параметри ізопроцесів, як частинних випадків політропного

Процес (умова)	C	n	$\varphi = \frac{\Delta u}{q}$
Ізохорний ($v = const$)	c_v	$\pm \infty$	1
Ізобарний ($p = const$)	c_p	0	$1/k$
Ізотермічний ($T = const$)	$\pm \infty$	1	0
Адіабатний ($s = const$)	0	k	$\pm \infty$

Для процесів між ізотермою та адіабатою ($1 < n < k$) теплоємність (23) від'ємна. У даній області працюють компресори, що охолоджуються. Під час стикування газу газ нагрівається незважаючи на охолодження. Теплоємність в цих процесах має негативне значення та змінюється від 0 за $n = k$ до $-\infty$ за $n = 1$.

Рівняння зв'язку між параметрами станів процесу

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (24)$$

Для роботи можна одержати:

$$\begin{aligned} \ell &= \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1} \\ &= \frac{R(T_1 - T_2)}{n-1} = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \end{aligned}$$

Формули для змін питомої внутрішньої енергії та ентальпії мають універсальний вигляд для всіх процесів:

$$\Delta u = c_v \Delta T = c_v (T_2 - T_1) \quad \text{та} \quad \Delta h = c_p \Delta T = c_p (T_2 - T_1) = k \Delta u.$$

Після обчислення Δu і l можна знайти теплоту як $q = \Delta u + l$, використовуючи для цього одну з наведених вище формул.

Формула для зміни питомої ентропії теж має універсальний вигляд для всіх політропних процесів і залежить від його теплоємності:

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dq}{T} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{cdT}{T} = c \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (25)$$

Таким чином, знання теплоємності C , показника політропи n процесу дає змогу проводити їх повні теплотехнічні розрахунки. Формули для основних параметрів у всіх стандартних термодинамічних процесах ідеальних газів дивись у таблиці Додатку 5.

2.2. Двигуни внутрішнього згоряння

Призначення будь-якого **теплого двигуна** полягає в перетворенні **теплоти в роботу**; необхідна теплота одержується під час згоряння палива. Паливо може спалюватися ззовні теплової машини, як, наприклад, в парових машинах; в цьому випадку ми маємо двигун зовнішнього згоряння.

Двигуни, в яких процес згоряння здійснюється в робочому просторі машини, а продукти згоряння є її робочим тілом, що здійснюють роботу, називають **двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ)**. До двигунів внутрішнього згоряння відносяться поршневі та турбінні – газотурбінні установки (ГТУ). Більш розповсюдженими є поршневі ДВЗ, ГТУ менш розповсюджені внаслідок меншого ККД та більшої коштовності. Також внаслідок складності, коштовності та малого ресурсу мало розповсюджені роторні ДВЗ – двигуни Ванкеля. Тому більш докладно розглянемо роботу класичних поршневих ДВЗ.

Робочий цикл поршневого ДВЗ показаний на рис. 6,а-г. Пальна суміш (суміш палива з повітрям) згоряє в циліндрі 1 двигуна з підвищенням температури і тиску. Продукти згоряння діють на поршень 2 і переміщують його з крайнього верхнього положення – верхньої мертвої точки (ВМТ) – в крайнє нижнє положення – нижню мертву точку (НМТ) рис. 6,а - процеси згоряння і розширення утворюють робочий хід (такт) поршня. Для того, щоб можна було повторити всі ці основні процеси в двигуні, необхідно вилучити відпрацьовані продукти згоряння з циліндру і наповнити його свіжою порцією газової суміші.

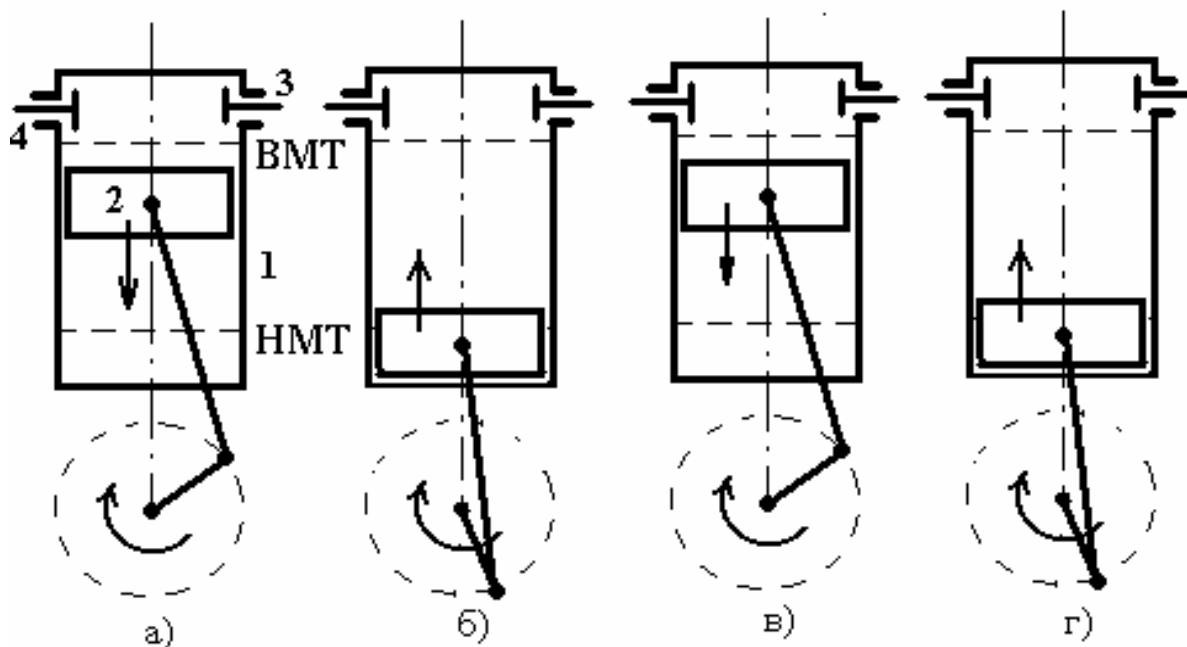


Рисунок 6 - Робочий цикл поршневого чотирьохтактного ДВЗ

Це здійснюється за два ходи (такти) поршня: виштовхування продуктів згоряння – рис. 6,б – і зворотного ходу для всмоктування паливної суміші (або повітря в дизелях) – рис. 6,в. Процеси виштовхування та всмоктування

здійснюються за відповідного відкривання вихлопного 3 і всмоктувального 5 клапанів, вміщених в головці циліндра 4. Під час четвертого ходу (такту) поршня здійснюється стиснення нової порції пальної суміші або повітря – рис. 6,г, після чого повторюються всі описані вище процеси у новому циклі. Для перетворення поступального руху поршня в обертовий призначені шатун 6 та кривошип 7 колінчастого валу 8 (рис. 7, а). Механічні навантаження у двигуні пов'язані з цим кривошипно-шатунним механізмом і визначають його вагу.

