

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання лабораторних робіт**

для студентів напряму 6.050701  
«Електротехніка та електротехнологія»  
денної та заочної форм навчання

Всі цитати, цифровий та фактичний матеріал, бібліографічні відомості перевірені. Написання одиниць відповідає стандартам

Підписи авторів

О.Ф. Буляндра,  
В.І. Бондар  
В.О. Виноградов-Салтиков,  
Д.Є. Сінат-Радченко,  
В.О. Карась,  
Л.П. Ткач,  
А.О. Глуздань

« 01 »      квітня      2011 р.

СХВАЛЕНО  
на засіданні кафедри  
теплотехніки  
Протокол № 1  
від 30.08.2010 р.

**Київ НУХТ 2011**

**Енергетичні установки:** Метод. вказівки до викон. лаборатор. робіт для студ. напряму 6.050701 «Електротехніка та електротехнологія» денної та заочної форм навчання / Уклад.: О.Ф. Буляндра, В.І. Бондар, В.О. Виноградов–Салтиков, Д.Є.Сінат-Радченко та та інш. – К.: НУХТ, 2011.— 80 с.

Рецензент: **С.М. Василенко** д–р техн. наук, проф.

Укладачі: **О.Ф. Буляндра**, д–р техн. наук, проф.  
**В.І. Бондар**,  
**В.О.Виноградов-Салтиков**, кандидат техн. наук,  
**Д.Є.Сінат-Радченко**, кандидат техн. наук, проф.,  
**В.О. Карась**, кандидат техн. наук,  
**Л.П.Ткач**, кандидат техн. наук,  
**А.О. Глуздань**, кандидати техн. наук.

Відповідальний за випуск **О.Ф. Буляндра**, д–р техн. наук, проф.

## ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ВИМІРЮВАНЬ

### Вимірювання і види фізичних величин

Одним із основних завдань проведення лабораторних робіт є визначення числових значень фізичних величин шляхом вимірювань. Вимірювання – це порівняння якоїсь фізичної величини з еталонною, взятою за одиницю (наприклад, розмір тіла порівнюється з одиницею довжини 1 м).

Розрізняють прямі та непрямі вимірювання. У процесі *прямих вимірювань* значення фізичної величини визначають безпосередньо вимірюванням (час, маса, сила струму, довжина та ін.). Проте велика кількість фізичних величин (теплоємність, коефіцієнти теплопровідності, теплопередачі, конвективного теплообміну тощо) не може бути визначена безпосередньо вимірюванням. Їх обчислюють за певними рівняннями, до яких входять інші фізичні величини, що визначаються прямими вимірюваннями. Такі вимірювання називаються *непрямими*.

У науці й техніці доволіно встановлені лише деякі фізичні величини, які називаються *основними*. Решту одиниць фізичних величин встановлюють на основі математичних залежностей, які пов'язують ці величини з основними. Такі одиниці називаються *похідними*.

У Міжнародній системі одиниць СІ за основні прийнято сім основних фізичних величин: довжина — метр [м], маса — кілограм [кг], час — секунда [с], термодинамічна температура — кельвін [К], сила електричного струму — ампер [А], сила світла — кандела [кд], кількість речовини — моль [моль].

Розрізняють істине і дійсне значення фізичної величини. Під *істинним значенням* фізичної величини розуміють ідеальне кількісне і якісне відображення властивостей даного об'єкта.

*Дійсне значення* фізичної величини визначають експериментально з деякою похибкою.

### Похибки прямих вимірювань

Вимірювання фізичних величин — процес, що залежить від вимірюваної величини, точності використовуваної апаратури, методів вимірювання і, нарешті, від самого дослідника. Всі ці фактори спричиняють появу похибок вимірювань.

Похибка визначається як відхилення результату вимірювання від його істинного значення  $\alpha$ . Різниця  $\Delta\alpha$  між істинним значенням величини  $\alpha$  і за результатом вимірювання  $\alpha_{\text{вим}}$ . — називається *абсолютною похибкою*:

$$\Delta\alpha = |\alpha - \alpha_{\text{вим}}|.$$

Оскільки значення  $\alpha$  невідоме, на практиці замість нього використовують експериментальне визначення значення  $\bar{\alpha}$ , яке є результатом багаторазового вимірювання і обчислення середньоарифметичного значення. Середньоарифметичне значення  $\alpha$  є

наближеним до істинного. Ця різниця береться за модулем, оскільки відхилення результатів вимірювань може рівномірно відхилятися як у більший, так і у менший бік.

Похибки поділяються на систематичні, випадкові й грубі (або промахи).

*Систематичні похибки* пояснюються однією й тією самою постійною причиною (зміщення нуля шкали приладу, несправність приладу тощо). Систематичні похибки ще називають *інструментальними*. Найчастіше систематичні похибки усувають виправленням вимірювального приладу або врахуванням показів початкового зміщення стрілки приладу.

*Випадкові похибки* спричинюються недосконалістю вимірювальних приладів і органів чуття людини, зміною зовнішніх умов тощо. Випадкові похибки усунути не можна. Якщо кількість вимірювань досить велика, випадкові похибки підпорядковуються закону ймовірності і їх можна обчислити.

*Грубі помилки* (або промахи) виникають внаслідок неуважного відліку, несправності вимірювальних засобів, неправильного запису тощо. Такі вимірювання не розглядаються і відкидаються.

У загальному випадку при  $n$  вимірюваннях величини  $\alpha$  отримують  $n$  різних її значень. Найближчим до  $\alpha$  є середньоарифметичне значення всіх результатів вимірювань

$$\bar{\alpha} = (\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n) / n \quad \left| \sum_{i=1}^n \alpha_i \right| / n.$$

Вводячи два знаки середньої абсолютної похибки  $\Delta \bar{\alpha}$ , встановлюють межі, в яких перебуває істинне значення шуканої величини:

$$\bar{\alpha} - \Delta \bar{\alpha} \leq \alpha \leq \bar{\alpha} + \Delta \bar{\alpha}.$$

Чим менше значення  $\Delta \bar{\alpha}$ , тим менший інтервал, у якому міститься істинне значення вимірюваної величини, а отже, тим вища точність вимірюваної величини  $\alpha$ .

*Абсолютну похибку* вимірювань прирівнюють до власної похибки приладу за одноразового вимірювання або якщо в результаті вимірювань отримано ряд цілком однакових значень.

Під *відносною похибкою* вимірюваної величини розуміють відношення значення абсолютної похибки вимірювання  $\Delta \alpha$ , до середньоарифметичного значення  $\bar{\alpha}$ , %:

$$\varepsilon = \pm \frac{\Delta \alpha}{\bar{\alpha}} 100\% .$$

Відносна похибка дає уявлення про якість вимірювань: чим менша відносна похибка, тим точніше вимірювана шукана величина.

Якщо шукана величина  $\alpha$  не може бути визначена за заданим рівнянням, у яке входять фізичні величини, отримані прямим вимірюванням, похибка залежить від похибок окремих прямих вимірювань. У процесі непрямих вимірювань  $\Delta\alpha$  обчислюється за похідною від заданого рівняння. Розглянемо кілька прикладів.

**Приклад 1.** Шукана величина  $\alpha$  дорівнює сумі двох величин  $B$  і  $C$ , що визначаються прямими вимірюваннями:

$$\alpha = B + C.$$

Нехай величина  $B$  визначена з точністю  $\pm\Delta B$ , а  $C$  — з точністю  $\pm\Delta C$ . Тоді  $\alpha = B \pm \Delta B + C \pm \Delta C$ , звідки  $\Delta\alpha = \pm(\Delta B + \Delta C)$ .

Візьмемо найбільш невигідний випадок, коли знаки абсолютних похибок однакові. Така помилка називається межевою, або максимальною.

Відносна похибка

$$\varepsilon = \frac{\Delta\alpha}{\alpha} 100 = \frac{\Delta B + \Delta C}{B + C} 100, \%$$

**Приклад 2.** Шукана величина дорівнює добутку (частці) двох величин:

$$\alpha = B \cdot C.$$

Тоді  $\alpha = B \pm \Delta B \cdot C \pm \Delta C = B \cdot C \pm B \cdot \Delta C \pm \Delta B \cdot C \pm \Delta B \cdot \Delta C$ .

Добуток  $\Delta B \cdot \Delta C$  відкидаємо як величину другого порядку мализни. Тоді абсолютна похибка  $\Delta\alpha = \pm(B \cdot \Delta C + \Delta B \cdot C)$ . Відносна похибка вимірювання

$$\varepsilon = \frac{\Delta\alpha}{\alpha} 100\% = \frac{B \cdot \Delta C + C \cdot \Delta B}{B \cdot C} 100\% = \left( \frac{\Delta C}{C} + \frac{\Delta B}{B} \right) 100\%.$$

### Правила наближених обчислень і округлення чисел

**Точність обчислень.** У процесі опрацювання результатів точність обчислень завжди повинна відповідати точності вимірювання.

Наприклад, після обчислення середньоарифметичне значення теплоємності сухого повітря при атмосферному тиску і кімнатній температурі становило 1,00587 кДж/(кг·К), при абсолютній похибці  $\Delta c_p = 0,001$  кДж/(кг·К). Виконувати обчислення до значущих цифр, більших як існуюча похибка в даному досліді, недоцільно, оскільки клас точності приладів не дає можливість робити вимірювання точніше як 0,5–5 %. Якщо в цьому прикладі абсолютна похибка становить тисячні частки, обчислення можна виконувати до десятитисячної, щоб результат округлити до тисячних часток. У такому разі обчислення слід завершити при  $c_p = 1,0058$  кДж/(кг·К) і округлити до  $c_p = 1,006$  кДж/(кг·К).

Щоб у процесі обчислень не витратити час на досягнення вищої точності, результати прямого вимірювання перед підстановкою у формули слід округляти за правилами округлення.

**Правила округлення чисел.** Округлення здійснюють, відкидаючи цифри, якщо перша з них менша як 5, або збільшуючи останню із цифр, що зберігається, на одиницю, якщо перша із цифр, що відкидається, більша як 5. Остання цифра, що зберігається, збільшується на одиницю також і тоді, коли перша з цифр, що відкидається, дорівнює 5, а за нею стоїть одна або кілька цифр, що не дорівнюють нулю. Наприклад, число 127,856 залежно від потрібної точності можна округлювати так: 127,86; 127,9; 128. Якщо цифра, що відкидається, дорівнює 5, а за нею немає значущих цифр, то остання цифра, що зберігається, залишається без змін, якщо вона парна, і збільшується на одиницю, якщо вона непарна. У такому разі при численних округленнях надлишкові числа будуть зустрічатися так само часто, як і ті, яких не вистачає.