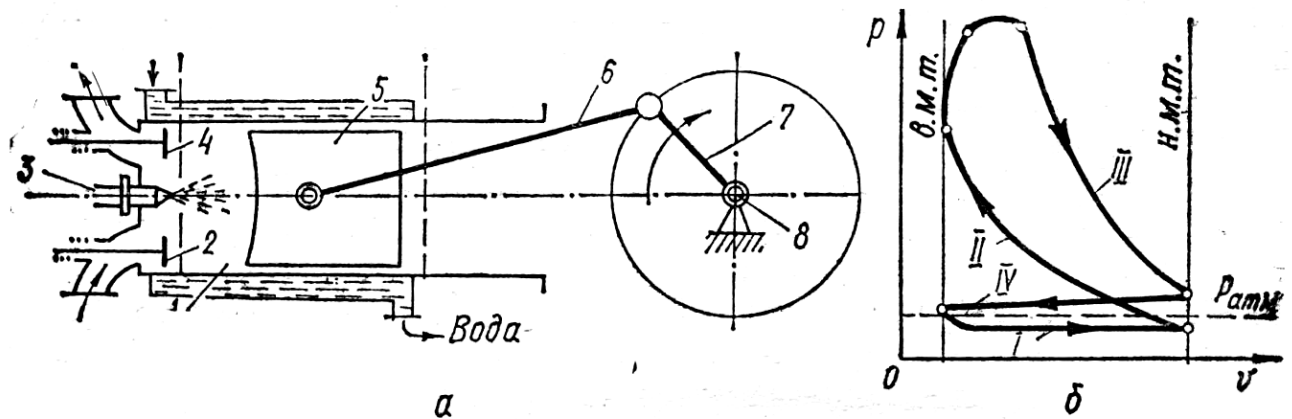


Рисунок 7 – Схема поршневого чотиритактного ДВЗ (а) та його індикаторна діаграма в p - v - координатах (б).

Таким чином в описаному робочому процесі кожен його цикл складається з чотирьох ходів (тактів) поршня між мертвими точками, що здійснюються за два повні оберти колінчастого валу двигуна. Двигуни, які працюють таким чином, називаються *чотиритактними*. Існують також *двохтактні* ДВЗ, в яких процес здійснюється за два ходи (тактів) поршня, тобто за один оберт колінчастого валу. У них хід виштовхування і хід всмоктування замінюються продувкою циліндра, за якою здійснюється водночас вилучення продуктів згоряння та заповнення циліндра свіжою пальною сумішшю. Хоч питома потужність цих двигунів досить висока, вони менш досконалі та мають менший ККД. Також вони мають значно більше шкідливих викидів у атмосферу і тому використовуються лише в малопотужних двигунах.

Дослідження робочих процесів ДВЗ здійснюється на основі побудування індикаторних діаграм, на яких по осі абсцис відкладається тиск всередині циліндра, а по осі ординат – відповідні зміни об'єму або переміщення поршня (рис. 7, б). За цими діаграмами можна визначити індикаторні параметри двигуна – роботу, ККД, потужність, питому витрату палива. Але індикаторна діаграма не є коловим термодинамічним процесом (циклом), і тому не придатна для теоретичного дослідження з метою встановлення оптимальних режимів роботи ДВЗ. Тому для такого дослідження використовують ідеальні термодинамічні цикли з графічним зображенням їх на p - v , або T - s -діаграмах. Під час побудування таких циклів вводяться відповідні *спрощення та припущення*:

- цикли вважаються замкненими; в дійсності цикли в нас відкриті: продукти згоряння виводяться в атмосферу, і на їх місце поступає свіжа пальна суміш (тобто робоче тіло у ДВЗ весь час змінюється);
- робоче тіло в циклі розглядається як ідеальний газ зі сталою теплоємністю, що здійснює деякий політропний процес;
- процес згоряння, що супроводжується хімічними змінами складу газу, замінюється оборотним процесом підведення ззовні теплоти Q_1 без зміни значень параметрів газу;
- процес виносу теплоти разом з продуктами згоряння, що виводяться з ДВЗ, замінюється оборотним процесом – відведенням теплоти Q_2 від робочого тіла;
- втрати на тертя та на тепловтрати в оточуюче середовище вважаються нехтовно малими і не враховуються.

Всі теоретичні цикли ДВЗ, що розглядаються далі, побудовані на основі саме цих припущень. Залежно від виду індикаторної діаграми в ДВЗ можуть бути використані такі цикли:

- з підведенням теплоти при сталому об'ємі ($v = const$) – цикл Отто;
- з підведенням теплоти при сталому тиску ($p = const$) – цикл Дизеля;
- зі змішаним характером підведення теплоти (спочатку при $v = const$, а потім при $p = const$) – цикл Тринклера.

ЦИКЛ ОТТО. За цим циклом працюють двигуни з іскровим запаленням палива. Процес згоряння відбувається досить швидко біля ВМТ, тому вважається, що $v = const$. Індикаторну діаграму для такого двигуна показано на рис. 7,б. Тут лінія I – процес всмоктування в циліндр пальної суміші, II – стиснення суміші, III – процес згоряння суміші (запалення якої здійснюється від спеціального запальника – свічки) та розширення продуктів згоряння, IV – вихлоп продуктів згоряння в атмосферу. Величина об'єму V_2 (біля ВМТ - рис. 8) - об'єм камери згоряння; V_p – робочий об'єм циліндра; $V_1 = V_p + V_2$ – повний об'єм циліндра (біля НМТ - рис. 8) ; відношення $\varepsilon = V_1/V_2$ - називається ступенем стиснення.

Процеси всмоктування і виштовхування не є термодинамічними тому що в них не тільки змінюється маса робочого тіла, а й замінюється новим робочим тілом. Роботи всмоктування L_I і виштовхування L_{IV} практично однакові за величиною і протилежні за знаком, тому вони не дають внеску до корисної роботи машини, і при побудові ідеального теоретичного циклу (рис. 8) ці процеси ($L_I + L_{IV}$ на рис.7) не враховуються.