Значущими є цифри від 1 до 9, а також нуль чи кілька нулів, якщо вони стоять між іншими значущими цифрами. Нулі, що стоять на початку і в кінці числа, не вважаються значущими. Винятком є випадок, коли нуль у кінці стоїть у тому розряді, з точністю до якого взято число. Наприклад, числа 7603; 3007; 5,002 і 0,007047 мають по чотири значущих цифри. Число 62000, взяте з точністю до одиниць, має п'ять значущих цифр, з точністю до десятків – чотири тощо.

Десяткові знаки числа – це всі цифри, розташовані праворуч від коми. Наприклад, число 18,036 має п'ять значущих цифр і три десяткових знаки, число 0,0017 – чотири десяткових знаки і дві значущі цифри.

Виконуючи математичні операції, числа округлюють так:

1. У процесі додавання і віднімання усі числа округлюють до розряду на одиницю менше, ніж розряд найменш точного числа. В отриманому результаті слід зберегти стільки десяткових знаків, скільки їх є у числа з найменшою кількістю десяткових знаків, тобто у найменш точно визначуваного значення:

$$18,2 + 0,127 + 6,237 \approx 18,2 + 0,13 + 6,24 \approx 24,6.$$

У процесі додавання (віднімання) цілих чисел, округлюючи отриманий результат, слід відкидати цифри тих розрядів праворуч, яких немає хоча б в одному з додатків (різниць):

$$6840 + 8350 + 787 = 77537 \approx 77500.$$

2. У процесі множення і ділення числа округлюють так само, як і в попередньому випадку. В отриманому результаті зберігається стільки само цифр, скільки їх є у найменш точно визначуваному числі :

$$40,1 \cdot 7,427 = 40,1 \cdot 7,43 = 297,8227 \approx 297,8.$$

3. У разі піднесення до степеня у результаті слід зберегти стільки

знаків, скільки їх має число, що підноситься до степеня:

$$(27,27)^2 = 743,5629 \approx 743,6.$$

4. У разі добування кореня у результаті зберігається стільки знаків, скільки їх має підкореневий вираз:

$$\sqrt{4,97} = 2,22934 \approx 2,23 ; \quad \sqrt{8776} = 9,5680307 \approx 9,568.$$

5. Визначаючи логарифм, слід брати з таблиці стільки знаків, скільки правильних знаків має задане число:

$$\lg 77,23 \approx 2,8878 \approx 2,888.$$

6. Якщо обчислення з наближеними числами здійснюють у кілька дій, то, обчислюючи проміжні результати, слід брати на одну значущу цифру більше, ніж зазначено в правилах округлення при виконанні математичних дій над числами. В остаточному результаті «запасна» цифра, що фігурує у процесі виконання проміжних математичних операцій, відкидається і зберігається стільки десяткових знаків, скільки їх має число з найменшою кількістю десяткових знаків, тобто найменш точне число:

$$\frac{(70,6 + 0,127 + 6,532) \cdot 7,87}{5,186} \quad \frac{(70,6 + 0,13 + 5) \cdot 7,9}{5,19} \approx 117,5563 \approx 117,56 \approx 117,6.$$

Якщо в розрахункові формули входять константи (число  $\pi$ , швидкість світла тощо), табличні дані, то, обчислюючи остаточний результат, їх округлюють так, щоб кількість значущих цифр була на одиницю більша за число вимірювальної величини. У цьому разі константи не впливають на похибку розрахунків.

## Лабораторна робота 1

### ВИМІРЮВАННЯ ТЕПЛОЄМНОСТІ ПОВІТРЯ

**Мета роботи:** поглибити знання з теорії теплоємності; ознайомитися з експериментальним методом вимірювання теплоємності газів; дослідним шляхом визначити середню теплоємність повітря в інтервалі температур від 20 до 120 °С.

### Основні теоретичні відомості

*Теплоємністю* називають кількість теплоти, яка потрібна для зміни температури системи на 1К. Так як теплоємність системи є адитивною величиною і вона залежить від розмірів системи, то користуватися цим визначенням незручно. На практиці користуються питомими теплоємностями, тобто теплоємностями, що віднесені до одиниці

кількості речовини: 1 кг, 1 м<sup>3</sup>, 1кмоль. Відповідно розрізняють такі теплоємності: масову  $c = \frac{\delta Q}{m dT}$ , Дж/(кг·К), об'ємну  $c' = \frac{\delta Q}{V_H dT}$ , Дж/(м<sup>3</sup><sub>H</sub>·К), молярну (мольну),  $c_\mu = \frac{\delta Q}{\nu dT}$ , Дж/(кмоль·К), де  $m$  — маса або масова витрата газу, кг, кг/с;  $V_H$  — об'єм або об'ємна витрата газу за нормальних фізичних умов, м<sup>3</sup><sub>H</sub>, м<sup>3</sup><sub>H</sub>/с;  $\nu$  — кількість молів (кіломолив) мольна витрата газу, кмоль/с;  $dT$  — зміна температури, К. Одна й та сама маса газу за різними тиском  $p$ , кПа та температурою  $t$ , °С, має різний об'єм. Тому об'єми газів порівнюють тільки за *нормальних фізичних умов (НФУ)* — 0°С або  $T=273,15$  К,  $p=101,325$  кПа. Зв'язок між питомими теплоємностями виражається у вигляді співвідношення

$$c = c' \nu_H = c_\mu / \mu,$$

де  $\nu_H$  — питомий об'єм газу за *нормальних фізичних умов*, м<sup>3</sup><sub>H</sub>/кг;  $\mu$  — молярна маса речовини, кг/кмоль.

Кількість теплоти (Дж) підведеної до системи (газу) дорівнює

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t = V_H \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t = V_H \cdot c' \cdot \Delta t = m \cdot c_\mu \cdot \Delta t / \mu,$$

де  $\rho$  — густина газу за *НФУ*, кг/м<sup>3</sup><sub>H</sub>;  $\Delta t = \Delta T$  — зміна температури газу, К.

Згідно, із першим законом термодинаміки теплота  $\delta q$ , що підведена до 1кг речовини, витрачається на зміну його внутрішньої (кінетичної та потенціальної) енергії  $du$  та на виконання роботи розширення  $\delta l = p dv$ , тобто

$$\delta q = du + p dv .$$

Теплота не є функцією стану системи, а залежить від характеру процесу, в результаті якого система перейшла у новий стан. Цим самим процесом визначається і теплоємність. Так,

— в *адіабатичному* процесі  $\delta q=0$  (показник адіабати  $k=c_p/c_v=c_{\mu p}/c_{\mu v}$ ),

— в *ізотермічному* ( $T=const$  або  $pv=const$ ) — нескінченності,

— а в *політропному* ( $p v^n=const$ ) —  $c=c_v (n-k)/(n-1)$ , де  $n$  — показник політропи.

Для практики найбільший інтерес становлять теплоємності в ізохоричному  $c_v$ ,  $c'_v$ ,  $c_{\mu v}$  та ізобаричному  $c_p$ ,  $c'_p$ ,  $c_{\mu p}$  процесах.

В ізохоричному процесі об'єм газу не змінюється  $dv=0$  і вся підведена теплота йде на зміну внутрішньої енергії газу

$$\delta q = du = c_v dT = c_v dt.$$



В ізобаричному процесі порівняно з ізохоричним при підведенні теплоти, крім збільшення внутрішньої енергії, збільшується об'єм газу, який здійснює роботу розширення. Тому теплоємність газу в ізобаричному процесі більша, ніж в ізохоричному. Зв'язок між цими теплоємностями ідеального газу встановлює відоме з курсу фізики рівняння Майєра

$$c_p - c_v = R \quad \text{або} \quad c_{\mu p} - c_{\mu v} = R_{\mu}. \quad (1.1)$$

де  $R$ ,  $R_{\mu}$  (відповідно питома та молярна (чи універсальна) газові сталі. Ці сталі характеризують роботу відповідно 1кг та 1 кмоль газу при зміні температури газу на 1K в ізобаричному процесі;

$$R_{\mu} = \mu R = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K}) = 8,314 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K}).$$

Внутрішня енергія ідеального газу не залежить від об'єму (а отже, й від тиску), а залежить тільки від його температури. Згідно з теоремою про рівномірний розподіл енергії за ступенями свободи молекул внутрішня енергія ідеальною газу прямо пропорційна числу ступенів свободи молекул газу  $i$  (кількість незалежних координат, що повністю визначають положення молекули у просторі), а також енергії, що припадає на один ступінь свободи ( $R_{\mu}/2$  — на кожний ступінь свободи поступального й обертального руху та  $R_{\mu}$  — на кожний коливальний ступінь свободи).

Для ідеального газу  $c_{\mu v} = i \cdot R_{\mu}/2 = 4,16 \cdot i$ , кДж/(кмоль·K);

$$c_{\mu p} = c_{\mu v} + R_{\mu} = i \cdot R_{\mu}/2 + 2R_{\mu}/2 = (i+2)R_{\mu}/2. \quad (1.2)$$

Для одноатомного газу (матеріальна точка)  $i=3$  відповідно до трьох складових у напрямку координатних осей, на які може бути розкладений поступальний рух. Для двохатомних газів (гантелька), коли додається обертання навколо двох осей, перпендикулярних до лінії, що з'єднує атоми,  $i=5$ . Три - й багатоатомні молекули мають три поступальні, три обертальні та один коливальний (коливання атомів у молекулі) ступені свободи. При температурах, близьких, до кімнатної, коливаннями охоплені не всі, а приблизно половина молекул. Тому для трьох- та багатоатомних молекул  $i=7$ .

Наприклад, у двохатомних газів і їх сумішей

$$c_{\mu v} = 4,16 \cdot 5 = 20,8 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K}),$$

$$\text{а} \quad c_{\mu p} = 20,8 + 8,314 = 29,114 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K}).$$

$$\text{Для повітря одержимо } c_p = c_{\mu p} / \mu = 29,114/29 = 1,004 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

За експериментальними даними при барометричному тиску і температурі 25 °С молярні ізобаричні теплоємності становлять, наприклад, для азоту 29,12, кисню 29,36, повітря 29,2 і аміаку 35,53 кДж/(кмоль·К).

Для наближених інженерних розрахунків формулами (1.1) і (1.2) можна користуватися в інтервалі температур –50...150 °С. Із зниженням температури частина ступенів свободи „заморожується”,  $c_v$  зменшується і, як впливає з третього закону термодинаміки, при  $T \rightarrow 0$ ,  $c_v \rightarrow 0$  та  $c_x \rightarrow 0$  (тут  $x$  — будь-який параметр, що залишається незмінним в якомусь процесі).

Теплоємність газу при заданій температурі (інтервал зміни температури нескінченно малий) називається істинною(дійсною):

$$c = \delta q / dT = \delta q / dt, \quad (1.3)$$

а теплоємність в інтервалі температур  $t_2 - t_1$  — середньою:

$$\bar{c} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{t_2 - t_1}. \quad (1.4)$$

В рівняннях (1.3) та (1.4)  $\delta q$  — елементарна питома теплота, Дж/кг;  $q$  — питома теплота, Дж/кг.

Якщо відома математична залежність істинної питомої теплоємності від температури, то для будь-яких інтервалів температури можна визначити середню теплоємність

$$\bar{c} \Big|_{t_1}^{t_2} = \int_{t_1}^{t_2} c dt / (t_2 - t_1).$$

Наприклад, якщо  $c = a_0 + a_1 t + a_2 t^2$ , тоді

$$\bar{c} \Big|_{t_1}^{t_2} = a_0 + a_1(t_2 + t_1)/2 + a_2(t_2^2 + t_1 t_2 + t_1^2)/3$$

При  $a_2 = 0$

$$\bar{c} = a_0 + a_1 t, \quad \bar{c} \Big|_{t_1}^{t_2} = a_0 + a_1(t_2 - t_1)/2.$$

Таблиці середніх теплоємностей зазвичай складаються для інтервалу температур від 0 °С до температур, вказаних у таблиці, з кроком, який найчастіше дорівнює 50 або 100 К, тому що

$$q \Big|_{t_1}^{t_2} = q \Big|_0^{t_2} - q \Big|_0^{t_1} \quad \text{та}$$

$$\bar{c} \begin{vmatrix} t_2 \\ t_1 \end{vmatrix} = \frac{\bar{c} \begin{vmatrix} t_2 \\ 0 \end{vmatrix} - \bar{c} \begin{vmatrix} t_2 \\ 0 \end{vmatrix}}{t_2 - t_1}. \quad (1.5)$$

У теплових розрахунках використовуються середні теплоємності, але при обчисленні теплових ефектів реакції та констант рівноваги необхідно брати істинні теплоємності.

При фазових переходах значення теплоємності змінюється стрибкоподібно. *Наприклад,*

при 0°C — для льоду  $c_p = 2,095$  кДж/(кг·К),

для води — 4,212 кДж/(кг·К);

при 100 °C — для води  $c_p = 4,220$  кДж/(кг·К),

для водяної пари — 2,038 кДж/(кг·К).

Теплоємність суміші (суміш в якій між її компонентами не відбуваються хімічні взаємодії) підпорядкована властивостям адитивності:

$$c_{\mu_{\text{сум}}} = \mu_{\text{сум}} \sum_{i=1}^n c_i g_i = V_{\text{H}} \sum_{i=1}^n c_i r_i = \sum_{i=1}^n c_i x_i, \quad (1.6)$$

де  $\mu_{\text{сум}}$  — маса кіломоля суміші, *кг/кмоль*;  $V_{\mu} = 22,4$  м<sup>3</sup>/кмоль — об'єм кіломоля ідеального газу (або суміші ідеальних газів) за нормальних фізичних умов;  $g_i$ ,  $r_i$ ,  $x_i$  — відповідно масова, об'ємна та мольна частки компонентів суміші ( $x_i = r_i$ ).

Формули для середніх теплоємностей суміші аналогічні формулам для дійсних теплоємностей суміші, а теплоємності сумішей в ізобаричному та ізохоричному процесах позначаються відповідними індексами  $p$  і  $v$ .

Для розчинів розрахунок теплоємності розчину як адитивної функції теплоємностей компонентів є некоректним без урахування теплоти змішування.

Щодо харчової сировини, напівфабрикатів і продуктів теплоємність може включати різні теплові ефекти (теплоту плавлення фракцій жиру, коагуляції білка, плавлення льоду при розморожуванні продуктів, теплоту випаровування та ін.). У цьому разі теплоємність називається ефективною і відноситься не до властивостей речовини, а до її характеристик.

### Опис експериментальної установки.

Теплоємність повітря визначається в процесі його руху із заданою постійною витратою крізь проточний калориметр 3 із

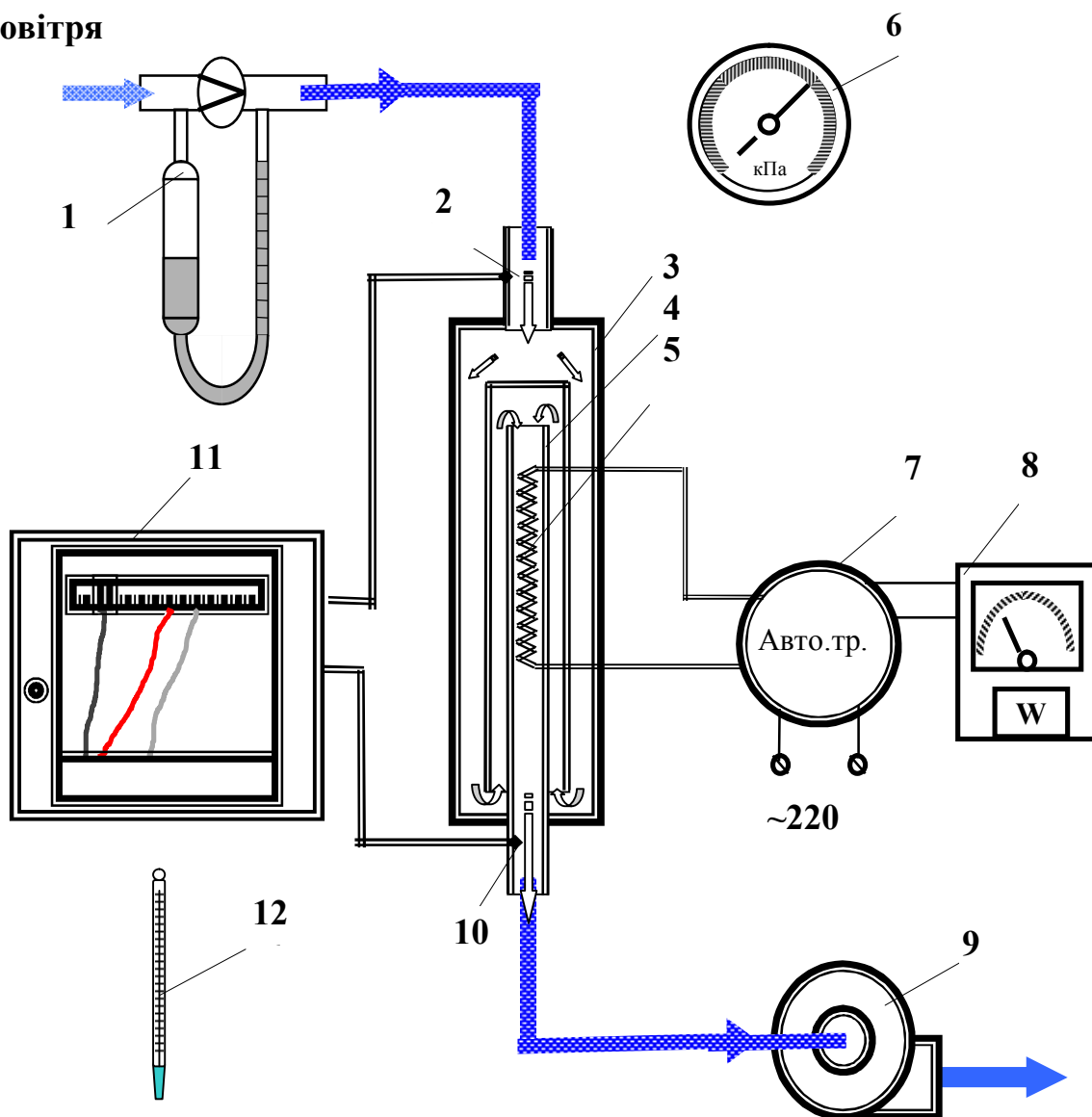
самоуловлюванням теплових втрат (рисунок). Корпус калориметра являє собою триходовий теплообмінник, усередині якого в скляній трубці 4 розміщено електричний нагрівник 5. Повітря нагрівається практично під постійним тиском, а потік повітря в зовнішніх каналах створює в центральній скляній трубці адіабатичні умови.

Напруга на електронагрівнику 5 регулюється за допомогою автотрансформатора 7, а потужність, споживана нагрівачем, вимірюється ватметром 8.

Температура повітря  $t_1$ , що надходить у калориметр, вимірюється термометром 2. Температура на виході з калориметра  $t_2$  визначається, як результат вимірювання ЕРС хромель-копелевої термопари 10, за допомогою автоматичного самописного потенціометра 11 з класом точності 0,5 зі шкалою 0...100 °С.

Досліджуване повітря прокачується з приміщення крізь калориметр вентилятором 9. Витрата повітря змінюється вентилем (на схемі не показаний).

**Вхід повітря**



Об'ємна витрата повітря вимірюється реометром 1, встановленим на вході в калориметр. Реометр складається з діафрагми з каліброваним отвором та U-подібного дифманометра. Коли повітря проходить крізь отвір діафрагми, виникає місцевий гідравлічний опір, внаслідок чого тиск перед діафрагмою стає більшим, ніж за нею. Різниця цих тисків вимірюється дифманометром. Більшій швидкості, а отже, й більшій витраті повітря відповідає більший перепад тиску. Об'ємна витрата повітря визначається за шкалою реометра.

Тиск повітря у приміщенні вимірюється барометром 6.

### Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з експериментальною установкою, знайти всі основні елементи схеми.

2. Увімкнути вентилятор 9 і за допомогою вентиля встановити за реометром заданий викладачем перепад тиску.

3. Увімкнути нагрівник 5 і за допомогою автотрансформатора 7 встановити задану потужність нагріву.

4. Виміряти та записати у табл. 1.1 покази барометра 6.

5. Дочекатись встановлення стаціонарного режиму, що характеризується постійністю показів автоматичного потенціометра 11.

6. За реометром 1, ватметром 8, термометром 12 та потенціометром 11 визначити об'ємну витрату повітря  $V$ , л/хв, потужність нагрівача  $W$ , Вт, температуру на виході в калориметр  $t_1$ , °C і температуру нагрітого повітря  $t_2$ , °C та занести їх у табл. 1.1.

7. Аналогічно провести досліди для інших заданих режимів.

8. Після закінчення роботи вимкнути електронагрівник 5, і через деякий час вентилятор 9 та автоматичний потенціометр 11.