З урахуванням наведених вище припущень будемо ідеальний термодинамічний цикл для двигуна даного типу – цикл Отто (рис. 8 – без ліній IV – I, що є на рис. 7). Він здійснюється з підведенням теплоти при $V = const$, тому що об'єм камери згоряння V_2 біля ВМТ майже не змінюється. Процес 1 - 2 відповідає стисненню робочого тіла і вважається адіабатним ($q = 0$). Процес 2 - 3 – ізохорне підведення теплоти q_1 , до робочого тіла. Процес розширення 3 - 4 робочого тіла також вважається адіабатним. Нарешті, процес 4 - 1 –

ізохорний процес відведення від робочого тіла кількості теплоти q_2 . Площа циклу на $p\nu$ - діаграмі чисельно дорівнює роботі циклу та якщо немає її втрат, одержимо:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2.$$

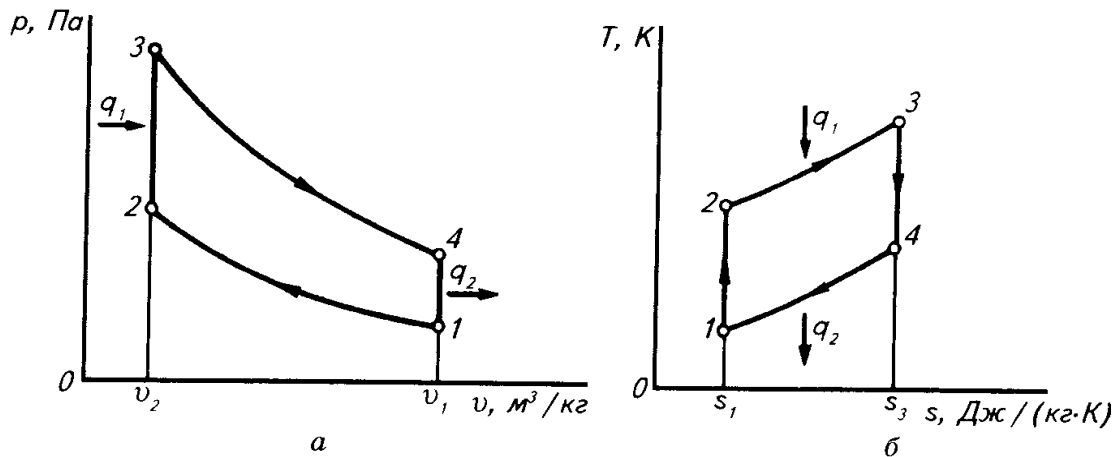


Рисунок 8 - Ідеальний термодинамічний цикл Отто в $p\nu$ - та Ts - координатах

З використанням $p\nu$ - діаграми (рис. 8) можна розрахувати параметри робочого тіла в *характерних точках* циклу за відповідними формулами оборотних процесів – адіабатного та ізохорного.

Параметри початкового стану (p_1, ν_1, T_1) вважаються заданими (вони пов'язані між собою рівнянням стану $p_1 \nu_1 = RT_1$). Крім того, для даного циклу задаються значення таких параметрів: ступеня стиснення $\varepsilon = \nu_1/\nu_2$ і ступеня підвищення тиску $\lambda = p_3/p_2$. Тоді для характерних точок циклу одержуємо:

Точка 1: $p_1, T_1, \nu_1.$

Точка 2:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\nu_1}{\nu_2}\right)^k = \varepsilon^k, \quad p_2 = p_1 \varepsilon^k, \quad \nu_2 = \frac{\nu_1}{\varepsilon},$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{\nu_2}{\nu_1} = \varepsilon^k \cdot \frac{1}{\varepsilon} = \varepsilon^{k-1}, \quad T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}.$$

Точка 3:

$$\frac{p_3}{p_2} = \lambda; \quad p_3 = p_1 \lambda \varepsilon^k, \quad \nu_2 = \nu_3,$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2}, \quad T_3 = T_1 \lambda \varepsilon^{k-1}.$$

Точка 4:

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k = \frac{1}{\varepsilon^k}, \quad p_4 = p_1 \lambda, \quad v_4 = v_1,$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad T_4 = T_3 / \varepsilon^{k-1} = T_1 \lambda.$$

Теоретичний ККД циклу визначається як

$$\eta_t = 1/q_1 = 1 - \frac{q_1}{q_2}.$$

Для кількостей теплоти q_1 і q_2 при ізохорних процесах 2 – 3, і 4 – 1 маємо:

$$q_1 = c_v(T_4 - T_3) = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1),$$

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1) = c_v T_1 (\lambda - 1).$$

Тоді після скорочення одержимо:

$$\eta_t^{Отто} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

З виразу для η_t видно, що термічний ККД циклу Отто залежить від ступеня стиснення та показника адиабати робочого тіла циклу. З підвищенням ступеня стиснення ККД зростає. Проте за великих ступенів стиснення внаслідок значного підвищення температури наприкінці процесу стиснення ($T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$) може статися *самозаймання* паливно-повітряної суміші або навіть згоряння вибухового характеру – *детонація* суміші. Унаслідок детонації процес згоряння порушується, двигун перегрівається, потужність його зменшується, а витрати палива зростають. Тому припустимий ступінь стиснення в таких двигунах визначається перш за все антидетонаційними властивостями палива (він зростає з номером марки палива (А-76 – А-98)). Для визначеної марки палива є й визначений максимальний ступінь стиснення, звичайно порівняно невисокий. Обмеження за стисненням величини ε означає й обмеження для термічного ККД циклу. З цих причин ДВЗ цього типу мають обмежене застосування, головним чином в силових установках невисокої потужності (наприклад, у легкових автомобілях). Перевагою двигунів з циклом Отто є їх велика мобільність, тобто їх змога швидко набирати оберти, розганятися. Але зараз пропонуються гібридні двигуни, які під час стоянки на перехрестях шляхів, руху у містах використовують електричні двигуни, а ДВЗ виключають після зарядки акумуляторів. Це дозволяє значно підняти ККД двигунів, зменшити витрати палива та екологічно шкідливі викиди.

ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ. Підвищення ступеня стиснення можливе в такому робочому процесі, в якому здійснюється *роздільне стиснення повітря та палива*. При $\varepsilon = 14 \dots 18$ повітря, що поступає до циліндру, наприкінці стиснення має тиск понад 40 бар і температуру понад 800° С, що забезпечує надійне samozapalennya та згоряння палива. Паливо подається в камеру згоряння через форсунки наприкінці процесу стиснення, де воне спочатку випаровується, а

потім згоряє. Стиснення палива у класичному циклі здійснюється стисненням повітрям, яке подається від компресора під тиском до 60 бар. Згоряння палива йде приблизно за сталого тиску, тобто в теоретичному циклі розглядається ізобарне ($p = const$) підведення теплоти. Такий цикл називається циклом

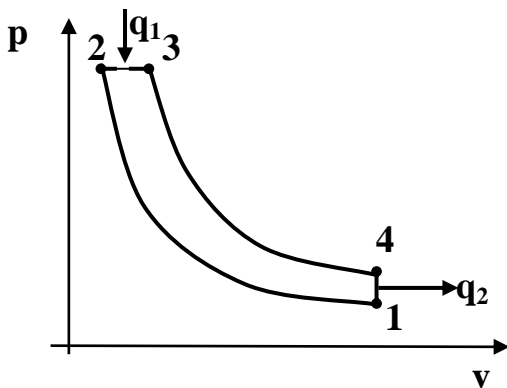


Рисунок 9 - Ідеальний термодинамічний цикл Дизеля

Дизеля.