### Опрацювання результатів вимірювань.

Експериментальні дані занести у табл. 1.1, результати розрахунків — у табл. 1.2 і 1.3.

Таблиця 1.1

Номер досліджу	$p_6$ , кПа	$t_1$ , °C	$t_2$ , °C	$V$		$W$ , Вт
				л/хв.	м <sup>3</sup> /с	

Таблиця 1.2

Номер досліджу	$V_H$ , м <sup>3</sup> <sub>H</sub> /с	$\bar{c}'_p$ , Дж/(м <sup>3</sup> <sub>H</sub> ·К)	$\bar{c}_p$ , Дж/(кг·К)	$\bar{c}_{\mu p}$ , Дж/(кмоль·К)	$\bar{c}_{\mu v}$ , Дж/(кмоль·К)

Таблиця 1.3

Номер досліджу	$\bar{c}_v$ , Дж/(кг·К)	$\bar{c}'_v$ , Дж/(м <sup>3</sup> ·К)	$k$	$\delta\bar{c}_p$ , %	$\varepsilon$ , %

1. Об'ємну витрату повітря, знайдену за показами реометра, звести до нормальних умов:

$$V_H = V \rho_B \cdot T_H / (\rho_H \cdot T_1),$$

де  $T_1 = t_1 + 273$  — абсолютна температура повітря, К, на вході до калориметра.

2. Середня об'ємна теплоємність повітря за постійного тиску

$$c'_p = Q / [V_H(t_2 - t_1)],$$

де  $Q = W$  — тепловий потік, що підводиться до повітря від електронагрівника (втрати теплоти в оточуюче середовище нехтують), Вт;  $t_1, t_2$  — температура повітря відповідно на вході в калориметр та на виході з нього, °С.

3. Середня масова теплоємність повітря за постійного тиску

$$c_p = c'_p V_\mu / \mu,$$

де  $V_\mu = 22,4$  м<sup>3</sup>/кмоль — об'єм 1 кмоль ідеального газу за нормальних фізичних умов;  $\mu = 29$  кг/кмоль — маса 1 кмоль повітря.

4. Середня молярна теплоємність за постійного тиску

$$\bar{c}_{\mu p} = \bar{c}_p \cdot \mu$$

5. Середня молярна теплоємність за постійного об'єму

$$\bar{c}_{\mu v} = \bar{c}_{\mu p} - R_\mu.$$

6. Середня масова теплоємність за постійного об'єму

$$\bar{c}_v = \bar{c}_{\mu v} / \mu.$$

7. Середня об'ємна теплоємність за постійного об'єму

$$c'_v = \bar{c}_{\mu v} / V_n.$$

8. Показник адіабати

$$k = \bar{c}_p / \bar{c}_v = \bar{c}_{\mu p} / \bar{c}_{\mu v}.$$

9. Середня температура повітря в процесі нагрівання

$$\bar{t} = (t_1 + t_2) / 2.$$

10. В інтервалі температур 0...120 °С теплоємність повітря практично не залежить від температури. Порівнявши отримане в досліді значення  $\bar{c}_p$  з табличним  $c_p^T = 1006$  Дж/(кг·К), знайти розходження дослідних та табличних значень теплоємностей:

$$\delta \bar{c}_p = (\bar{c}_p - c_p^T) \cdot 100\% / c_p^T.$$

11. Розрахункова відносна похибка вимірювань:

$$\varepsilon = (\Delta W / W + \Delta V / V + \Delta t / t) \cdot 100\%,$$

де  $\Delta W$ ,  $\Delta V$ ,  $\Delta t$  — граничні абсолютні похибки вимірювань відповідно потужності, витрати повітря та температури. Для реометра  $\Delta V$  визначається ціною половини поділки шкали. Для потенціометра та ватметра, крім ціни поділки шкали, слід урахувувати клас точності приладу.

Розглянемо приклад визначення абсолютної похибки ватметра класа точності 0,5 ( шкала 0...100 поділок ) за умови, що струмова обмотка приладу увімкнена на  $J = 1$  А, а обмотка напруги на  $U = 100$  В. Потужність, що відповідає максимальній поділці шкали ватметра  $W = U \cdot J = 100 \cdot 1 = 100$  Вт. Гранична абсолютна похибка приладу  $100 \cdot 0,005 = 0,5$  Вт. Величина цієї похибки не залежить від того, на якій ділянці шкали проводиться вимірювання.

### Контрольний приклад

Вхідні дані:  $p_6 = 100$  кПа;  $t_1 = 20$  °С;  $t_2 = 60$  °С;  $V = 2,1 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с;  
 $W = 10$  Вт.

Результати обчислень:

1.  $V_n = 1,931 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с.

2.  $\bar{c}_p^T = 1295$  Дж/(м<sup>3</sup><sub>n</sub>·К).

3.  $\bar{c}_p = 1000$  Дж/(кг·К).

4.  $\bar{c}_{\mu p} = 29000$  Дж/(кмоль·К).

5.  $\bar{c}_{\mu v} = 20686 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ .
6.  $\bar{c}_v = 713 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .
7.  $\bar{c}'_v = 923 \text{ Дж}/(\text{м}^3_{\text{н}} \cdot \text{К})$ .
8.  $k = 1,402$ .
9.  $\bar{t} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ .
10.  $\delta c_p = 0,60 \%$
11.  $\varepsilon = 10 \%$ .

### Контрольні запитання

1. Що таке теплоємність? Для чого вона використовується в інженерних розрахунках?
2. Перелічити види теплоємностей.
3. Зв'язок між масовою, об'ємною та молярною теплоємностями.
4. Як звести об'єм газу до нормальних фізичних умов?
5. Написати й пояснити рівняння першого закону термодинаміки.
6. Написати та пояснити рівняння Майєра. Зміст універсальної та питомої газових сталих.
7. Який зв'язок між об'ємними теплоємностями за постійних тиску та об'єму.
8. Як залежить теплоємність ідеального газу від числа атомів у його молекулі?
9. У який послідовності проводиться експеримент?
10. Що таке усталений тепловий режим?
11. Чи враховуються в даній роботі втрати теплоти в оточуюче середовище? Чому?
12. Які чинники впливають на точність визначення теплоємності?
13. Що таке показник адіабати і від чого він залежить?
14. Середня й істинна теплоємності. Зв'язок між ними.
15. Як знайти середню теплоємність газу у заданому інтервалі температур?
16. Як визначають теплоту за теплоємністю?

### Лабораторна робота 2

#### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ

**Мета роботи:** вивчити методику дослідження процесів нагрівання, зволоження та охолодження, визначення параметрів та характеристик вологого повітря за допомогою  $H-d$  — діаграми та розрахунку витрат повітря й теплоти на випаровування 1 кг вологи в процесі сушіння матеріалу.



## Основні теоретичні відомості

*Вологе повітря* — це механічна суміш сухого повітря ( $\mu_{с.п}=29$  кг/кмоль,  $R_{с.п} = 287$  Дж/ (кг·К) і водяної пари ( $\mu_{п} = 18$  кг/кмоль,  $R_{п} = 461,5$  Дж/кг). Таким чином, вологе повітря – це суміш ідеального (сухе повітря) і реального (водяна пара) газів. Особливістю такої суміші є те, що кількість водяної пари у вологому повітрі не може бути довільною. За різних температурах і тисках у вологому повітрі може знаходитися тільки певна максимальна кількість водяної пари (стан насичення). При збільшенні кількості вологості відбувається конденсація пари. Це не дає можливості застосувати до таких сумішей закони ідеальних газових сумішей. Для повітря характерним є стан в якому водяна пара знаходиться в ненасиченому стані, що дозволяє розглядати повітря, як ідеальний газ, що спрощує розрахунки. До механічних сумішей також належать топкові гази, парогазові суміші та ін.

У харчовій промисловості вологе повітря широко використовується як сушильний агент у виробництві макарон, сухарів, печива, цукру, кухонної солі, сухофруктів і фруктових порошоків, солоду, сухого молока та інших продуктів

Процеси сушіння, кондиціонування, вентиляції зазвичай проходять за барометричного тиску  $p_b$ , який згідно з законом Дальтона дорівнює сумі парціальних тисків сухого повітря  $p_{с.п}$  й водяної пари  $p_p$ :

$$p_b = p_{с.п} + p_p.$$

В інженерних розрахунках барометричний тиск приймають за 99,8 кПа. Це відповідає середньорічному тиску на території України. Для цього тиску й побудована  $H-d$  — діаграма стану вологого повітря. Зазначеному тиску відповідає температура насичення водяної пари 99,57 °С. Якщо температура вологого повітря нижча як 99,57 °С, то максимально можлива кількість водяної пари в ньому дорівнює густині сухої насиченої пари при цій температурі.

*Вологе повітря*, в якому при сталій температурі  $p_p = p_n$  ( $\rho_p = \rho_n$ ), називається *насиченим* ( $\rho_n = 1/v_n$ ), а повітря, в якому  $p_p < p_n$  — *ненасиченим* ( $p_p < p_n$  та  $v_n > v_p$ ).

За парціального тиску пари  $p_p < 10$  кПа з похибкою, яка не перевищує 0,1 %, водяну пару можна вважати ідеальним газом. Знаючи температуру вологого повітря, тиск насиченої пари  $p_n$  можна визначити за таблицею теплофізичних властивостей насиченої водяної пари.

## Основні параметри і характеристики вологого повітря

*Абсолютна вологість повітря* – це маса водяної пари в кілограмах у 1 м<sup>3</sup> вологого повітря, тобто густина водяної пари  $\rho_p$  за її парціального тиску  $p_p$  і температури вологого повітря  $t$  :

$$\rho_{\text{п}} = m_{\text{п}} / V = p_{\text{п}} / (R_{\text{п}} T). \quad (2.1)$$

*Відносна вологість повітря* — це відношення абсолютної вологості в даному стані  $\rho_{\text{п}}$  до абсолютної вологості насиченого повітря  $\rho_{\text{н}}$  при даній температурі:

$$\varphi = 100 \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{н}} = 100 p_{\text{п}} / p_{\text{н}}. \quad (2.2)$$

Для сухого повітря  $\varphi = 0$ , а для насиченого  $\varphi = 100\%$ .

*Вологовміст повітря* — це маса водяної пари в грамах, що припадає на 1 кг сухого повітря.

$$d = 10^3 m_{\text{п}} / m_{\text{с.п}} = 10^3 R_{\text{с.п}} p_{\text{п}} T / (R_{\text{п}} p_{\text{с.п}} T) = 622 p_{\text{п}} / (p_{\text{б}} - p_{\text{п}}). \quad (2.3)$$

Це співвідношення отримують, якщо поділити рівняння стану водяної пари на рівняння стану сухого повітря, враховуючи, що  $V_{\text{н}} = V_{\text{с.п}} = V_{\text{в.п}}$ .

У процесі нагрівання або охолодження повітря вологовміст  $d$  і величина  $p_{\text{п}}$  не змінюються. Відносна вологість  $\varphi$  при нагріванні повітря зменшується, тобто зростає здатність повітря поглинати вологу пропорційно різниці  $d_{\text{н}} - d$ .

*Ентальпія вологого повітря* дорівнює сумі ентальпій сухого повітря й водяної пари:

$$H_{\text{в.п}} = H_{\text{с.п}} + 0,001 \cdot d \cdot h_{\text{п}} = c_{p \text{ с.п}} \cdot t + 0,001 \cdot d \cdot (r_0 + c_{p \text{ п}} \cdot t), \quad (2.4)$$

де  $c_{p \text{ с.п}}$ ,  $c_{p \text{ п}}$  — середня масова ізобарична теплоємність відповідно сухого повітря і водяної пари;  $c_{p \text{ с.п}} = 1,006$  кДж/(кг·К),  $c_{p \text{ п}} = 1,98$  кДж/(кг·К);  $r_0$  — питома теплота пароутворення води при температурі  $0^\circ\text{C}$ ,  $r_0 = 2500$  кДж/кг;

Ентальпія вологого повітря розраховується на 1 кг сухого повітря і позначають не малою, а великою літерою  $H$ .

На практиці відносна вологість повітря визначається за допомогою психрометра, який містить два термометри. Кулька одного з них обмотана тканиною, змоченою водою. Один термометр називається сухим і показує температуру вологого повітря  $t$ , другий — мокрим, а температура, яку він показує, називається *температурою мокрого термометра*  $t_{\text{м}}$ . Це температура води, яка випаровується з вільної поверхні по досягненні теплової рівноваги між нею і вологим повітрям, тобто коли кількість теплоти, яку одержує вода від повітря, дорівнює кількості теплоти, що витрачається на випаровування.

У ненасиченому повітрі  $t_{\text{м}} < t$ , у насиченому, де є рівновага між випаровуванням і конденсацією,  $t_{\text{м}} = t$ .

Зі зниженням температури повітря  $t$  за постійним тиском  $p_{\text{п}}$  у якийсь момент часу ненасичене вологе повітря стає насиченим, тобто  $p_{\text{п}} = p_{\text{н}}$ . Температура, за якої це відбувається, називається *температурою*

точки роси  $t_p$ , а  $\varphi = p_n / p_n \cdot 100\%$ . Температура точки роси дорівнює температурі насичення водяної пари за її парціального тиску

### ***H-d* — діаграма вологого повітря**

*H-d* — діаграма запропонована проф. Л.К. Рамзіним у 1918 р. (рис.2.1). В аналогічній діаграмі, побудованій Р. Мольє у 1923 р., замість  $d$  використано  $x = 0,001 \cdot d$ , кг<sub>п</sub>/кг<sub>с.п.</sub>. Коливаннями барометричного тиску для потрібної в техніці точності можна знехтувати.

З метою збільшення корисного поля діаграми кут між осями ентальпій і вологовмісту дорівнює  $135^\circ$ . Для компактності нижня частина діаграми, яка на практиці не використовується на діаграмах не наводиться і значення  $d$  відкладені за горизонталлю (див. рис.2.1).

З лівого нижнього кута вгору і вправо йде пучок кривих  $\varphi = \text{const}$ . Нижня крива відповідає насиченому повітрю  $\varphi = 100\%$ , верхня  $\varphi = 5\%$ . При  $t > 99,45^\circ\text{C}$   $\varphi = f(d)$  і лінії  $\varphi = \text{const}$  спрямовані вертикально вгору, тому що у формулі  $d_n = 622 p_n / (p_b - p_n)$  знаменник перетворюється на нуль. Для сухого повітря  $d = 0$ , для водяної пари  $d = \infty$ .

Нижня частина діаграми використовується для визначення парціального тиску пари в повітрі. Значення  $p_n = f(d)$ , кПа, відкладені внизу на правій ординаті.

Ізотерми вологого повітря (показники сухого термометра) — суцільні прямі, спрямовані зліва направо, із легким підйомом угору. Ізотерми мокрого термометра починаються на кривій насичення (при  $\varphi = 100\%$ ,  $t_m = t$ ) і у вигляді штрихових прямих спрямовані справа наліво дещо пологіше, ніж прямі  $H = \text{const}$ .

За допомогою діаграми (для відомого положення точки) можна знайти значення п'яти параметрів вологого повітря. Наприклад, при  $t = 20^\circ\text{C}$  і  $t_m = 15^\circ\text{C}$ ,  $H = 43$  кДж/кг<sub>с.п.</sub>,  $\varphi = 60\%$ ,  $t_p = 12^\circ\text{C}$ ,  $d = 9$  г<sub>п</sub>/кг<sub>с.п.</sub>,  $p_n = 1,4$  кПа.

Процес нагріву повітря (який відбувається, у калорифері сушарки) протікає при  $d = \text{const}$  і зображається відрізком вертикальної лінії від початкової точки 0 до перетину ліній з ізотермою, що відповідає температурі нагрітого повітря  $t_1$  (див. рис.2.3).

Процес охолодження зворотний нагріванню і зображується вертикальною лінією, що йде зверху вниз.

В ідеальній сушарці, що працює без втрат теплоти у навколишнє середовище, процес проходив би при  $H = \text{const}$ , тому що теплота сушильного агента, витрачена на випаровування вологи, повертається у

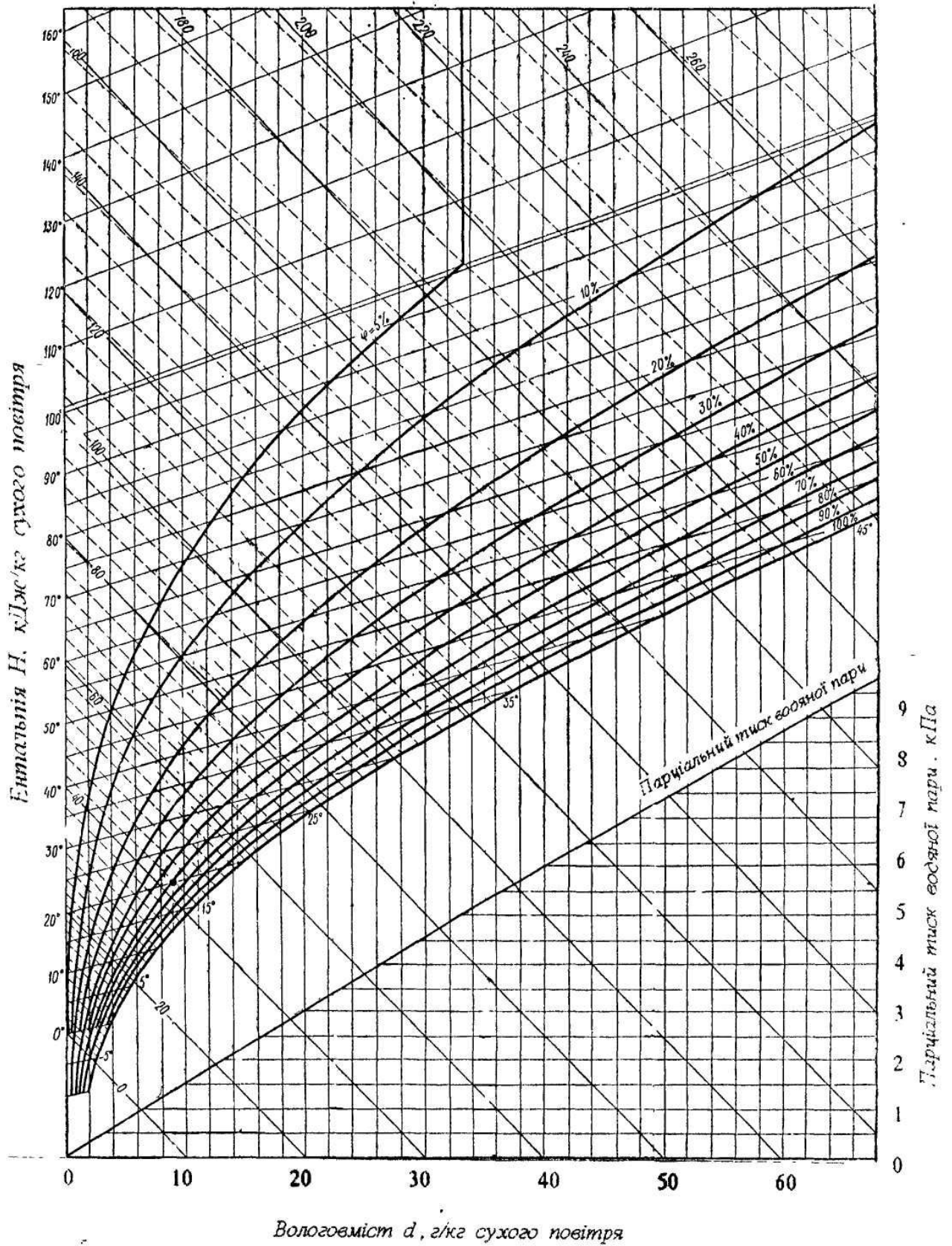


Рис.2.1.  $H-d$  — діаграма волого повітря.

повітря разом з паром вологого матеріалу. В реальних умовах через втрату теплоти у навколишнє середовище процес сушіння відбувається із зменшенням ентальпії, графік процесу сушіння на  $H-d$  — діаграмі йде крутіше, ніж за ізоентальпії.

При  $t < t_p$  починається конденсація водяної пари чи на поверхні тіл з утворенням роси, чи в об'ємі вологого повітря з утворенням туману (при  $t < 0$  °С можуть утворюватися іній або паморозь). При цьому вологе повітря осушується. Подальше охолодження повітря продовжується по кривій  $\varphi = 100$  %. Із зниженням температури зменшується вологовміст і збільшується кількість сконденсованої вологи.

### Опис лабораторної установки

Основними елементами установки є калорифер 3 та сушильна камера 5 (рис.2.2).

Стан вологого повітря у приміщенні визначають за показами сухого  $t$  ( $t_{c0}$ ) та мокрого  $t_{m0}$  термометрів психрометра 11. Для визначення барометричного тиску  $p_b$  використовують барометр 10. Об'ємну витрату повітря через установку вимірюють за допомогою реометра 2 через перепад тиску, що виникає до і після каліброваного звуження всередині трубки, через яке тече повітря. Витрата задається вентилем 1, що встановлено перед реометром.