Діаграма циклу Дизеля наведено на рис. 9. Тут 1 – 2 – адіабатне стиснення повітря, 2 – 3 – процес згоряння палива, 3 – 4 – розширення продуктів згоряння, 4 – 1 – ізохорне замикання процесу. Процеси всмоктування повітря і вихлопу не є термодинамічними і під час побудовання теоретичного циклу вилучаються з розгляду.

З оглядом на характер підведення та відведення теплоти теоретичний цикл Дизеля складається з двох адіабат – стиснення та розширення, ізобари підведення теплоти q_1 та ізохори відведення теплоти q_2 .

Для даного циклу вважаються заданими параметри початкового стану p_1 , T_1 , v_1 (точка 1), а також значення ступеня стиснення $\varepsilon = v_1/v_2$ і ступеня попереднього розширення $\rho = v_3/v_2$. Для характерних точок циклу знаходимо:

Точка 2: $p_2 = p_1 \varepsilon^k$, $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$;

Точка 3: $p_3 = p_2 = p_1 \varepsilon^k$, $T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \rho$;

Точка 4: $p_4 = p_1 \rho^k$,

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_2 * v_3}{v_1 v_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1},$$

$$T_4 = T_1 \rho^k.$$

Робота циклу (площа на діаграмі, що обмежена кривою циклу) при відсутності втрат дорівнює $l_y = q_1 - q_2$, де для величин q_1 і q_2 одержуємо вирази:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = c_p T_1 \varepsilon^{k-1} (\rho - 1),$$

$$q_2 = C_v (T_4 - T_1) = C_v T_1 (\rho^k - 1).$$

Тоді для термічного ККД знаходимо:

$$\eta_{th}^{Dus} = 1 - \frac{q_1}{q_2} = 1 - \frac{C_v T_1 \rho^k - 1}{C_p T_1 \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)}$$

або
$$\eta_t^{Диз} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}$$

Таким чином, поряд з показником адіапти k , який визначається типом робочого тіла, на η_t впливають обидва параметри циклу - ε і ρ . Залежність η_t від ε має такий самий характер, що й для циклу Отто - зі збільшенням ступеня стиснення термічний ККД зростає. Навпаки, при збільшенні ρ ККД знижується. За однакових ступенів стиснення $\eta_t^{Отто} > \eta_t^{Диз}$. Проте, якщо порівняти ці цикли при однакових максимальних тисках і температурах, то виявиться, що цикл Дизеля, який дозволяє здійснити більш високі ступені стиснення, буде матиме при цьому більш високий ККД.

ЦИКЛ ТРИНКЛЕРА. Позитивні властивості двигунів обох типів можна поєднати в двигуні, в якому розпилення палива здійснюється механічним шляхом. Паливо стискується в насосі або насосі-форсунці до тисків біля 1500 бар і уприскується в камеру згорання або спеціальні попередні камери згорання (форкамери). Процес згорання спочатку для більш дрібних крапель йде швидко з підвищенням тиску ізохорно (при $v = const$), а потім, для менш дрібних, більш повільно за сталого тиску ($p = const$); таким чином, тут здійснюється термодинамічно змішане підведення теплоти. Теоретичний цикл такого двигуна - *цикл Тринклера*. Розглянутий цикл із змішаним підведенням теплоти лежить в основі роботи всіх сучасних дизельних двигунів (див. Рис. 10).

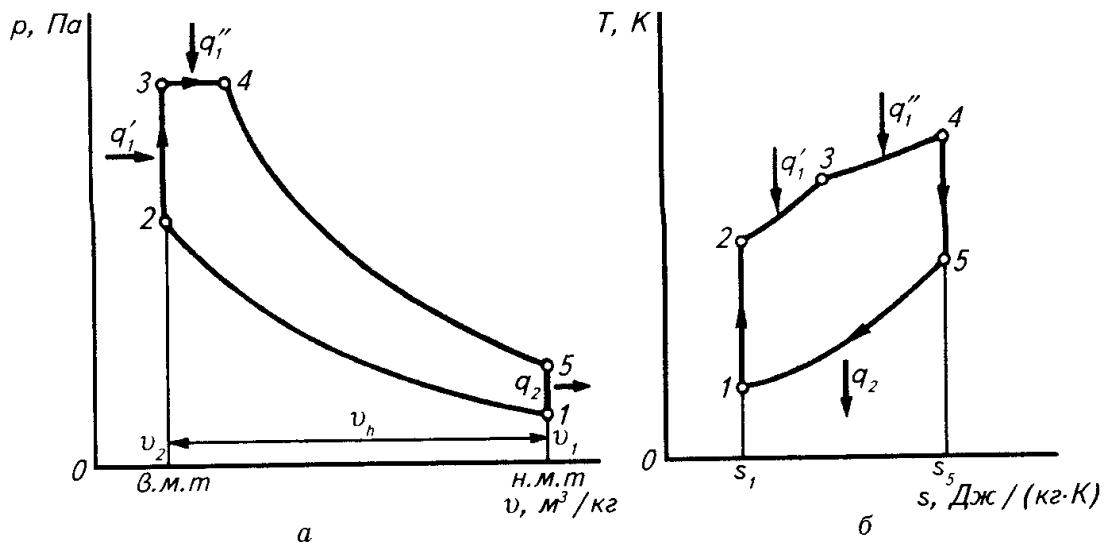


Рисунок 10 - Ідеальний термодинамічний цикл Тринклера в p - v - та T - s - координатах

При подальшому вдосконаленні ДВЗ на сучасному етапі все більша увага приділяється також екологічним аспектам. Вихлопні гази ДВЗ містять в собі CO_2 , H_2O , CO , NO і частково або неповністю спалені вуглеводні компоненти, що містять свинець та інші шкідливі речовини, які значне забруднюють навколишнє середовище (біля 60 % усіх джерел забруднення земної атмосфери). Тому сьогодні у всьому світі проводяться дослідження та

дослідно-конструкторські роботи, спрямовані не тільки на вдосконалення теоретичних циклів і конструкцій ДВЗ, а й на створення більш екологічно чистих двигунів. З цією метою пропонуються такі заходи, як заміна рідкого нафтового палива іншими видами, в тому числі газоподібним, очищення та вловлювання токсичних компонентів вихлопних газів. Особлива увага приділяється правильному регулюванню та експлуатації автомобільних ДВЗ.

Реальний ефективний ККД двигуна також сильно залежить від його механічного ККД: $\eta_{ef} = \eta_t \eta_{mex}$. Для поршневих двигунів він унаслідок сильного тертя у поршнях відносно малий – η_{mex} 70..80%, для турбін він помітно вищий – $\eta_{mex} \approx 90...95\%$. Тому ефективні ККД двигунів складають: для карбюраторних двигунів – 22...32%, для дизелів – 32...50%, для ГТУ – 22...28%. Бачимо, що за техніко-економічними показниками дизелі є найбільш ефективними двигунами. ГТУ, які теж відносяться до ДВЗ, мають малі розміри і великі питомі потужності, однак внаслідок меншого ККД мають велику витрату пального. Але в авіації, де потрібна тяга, а не термічний ККД, вони зараз не мають конкуренції.

2.3. Розрахунок термодинамічних циклів ДВЗ

2.3.1 Зміст завдання

Визначити термічні параметри (p, v, T) для характерних точок циклів Отто або Дизеля та побудувати p - v - діаграму циклу. Початкова температура t_1 , початковий тиск p_1 , ступінь стиснення ε та ін. параметри визначаються з таблиці 3 варіантів завдань. Розрахувати кількість підведеної q_1 та відведеної теплоти q_2 , роботу циклу l_u та термічний ККД циклу. Робочим тілом вважати повітря.

Варіанти завдання визначаються за номером прізвища студента в лабораторному журналі студентської групи. Повітря вважати ідеальним газом з параметрами: $R = 287$ Дж/(кг К), $C_v = 717$ Дж/(кг К). Початкова температура $T_1 = t_1 + 273$. Значення $t_1, p_1, \varepsilon, \lambda, \rho$ визначаються з таблиці варіантів. Номер варіанту визначається за порядковим номером студента в академічному журналі групи.

Після завершення розрахунків порівняти значення теоретичного ККД циклу розрахованого згідно із загальною формулою $\eta_t = l_u/q_1$ та за теоретичними формулами циклів:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (\text{для циклу Отто}) \quad \text{або}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1) \cdot \varepsilon^{k-1}} \quad (\text{для циклу Дизеля}).$$

Велике розходження результатів свідчить про наявність грубих похибок.

Після завершення розрахунків побудувати $p\nu$ -діаграму циклу з дотриманням масштабу.

Таблиця 3

ВАРІАНТИ ЗАВДАННЯ

Цикл Отто					Цикл Дизеля				
№ варіанта	p_1 , МПа	t_1 , °C	ε	λ	№ варіанта	p_1 , МПа	t_1 , °C	ε	ρ
1	0,100	10	4,8	2,0	2	0,100	10	14	2,0
3	0,098	15	4,9	2,1	4	0,098	15	15	1,9
5	0,095	20	5	2,2	6	0,095	20	16	1,8
7	0,100	15	5,1	2,3	8	0,100	15	17	1,7
9	0,098	20	5,2	2,4	10	0,098	20	18	1,6
11	0,095	25	5,3	2,5	12	0,095	25	19	1,5
13	0,100	20	5,4	2,6	14	0,100	20	12	2,0
15	0,098	25	5,5	2,5	16	0,098	25	13	1,9
17	0,095	20	5,6	2,4	18	0,095	20	14	1,8
19	0,100	10	5,7	2,3	20	0,100	10	15	1,7
21	0,098	5	5,8	2,2	22	0,098	5	16	2,0
23	0,095	0	5,9	2,1	24	0,095	0	17	2,1
25	0,100	-5	6	2,0	26	0,100	-5	18	2,0
27	0,098	-10	6,2	1,9	28	0,098	-10	19	1,9
29	0,095	10	6,4	1,8	30	0,095	10	20	1,8

2.3.2 Приклад розв'язання завдання для циклу Дизеля

Дано:

$$t_1 = 27^\circ\text{C} \quad T_1 = t_1 + 273 = 300 \text{ K},$$

$$p_1 = 0,1 \text{ МПа} = 10^5 \text{ Па},$$

$$\varepsilon = v_1/v_2 = 14,$$

$$\rho = v_3/v_2 = 1,7.$$

Визначити: p_{1-4} , v_{1-4} , T_{1-4} , q_1 , q_2 , l_{cp} , η_t .
Побудувати $p\nu$ -діаграму.

Розв'язання.

Визначаємо параметри для характерних точок циклу **1-4**.

Точка 1: $T_1 = t_1 + 273 = 27 + 273 = 300 \text{ K}; \quad p_1 = 10^5 \text{ Па};$

З рівняння стану знаходимо v_1 : $p\nu = RT \Rightarrow$

$$v_1 = RT_1/p_1 = 287 \cdot 300 / 10^5 = 0,861 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 2: $\varepsilon = v_1/v_2 \Rightarrow v_2 = v_1/\varepsilon = 0,861/14 = 0,061 \text{ м}^3/\text{кг};$

З рівняння адіабатного процесу знаходимо p_2 : $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \Rightarrow$

$$p_2 = p_1 (v_1/v_2)^k = p_1 \varepsilon^k;$$

де $k = C_p/C_v = (C_v + R)/C_v = (717 + 287)/717 = 1,4$;

$$p_2 = 1 \cdot 10^5 \cdot 14^{1,4} = 4,023 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{v_2}{v_1} = \varepsilon^k \cdot \frac{1}{\varepsilon} = \varepsilon^{k-1}$$

Звідкіля: $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 300 \cdot 14^{0,4} = 862 \text{ К}$.

Точка 3: $p_3 = p_2 = 4,023 \cdot 10^6 \text{ Па};$

$$\rho = v_3/v_2 \Rightarrow v_3 = v_2 \rho = 0,061 \cdot 1,7 = 0,105 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Процес **2-3** ізобарний і $\frac{v}{T} = \text{const}$ тобто

$$\frac{v_3}{T_3} = \frac{v_2}{T_2} \Rightarrow T_3 = T_2 \cdot \frac{v_3}{v_2} = T_2 \cdot \rho = 862 \cdot 1,7 = 1466 \text{ К}.$$

Точка 4: $v_4 = v_1 = 0,861 \text{ м}^3/\text{кг};$

З рівняння адіабатного процесу знаходимо p_4 :

$$p_3 v_3^k = p_4 v_4^k \Rightarrow$$

$\Rightarrow p_4 = p_3 (v_3/v_4)^k = 4,023 \cdot 10^6 (0,105/0,861)^{1,4} = 2,11 \cdot 10^5 \text{ Па};$