Вхід повітря

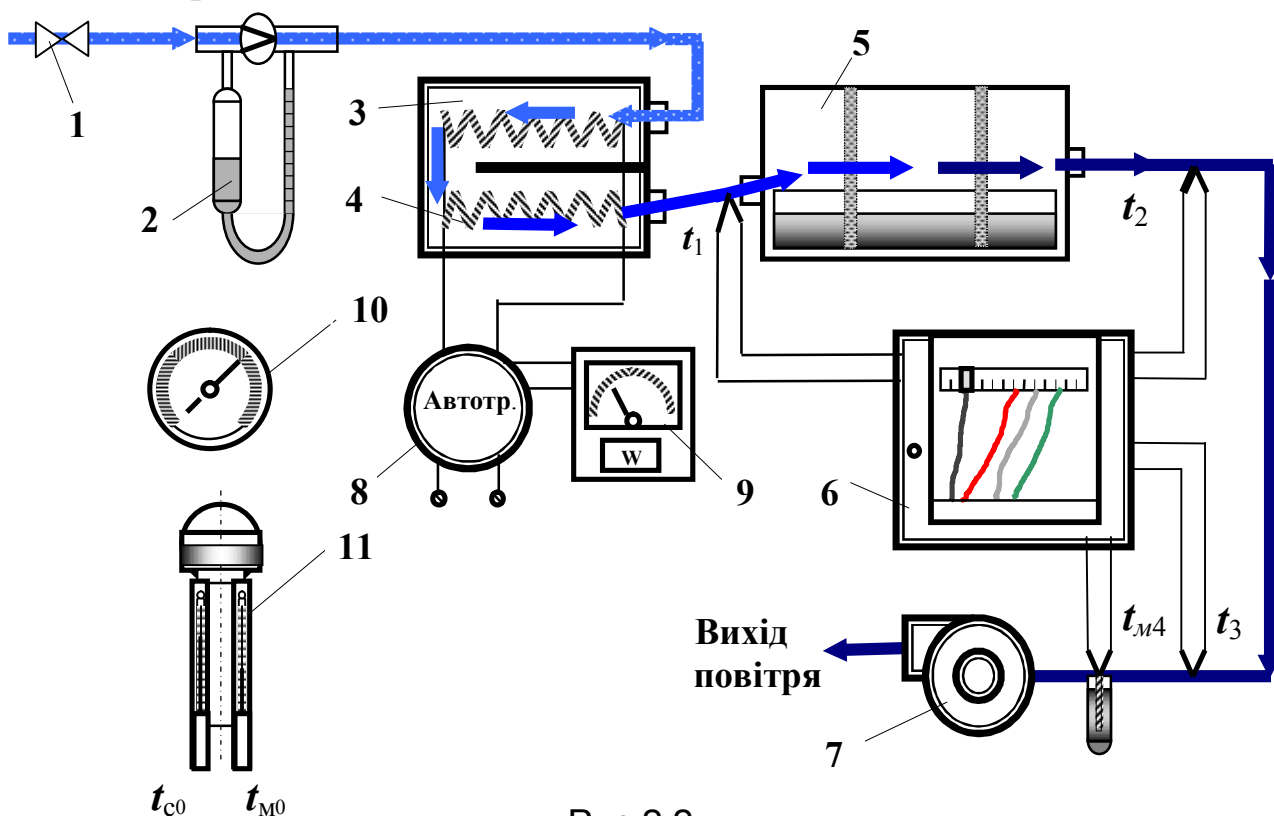


Рис.2.2

Через реометр повітря надходить у двоходовий калорифер 3 — горизонтальну скляну трубу, поділену навпіл уздовж осі сталевую перегородкою і закриту з обох торців кришками. Потужність електронагрівника 4 регулюється автотрансформатором 8 і вимірюється ватметром 9.

Сушильна камера 5 циліндричної форми має ванну для води і поділена кільцевими поперечними перегородками на три секції. На перегородках закріплені марлеві серветки, нижні частини яких занурені у воду, які за рахунок дії капілярних сил зволожені повністю. Повітря, що проходить від секції до секції, змінює напрямок руху і зволожується.

Температури на різних ділянках потоку повітря вимірюються за допомогою хромель-копелевих термопар, підключених до шеститочкового самописного потенціометра 6. Число на барабанчику біля стрілки потенціометра вказує, якій із термопар відповідає вимірювана в даний момент температура. Термопари  $t_1$  та  $t_2$  служать для вимірювання температур повітря відповідно на вході та виході із сушильної камери, а суха  $t_3$  та мокра  $t_{м4}$  термопари — для визначення стану вологого повітря на певній відстані від сушильної камери, тобто після часткового його охолодження.

### Послідовність виконання роботи

1. При необхідності додати води у ванночку сушильної камери.
2. Перевірити наявність води в U-подібному коліні мокрої термопари  $t_{м4}$ .
3. Встановити нуль шкали реометра 2 ( по низу водяного меніска у скляній трубці реометра).
4. Увімкнути вентилятор, а потім (але не раніше) — електричний нагрівник калорифера. За допомогою автотрансформатора встановити задану викладачем потужність нагрівника, а вентилем 1 витрату повітря. Записати ці дані у таблицю 2.
5. Змочити тканину мокрою термопарою і увімкнути вентилятор психрометра, уважно стежити за зміною  $t_{м0}$ . Температура спочатку знижується, а після підсихання тканини починає підвищуватися. Записати мінімальне значення  $t_{м0}$  і відповідну температуру сухого термометра  $t_{с0}$ .
6. Записати покази барометра.
7. Увімкнути потенціометр і привід діаграми. Коли підвищення температури за калорифером припиниться, тобто коли настане

усталений режим роботи, можна починати експеримент. Одержані результати записати у таблицю 2.

Таблиця 2

№ досліду	$t_{co},$ °C	$t_{m0},$ °C	$p_b,$ кПа	Витрата повітря за реометром, $V,$ л/хв	Потужність нагрівника, $Q,$ Вт	Температура вологого повітря, °C, за термопарами			
						$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{m4}$
1									
2									
3									

### Опрацювання результатів експерименту

За показами психрометра  $t_{co}$  і  $t_{m0}$  знайти початковий стан повітря (точка 0). Стан повітря після нагрівання його у калорифері знайдемо, підіймаючись по вертикалі ( $d = \text{const}$ ) до перетину з ізотермою  $t_1$ , яка відповідає температурі повітря за калорифером (точка 1 рис.2.3).

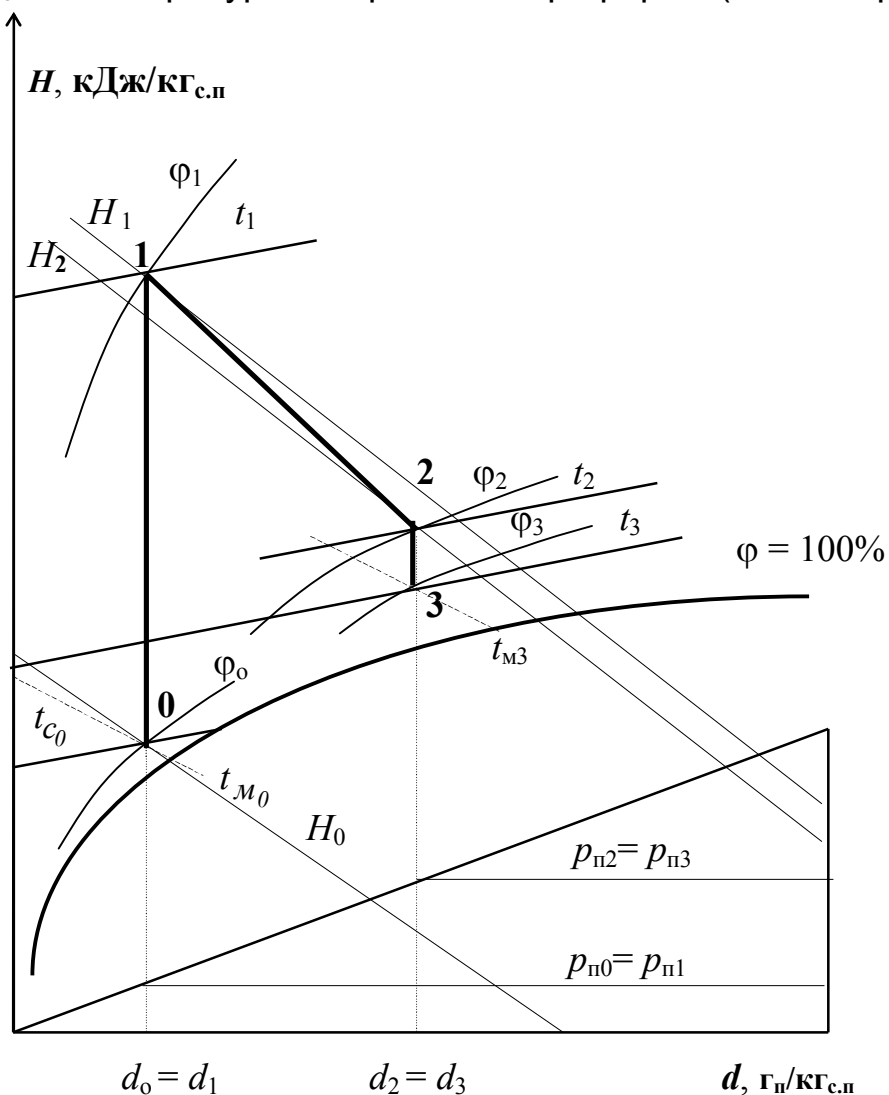


Рис.2.3

Стан повітря після охолодження (точка 3) знаходимо аналогічно точці 0 за показаннями термодатчиків  $t_3$  і  $t_{м4}$ . Підіймаючись від точки 3 по вертикалі ( $d = \text{const}$ ) до ізотерми  $t_2$ , визначаємо положення точки 2 (стан вологого повітря після сушильної камери).

З'єднавши точки 0, 1, 2 і 3 прямими лініями, отримуємо три процеси, що відбуваються з повітрям в установці: 0–1 — нагрівання повітря в калорифері; 1–2 — зволоження повітря в сушильній камері; 2–3 — охолодження повітря за сушильною камерою (дивись рис.2.3).