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{p_4}{p_3} \cdot \frac{v_4}{v_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k \left(\frac{v_4}{v_3}\right) = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = 1466 \cdot \left(\frac{0,105}{0,861}\right)^{0,4} = 630 \text{ К}$$

Кількість теплоти, що підведена до робочого тіла

$$q_1 = C_p (T_3 - T_2) = 1004 \cdot (1466 - 862) = 6,059 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}.$$

Кількість теплоти, що відведена у навколишнє середовище

$$q_2 = C_v (T_4 - T_1) = 717 \cdot (630 - 300) = 2,37 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}.$$

Робота циклу $l_u = q_1 - q_2 = 6,059 \cdot 10^5 - 2,37 \cdot 10^5 = 3,689 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}.$

Теоретичний ККД циклу

$$\eta_t = l_u / q_1 = 3,689 \cdot 10^5 / 6,059 \cdot 10^5 = 0,609,$$

$$\text{Або з формули: } \eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1) \cdot \varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1,7^{1,4} - 1}{1,4 \cdot (1,7 - 1) \cdot 14^{0,4}} = 0,609$$

Однакові значення ККД свідчать про правильність розрахунків.

Для того щоб побудувати лінії адіабати на діаграмі циклу, розрахуємо проміжні точки для адіабатних процесів **1-2** та **3-4**. Знайдемо значення тисків за значень питомого об'єму: $v_2 < v < v_1$. Візьмемо проміжні точки значень об'ємів для нашого циклу Дизеля: $v = 0,1; 0,15; 0,2; 0,3; 0,4$ та $0,6 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Процеси **1-2** та **3-4** – адіабатні. Для них можна записати:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = p_n v_n^k \quad \text{та} \quad p_3 v_3^k = p_4 v_4^k = p_m v_m^k,$$

звідки слідує, що
$$p_n = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_n} \right)^k \quad (\text{для процесу } \mathbf{1-2}) \quad \text{та}$$

$$p_m = p_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_m} \right)^k \quad (\text{для процесу } \mathbf{2-3}).$$

При $v = 0,1 \text{ м}^3/\text{кг}$
$$p_n = 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,1} \right)^{1,4} = 20,4 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (\text{для процесу } \mathbf{1-2});$$

$$p_m = 2,11 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,1} \right)^{1,4} = 43,1 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (\text{для процесу } \mathbf{3-4});$$

(Відзначимо, що точка (p_m, v) виходить за межі діаграми, оскільки $v_3 = 0,105 \text{ м}^3/\text{кг} > 0,1 \text{ м}^3/\text{кг}$ і водночас $-p_m = 4,31 \cdot \text{МПа} > p_3 = 4,02 \cdot \text{МПа}$.)

При $v = 0,15 \text{ м}^3/\text{кг}$
$$p_n = 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,15} \right)^{1,4} = 11,5 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (\text{для процесу } \mathbf{1-2});$$

$$p_m = 2,11 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,15} \right)^{1,4} = 24,2 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (\text{для процесу } \mathbf{3-4});$$

При $v = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$
$$p_n = 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,2} \right)^{1,4} = 7,7 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (\text{для процесу } \mathbf{1-2});$$

$$p_m = 2,11 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,2} \right)^{1,4} = 16,3 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (\text{для процесу } \mathbf{3-4});$$

При $v = 0,3 \text{ м}^3/\text{кг}$
$$p_n = 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,3} \right)^{1,4} = 4,4 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (\text{для процесу } \mathbf{1-2});$$

$$p_m = 2,11 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,3} \right)^{1,4} = 9,2 \cdot 10^5 \text{ Па (для процесу 3-4);}$$

При $v = 0,4 \text{ м}^3/\text{кг}$ $p_n = 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,4} \right)^{1,4} = 2,9 \cdot 10^5 \text{ Па (для процесу 1-2);}$

$$p_m = 2,11 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,4} \right)^{1,4} = 6,2 \cdot 10^5 \text{ Па (для процесу 3-4);}$$

При $v = 0,6 \text{ м}^3/\text{кг}$ $p_n = 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,6} \right)^{1,4} = 1,66 \cdot 10^5 \text{ Па (для процесу 1-2);}$

$$p_m = 2,11 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,861}{0,6} \right)^{1,4} = 3,5 \cdot 10^5 \text{ Па (для процесу 3-4);}$$

Побудуємо p - v - діаграму для розрахованого циклу Дизеля:

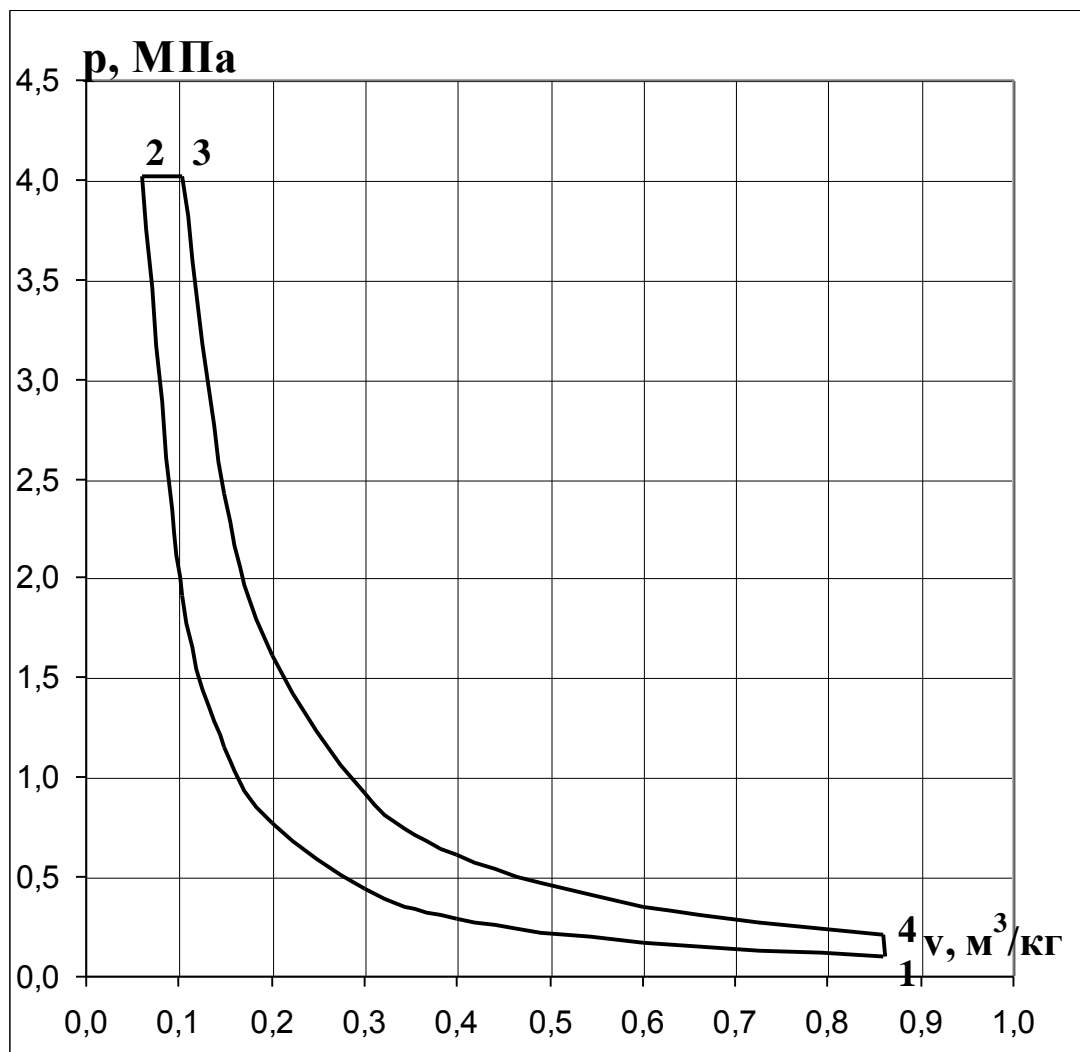


Рисунок 6 – p - v - діаграма розрахованого циклу Дизеля

Вказівка: Під час розрахунку циклу Отто зверніть увагу на особливості розрахунків точки 3, теплоти q_1 , побудову діаграми та визначення додаткових проміжних точок для побудови адіабат (для циклу Отто розраховується менше додаткових точок).

2.3.3 Контрольні запитання

1. Що таке двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) ? З яких основних механізмів він складається ?
2. Пояснити принцип роботи поршневих ДВЗ.
3. Зобразити індикаторну діаграму роботи ДВЗ.
4. Як класифікуються теоретичні цикли ДВЗ ?
5. Цикл Отто. Принцип роботи двигуна. pV - та Ts - діаграми.
6. Яке паливо застосовується у циклах Отто, у якому вигляді?
7. Цикл Дизеля. Принцип роботи двигуна. pV - та Ts - діаграми.
8. Цикл Тринклера. Принцип роботи двигуна. pV - та Ts - діаграми.
9. Порівняйте цикли Дизеля та Тринклера: загальне та особливе.
10. Що таке коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна?
11. Порядок визначення термічного ККД циклу.
12. Вплив параметрів циклу ДВЗ на величину ККД.
13. Пояснити, який цикл ДВЗ є найефективнішим і чому?
14. Адіабатний процес, його умова, рівняння та основні особливості.
15. Чому підвищується температура під час стиснення?
16. Чому відбувається samozapalennya палива у циклах Дизеля та Тринклера?
17. Чому ККД у циклах Дизеля та Тринклера є найвищим?
18. Як ви будували адіабату?
19. Як визначити графічно роботу за pV - діаграмою?
20. Як виглядає 1 закон термодинаміки для ДВЗ?

Термодинамічні властивості води та водяної пари на лінії насичення

р, бар	t_n , °C	ρ'' , кг/м ³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	г, кДж/кг
1.0	99.6	0.590	417.4	2675	2258
1.1	102.3	0.645	428.9	2678	2250
1.2	104.8	0.670	439.4	2683	2244
1.3	107.1	0.755	448.2	2687	2238
1.4	109.3	0.809	458.5	2690	2232
1.5	111.4	0.863	467.2	2692	2226
1.6	113.3	0.916	475.4	2696	2221
1.7	115.2	0.970	483.2	2699	2216
1.8	116.9	1.023	490.7	2702	2211
1.9	118.6	1.076	497.9	2704	2206
2.0	120.2	1.129	504.8	2707	2202
2.1	121.8	1.182	511.4	2709	2198
2.2	123.3	1.235	517.8	2711	2193
2.3	124.7	1.287	524.0	2713	2189
2.4	126.1	1.340	529.8	2715	2185
2.5	127.4	1.392	535.4	2717	2182

Коефіцієнти C та n критеріального рівняння для вільної конвекції залежно від розрахованої величини добутку критеріїв ($Gr Pr$)

$Gr Pr$	C	n	Примітка
$< 10^{-3}$	0,5	0	теплообмін теплопровідністю
$10^{-3} \dots 500$	1,18	1/8	ламінальний режим руху ТН
$500 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4	перехідний режим руху ТН
$2 \cdot 10^7 \dots 10^{13}$	0,135	1/3	турбулентний режим руху ТН

Теплофізичні властивості сухого повітря

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	C_p кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^5,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
-50	1,584	1,014	2,02	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,012	2,12	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,011	2,20	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,79	0,716
-10	1,342	1,008	2,36	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,007	2,44	1,72	13,28	0,707
10	1,247	1,006	2,51	1,77	14,16	0,705
20	1,205	1,006	2,59	1,81	15,06	0,703
30	1,165	1,006	2,67	1,86	16,00	0,701
40	1,128	1,006	2,76	1,91	16,96	0,699
50	1,093	1,006	2,83	1,96	17,96	0,698
60	1,060	1,006	2,90	2,01	18,97	0,696
70	1,029	1,007	2,97	2,06	20,0	0,694
80	1,000	1,007	3,05	2,11	21,1	0,692
90	0,972	1,008	3,13	2,15	22,1	0,690
100	0,946	1,009	3,21	2,19	23,1	0,688
120	0,898	1,012	3,34	2,28	25,5	0,686
140	0,854	1,015	3,38	2,37	27,8	0,684

Теплопровідності та ступені чорноти деяких будівельних та ізоляційних матеріалів при 0...100 °С

Найменування матеріалу	λ , Вт/(м · К)	ε
Азбест	0,1 ...0,16	0,93...0,96
Алюміній	205	0,04* ...0,8
Алюмінієві лаки і фарби		0,27...0,6
Бетон (сухий...вологий)	0,7...1,25	0,92
Бетон легкий (пінобетон)	0,1...0,3	
Глина вогнестійка	1,04	0,91
Дерево дуб (\perp волокнам)	0,20...0,21	0,90
Дерево сосна (\perp / \parallel волокнам)	0,15 / 0,4	0,8...0,9
Залізобетон	1,55	0,92
Залізо оцинковане	40	0,23...0,4
Іржа	1,1	
Латунь	102...118	0,03* ...0,6
Лід	2,25	0,96
Пінопласти	0,03...0,04	
Піношамот	0,29	0,75
Пробкова пластина	0,042...0,053	
Скло	0,8	0,74...0,94
Скловата	0,04...0,06	
Сніг втрамбований	0,35...0,46	0,96
Сталь вуглецева	40...45	0,5* ...0,8
Сталь легована	17...25	0,5* ...0,8
Тирса деревна	0,07...0,09	0,96
Фарби, лаки		0,8...0,98
Цегла будівельна	0,67...0,81	0,88...0,93
Цегла ізоляційна	0,14	0,75...0,9
Цегла силікатна	0,82...0,87	
Чавун	46...90	0,21 ...0,8
Штукатурка	0,78	0,91

Примітка: Якщо параметри змінюються в інтервалі, те найчастіше береться найбільше (найгірше) значення.