1. Парціальний тиск сухого повітря у вологому повітрі приміщення, Па,

$$p_{с.п} = p_b - p_n .$$

2. Масова витрата сухого повітря через установку, кг/с,

$$M_{с.п} = p_{с.п} V / ( R_{с.п} T_0 ),$$

де  $V$  — об'ємна витрата повітря,  $m^3/c$ ;  $R_{с.п}$  — ф. питома газова стала сухого повітря, Дж/(кг·К) ;  $T_0$  — абсолютна температура повітря в приміщенні (точка 0), К.

3. Тепловий потік, що передається в процесі нагрівання повітря в калорифері, кВт,

$$Q_k = (H_1 - H_0) M_{с.п} ,$$

де  $H_1$  ,  $H_0$  — ентальпія вологого повітря відповідно після калорифера і перед ним, кДж/кг<sub>с.п.</sub>

4. Потужність нагрівника, кВт,

$$Q = 0,001 W .$$

5. Ефективність нагріву повітря в калорифері, % :

$$\eta_k = 100 Q_k / Q .$$

6. Потужність теплового потоку, що втрачається під час охолодження повітря в процесі 2–3 , кВт,

$$Q_{охол} = (H_2 - H_3) M_{с.п} .$$

7. Продуктивність сушильної камери за випареною вологою, кг/с,

$$M_B = 0,001 (d_2 - d_1) M_{с.п} ,$$

де  $d_2$ ,  $d_1$  — вологовміст повітря відповідно після і до сушильної камери.

8. Витрати на випаровування 1 кг *вологи* сухого повітря, кг<sub>с.п.</sub>/кг<sub>п.</sub>,

$$m_{с.п} = 1000 / (d_2 - d_1) ;$$



9. Витрати теплоти на випаровування 1 кг *вологи* сухого повітря в сушильній установці, кДж/кг<sub>п</sub>,

$$q = 1000 (H_1 - H_0) / (d_2 - d_1) .$$

10. Ефективність сушильної установки, або ККД сушарки можна оцінити, порівнюючи величину  $q$  з мінімальною витратою теплоти  $q_{\min}$ .  $q_{\min}$  — це теплота пароутворення, необхідна на випаровування 1 кг *вологи* за температурою 0 °С і для атмосферного конвективного сушіння можливо використовувати значення —  $q_{\min}=2500$  кДж/кг. Чим ближче до одиниці значення  $2500/q$ , тим ефективніше працює установка:

$$\eta_c = q_{\min}/q = 2500/q.$$

### Контрольні запитання.

1. Що являє собою вологе повітря?
2. Що називається абсолютною вологістю повітря?
3. Що називається відносною вологістю повітря?
4. Що називається вологовмістом?
5. Що таке ентальпія і як вона визначається для вологого повітря?
6. У якому стані може перебувати вологе повітря?
7. Як, використовуючи покази психрометра, знайти на  $H-d$  — діаграмі точку, що характеризує стан вологого повітря?
8. Як на  $H-d$  — діаграмі зображується процес, який відбувається у калорифері?
9. Як і які параметри можна знайти для заданої на  $H-d$  —діаграмі точки?
10. Пояснити, як визначено стан повітря в характерних точках процесів, що відбуваються в сушильній установці.
11. Який тепловий режим вважають стаціонарним?
12. Будова й призначення елементів лабораторної установки.
13. У якій послідовності виконується лабораторна робота?
14. Як визначається витрата повітря й теплоти на випаровування 1 кг *вологи*?
15. Як визначити теплові втрати калорифера у навколишнє середовище?
16. Як визначається витрата сухого повітря через установку?
17. З якими процесами вологого повітря Ви стикаєтесь у побуті?
18. Чому ентальпію вологого повітря, яка має одиниці вимірювання кДж/кг, позначають  $H$ , а не  $h$ ?
19. Чому у розрахунку сушарок за основну розрахункову одиницю беруть 1 кг *сухого повітря*?

## Формули для розрахунку деяких властивостей вологого повітря

Для полегшення варіантних розрахунків, пов'язаних із процесами, що відбуваються у вологому повітрі, можна використати формули, запропоновані Д.Є.Сінат-Радченком. Похибка обчислення за цими формулами не перевищує похибки вихідних експериментальних даних. Для контролю правильності обчислень після кожної формули у круглих дужках наводяться *числові результати при температурі 60°C*. Одиниця виміру та сама, що вказана перед формулою.

Густина водяної пари,  $\text{кг/м}^3$ , при  $p \leq 7,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$  та  $T < 1000 \text{ К}$

$$\rho_{\text{в.п}} = (461,522 ((T/p)^2 - 1,9 \cdot 10^4 / (pT^{2,2})^{0,5})^{-1}; (\rho_{\text{в.п}} = 0,13018 \text{ кг/м}^3).$$

Ізобарична питома теплоємність пари при  $t = 0 \dots 150^\circ\text{C}$

$$c_{\text{рп}} = (0,5367 - 4,64 \cdot 10^{-6} t^2)^{-1}, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}; (c_{\text{рп}} = 1,923 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}).$$

Об'ємна частка пари у насиченому повітрі при  $t = -4 \dots 99,63^\circ\text{C}$  і

$$p_6 = 100 \text{ кПа}$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \exp(11,6011 - 3677/T - 241700/T^2); r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,20.$$

Густина вологого повітря,  $\text{кг/м}^3$ , при  $t = 0 \dots 99,63^\circ\text{C}$

$$\rho_{\text{в.п}} = 3,484 \cdot p_6 (1 - 0,378 \cdot r_{\text{н}}) / T = 3,484 \cdot p_6 \cdot [1 - 0,378 \cdot (622/d + 1)^{-1}] / T;$$

$(\rho_{\text{в.п}} = 0,967 \text{ кг/м}^3).$

### Лабораторна робота 3

#### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ АДІАБАТИЧНОГО ВИТІКАННЯ ВОДЯНОЇ ПАРИ ЧЕРЕЗ СОПЛО, ЩО ЗВУЖУЄТЬСЯ

**Мета роботи:** поглибити знання про витікання реального газу (водяної пари) через сопло, що звужується, експериментально визначити витрати та швидкості витікання водяної пари через звужене сопло, за різними значеннями тиску за ним; для двох режимів витікання із сопла розрахувати швидкісний коефіцієнт сопла  $\phi$  та коефіцієнт витікання  $\mu$ .

#### Основні теоретичні відомості

Розглянемо процес витікання газу (пари) в коротких каналах змінного перерізу. Канал, вздовж якого відбувається прискорення руху газу за рахунок спаду тиску, називається соплом. У соплах потенціальна енергія газу перетворюється в кінетичну. Сопла використовують у

парових та газових турбінах, реактивних та ракетних двигунах, турбо- та пароструминних компресорах.

Канал, вздовж якого сповільнюється рух робочого тіла та збільшується його тиск, називають дифузором. У дифузорах кінетична енергія газу перетворюється в потенціальну. Дифузори використовують у турбокомпресорах, пароструминних компресорах, вентиляторах, насосах та інш.

Рухаючись у горизонтальному каналі, газ виконує роботу подолання тиску  $d(pv)$  та зміни кінетичної енергії струменя  $d\left(\frac{w^2}{2}\right)$ . У цьому разі рівняння I-закону термодинаміки для потоку має вигляд

$$dq = du + d(pv) + wdw = dh + wdw. \quad (3.1)$$

де  $q$  – питома теплота, яка надається газу, Дж/кг;  $u$  – внутрішня енергія газу, Дж/кг;  $p$  – тиск газу, Па;  $v$  – питомий об'єм газу, м<sup>3</sup>/кг;  $w$  – швидкість струменя, м/с;  $h$  – ентальпія газу, Дж/кг.

Порівнюючи (3.1) з написанням I-закону термодинаміки,

$$dq = dh - vdp, \quad (3.2)$$

бачимо, що

$$wdw = -vdp. \quad (3.3)$$

Отже, приріст кінетичної енергії обумовлюється зменшенням можливої (наявної) роботи  $vdp$ . При збільшенні швидкості струменя —  $dw > 0$  тиск газу зменшується  $dp < 0$  та навпатки.

Коли газ рухається в каналі певної довжини рис. 3.1,а, його параметри змінюються від  $p_1, v_1, h_1, T_1$  до  $p_y, v_y, h_y, T_y$  — рис. 3.1,б.

Можлива (наявна) робота  $-\int_{p_1}^{p_y} vdp$  в  $p-v$  — координатах зображується площею, що обмежена фігурою 1УКМ (рис.3.1,в).

У соплах та дифузорах завдяки великій швидкості контакт газу із стінками каналу дуже короткочасний, тому теплообміном газу з навколишнім середовищем нехтують. Це дає підстави розглядати витікання як адіабатичний процес. У цьому випадку рівняння (3.1)

набирає вигляду  $wdw = -dh$ , а для каналу певної довжини (сопла) після інтегрування — відповідно

$$\frac{w_y^2 - w_1^2}{2} = h_1 - h_y, \quad (4.4)$$

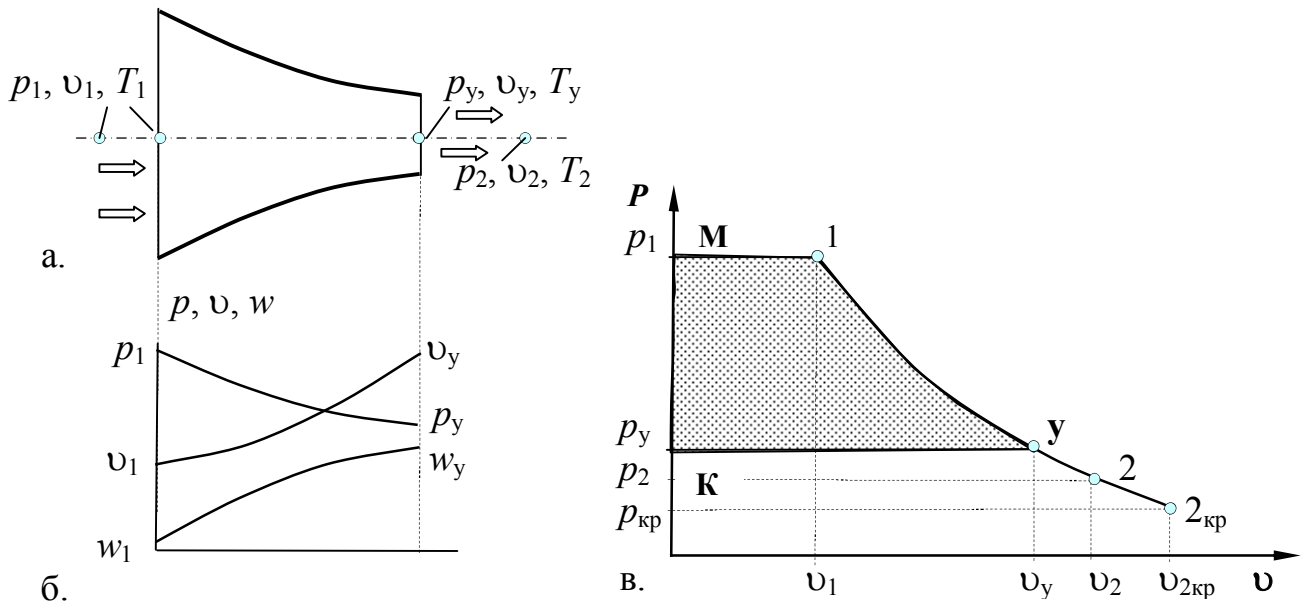


Рис.3.1.