Для невідомих значень ε прийняти: $\varepsilon = 0,9$.

* - поліровані метали

Формули основних термодинамічних процесів ідеальних газів

Найменування процесу	Умови протікання процесу	Рівняння процесу в $p \cdot v$ – змінних	Відношення між параметрами	Питома робота, Дж/кг	Питома теплота, Дж/кг	Зміна ентропії, Дж/(кг·К).
Ізохорний	$v = \text{const}$	$v = \text{const}$	$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\underline{\ell = 0}$	$q = c_v(T_2 - T_1) =$ $\Delta U = \frac{v(p_2 - p_1)}{k - 1}$	$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$
Ізобарний	$p = \text{const}$	$p = \text{const}$	$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\ell = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$	$q = c_p(T_2 - T_1) =$ $\Delta h = \frac{k}{k - 1} \cdot p(v_2 - v_1)$	$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$
Ізотермічний	$T = \text{const}$	$p \cdot v = \text{const}$	$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}$	$\ell = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_2 v_2 \ln \frac{P_1}{P_2} =$ $RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{P_1}{P_2} = T(S_2 - S_1)$	$q = \ell$	$\Delta s = R \ln \frac{V_2}{V_1} =$ $= R \ln \frac{P_2}{P_1}$
Адіабатний	$q = 0,$ $(c = 0),$ $\underline{S = \text{const}}$	$p \cdot v^k = \text{const},$ $k = c_p/c_v$	$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k$ $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{k-1/k}$ $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}$	$\ell = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) =$ $= \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2) =$ $\frac{1}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	$\underline{q = 0}$	$\underline{\Delta s = 0}$
Політропний	$\underline{c = \text{const}},$ $\varphi = \frac{\Delta U}{q} = \text{const}$ $n = \text{const}$	$p \cdot v^n = \text{const}$ $n = \frac{c_p - c}{c_v - c}$	Ті ж формули, що і для адіабатного процесу, але із заміною показників: k на n		$q = C_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1) =$ $= C(T_2 - T_1) = \ell \frac{k-n}{k-1}$	$\Delta s = C \ln \frac{T_2}{T_1} =$ $C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$

Українсько-російський словник термінів

визначальний	определяющий
використання	использование
випромінювання	излучение
витрата	расход
виштовхування	выталкивание
вільний	свободный
вплив	влияние
всмоктування	всасывание
втрата	потеря
в'язкість	вязкость
година	час
густина	плотность
двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ)	двигатель внутреннего сгорания (ДВС)
добуток	произведение
загальний	общий
запалення	зажигание
зведений	приведенный
зворотний	обратный
згоряння	сгорание
змішаний	смешанный
кількість теплоти	количество теплоты
коефіцієнт корисної дії (ККД)	коэффициент полезного действия (КПД)
корисна робота	полезная работа
критеріальне рівняння	критериальное уравнение
навколишнє середовище	окружающая среда
насичена пара	насыщенный пар
об'ємне поширення	объемное расширение
оборотний процес	обратимый процесс
особливості	особенности
паливо	топливо
пальна суміш	горючая смесь
пара	пар
пароутворення	парообразование
питомий (для 1 кг)	удельный
питомий об'єм	удельный объём
площа	площадь
побудувати	построить
поверхня	поверхность

повітря	воздух
подібність	подобие
показник	показатель
потік	поток
потужність	мощность
похибка	погрешность, ошибка
прискорення	ускорение
пристінний шар	пограничный слой
рівновага	равновесие
рівняння стану	уравнение состояния
рідина	жидкость
розв'язання	решение
розміщення	расположение
розрахунок	расчет
самозаймання	самовоспламенение
співбесіда	собеседование
співвідношення	соотношение
стала	постоянная
стискування	сжатие
ступінь підвищення тиску	степень повышения давления
ступінь попереднього розширення	степень предварительного расширения
ступінь стиснення	степень сжатия
ступінь чорноти	степень черноты
тепловіддача	теплоотдача
тепловтрати	теплопотери
теплоносій (ТН)	теплоноситель
теплообмінник	теплообменник
тиск	давление
час	время
шар	слой
шкідливий	вредный

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Теорія теплообміну	4
1.1 Види теплообміну та методичні зауваження	
1.2 Розрахунок тепловтрат від поверхні теплообмінного апарата. Приклад розв'язання завдання	10
1.3. Тепловий розрахунок теплопритоків через зовнішню стіну холодильника. Приклад розв'язання завдання	13
2. Технічна термодинаміка	18
2.1 Термодинамічні процеси в ідеальному газі	
2.2. Двигуни внутрішнього згоряння	24
2.3. Розрахунок термодинамічних циклів ДВЗ	31
Приклад розв'язання завдання для циклу Дизеля	32
Додаток 1. Термодинамічні властивості води та водяної пари на лінії насичення	37
Додаток 2. Коефіцієнти C та n критеріального рівняння для вільної конвекції залежно від розрахованої величини добутку критеріїв ($Gr Pr$)	37
Додаток 3. Теплофізичні властивості сухого повітря	38
Додаток 4. Теплопровідності та ступені чорноти деяких будівельних та ізоляційних матеріалів при $0...100\text{ }^{\circ}\text{C}$	39
Додаток 5. Формули основних термодинамічних процесів ідеальних газів	40
Додаток 6. Українсько-російський словник термінів	41
Зміст	43

Навчальне видання

Укладачі: МАЛАФАСВ Микола Тимофійович

ТОРЯНИК Олександр Іванович

ФОЩАН Андрій Леонтійович

ТЕПЛОТЕХНІКА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання самостійної роботи з курсу

для студентів за напрямом підготовки

6.050502 – Інженерна механіка

Підп. до друку .04.10 Формат 60 x 84 1/16. Папір газет. Друк офс.
Ум.друк. арк. 2,7 Обл.-вид.арк. 2,4 Тираж 100 прим. Зам.

Харківський державний університет харчування та торгівлі
310051, Харків-51, вул. Клочківська, 333
ДОД ХДУХТ. 310051, Харків-51, вул. Клочківська, 333