де  $w_1, w_y$  — швидкість газу на вході в канал та в його усті, м/с;  $h_1, h_y$  — ентальпія відповідно на вході та в усті каналу, Дж/кг.

Для сопел  $w_y \geq w_1$  та величиною  $w_1$  здебільшого нехтують. У цьому випадку, якщо ентальпію вимірювати в джоулях на кілограм (Дж/кг)

$$w_y = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_y)} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_0}, \quad (3.5)$$

де  $\Delta h_0$  — наявний тепло перепад.

Після підстановки  $h = u + p \cdot v$  і враховуючи, що  $p_1 v_1^k = p_y v_y^k$ , рівняння (3.5) приймає вигляд

$$w_y = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left[ \frac{p_y}{p_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_1 \left[ 1 - \left[ \frac{p_y}{p_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (3.6)$$

Масову витрату робочого тіла крізь сопло можна розрахувати виходячи із рівняння суцільності:

$$m = \frac{f_y w_y}{v_y},$$

де  $f_y, v_y$  — відповідно площа поперечного перерізу і питомий об'єм в усті сопла.

Після підстановки  $w_y$  (4.6) і  $v_y$  із рівняння Пуасона  $p_y v_y^k = \text{const}$  знайдемо

$$w_y = f_y \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left[ \frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{1}{k}} - \left[ \frac{p_y}{p_1} \right]^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (3.7)$$

Якщо ентальпія пари вимірюється в кДж/кг то рівняння (3.5) записується так:

$$w_y = 44,72 \sqrt{h_1 - h_y}. \quad (3.8)$$

Як видно із (3.6) швидкість витікання пари із сопел та масова витрата пари з початковими параметрами  $p_1$  та  $v_1$  залежать тільки від відношення тисків  $\frac{p_y}{p_1} = \beta$ . Так, швидкість та витрата пари збільшується,

якщо знижується  $p_y$ . Це досягається зменшенням абсолютного тиску  $p_2$  середовища, в яке витікає пара рис. 3.1,а. У цьому випадку тиск в усті сопла  $p_y$  дорівнює тиску за соплом  $p_2$ , або  $p_y = p_2$ , аж доки швидкість пари не досягне швидкості поширення звуку  $a$  в ній. Саме з цією швидкістю поширюються пружні хвилі зміну тиску. Тиск  $p_2$ , за якого значення швидкості  $w_y$  досягає швидкості звуку, називають критичним  $p_{кр}$ , а відношення цього тиску до тиску  $p_1$  – критичним відношенням  $\frac{p_{кр}}{p_1} = \beta_{кр}$ .

Хвиля зменшення тиску в усті сопла, яка виникає при  $p_2 = p_{кр}$  ( $\beta \leq \beta_{кр}$ ), не може поширюватись назустріч течії пари, бо  $a = w$ . Як

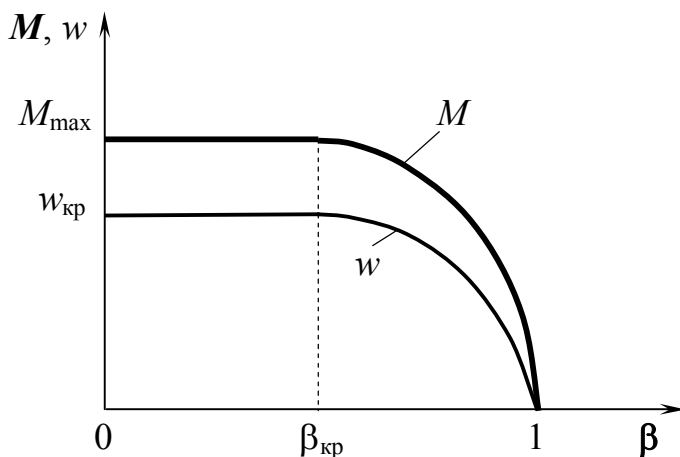


Рис. 3.2

наслідок для всіх значень  $p_2 \leq p_{кр}$  ( $\beta \leq \beta_{кр}$ ) в усті сопла тиск  $p_y = p_{кр}$ . Витрата пари при  $\beta = \beta_{кр}$  стає найбільшою.

Тому якщо витікання пари відбувається в докритичній області ( $\beta > \beta_{кр}$ ), замість відношення  $p_y/p_1$  використовують величину  $\beta = p_2/p_1$ , а якщо витікання відбувається в критичній та закритичній областях ( $\beta \leq \beta_{кр}$ ) — величину  $\beta_{кр} = p_{кр}/p_1$ .

Графіки залежностей  $w = f(\beta)$  та  $M = f(\beta)$  показано на рис. 3.2.

Для двохатомних газів  $\beta_{кр} = 0,528$ ; для багатоатомних газів та перегрітої пари  $\beta_{кр} = 0,546$ ; для сухої насиченої пари  $\beta_{кр} = 0,5774$  для вологої насиченої пари  $\beta_{кр}$  залежить від міри сухості пари.

На  $h-s$  – діаграмі адіабатичне витікання – це вертикальна пряма 1-2 (рис. 3.3), яку з точки 1, що характеризує стан пари параметрами  $p_1$  та  $t_1$  перед соплом, опущено до перетину з ізобарою  $p_2$ , якщо  $p_2 > p_{кр}$  ( $\beta > \beta_{кр}$ ), або до перетину з ізобарою  $p_{кр}$ , якщо  $p_2 \leq p_{кр}$  ( $\beta \leq \beta_{кр}$ ).

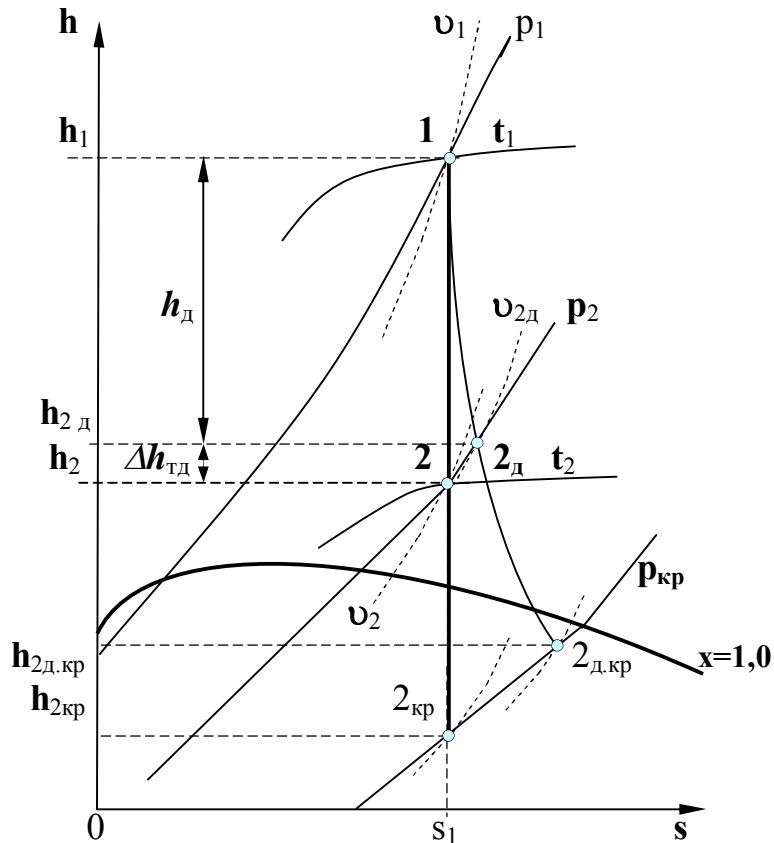


Рис. 3.3.

Витікання водяної пари супроводжується втратами її кінетичної енергії на тертя зі стінками каналу та між власними прошарками. Перетворюючись у теплоту, ця енергія підвищує ентальпію пари, знижуючи адіабатичне теплопадіння (рис. 3.3). Дійсний стан пари струменя, що витікає (точка 2<sub>д</sub>), характеризується таким самим тиском  $p_2$ , але за рахунок необоротності процесу ентальпія та ентропія вищі порівняно з оборотним процесом. Через втрати кінетичної енергії дійсна швидкість витікання  $w_д$  менша від теоретичної  $w$ .

Величину 
$$\varphi = \frac{w_д}{w} \quad (3.9)$$

називають швидкісним коефіцієнтом сопла, а відношення дійсної масової витрати пари  $M_д$  до теоретичної  $M$  – коефіцієнтом витрати

$$\mu = \frac{M_d}{M}. \quad (3.10)$$

Дійсну витрату  $M_d$  знаходять, використовуючи дійсну швидкість витікання та дійсний об'єм  $v_d$  пари в усті сопла з виразу

$$M_d = \frac{w_d}{v_d} f_y. \quad (3.11)$$

Або знаходять безпосереднім вимірюванням.

### Опис лабораторної установки

Схема лабораторної установки наведена на рис. 3.4. Водяна пара надходить із парового котла (на рис. 3.4 не зображено) через вентиль 19 та сепаратор 17 (де звільняється від краплинок води) у вимірювальну камеру 1, звідки через сопло 3 витікає у розширник 2. Якщо вентиль 6 відкритий, пара надходить з розширювача в конденсатор 7, де конденсується на поверхні змійовика, віддаючи тепло воді, що протікає в змійовику. Витрату води на конденсацію пари регулюють вентилем 8.

З конденсатора 7 конденсат тече в вимірник конденсату 9, де водомірним склом 10 визначають його об'єм. Відкриваючи вентиль 11 конденсат зливають у дренаж.

Щоб у вимірнику 9 не конденсувалась пара, яка може потрапляти до нього разом із конденсатом, мірник захищено циліндричною металевою оболонкою, що сполучається з трубкою 14 з конденсатором 7. Таким чином, у вимірнику та зовні нього однакова температура і пара в ньому не конденсується. Водомірне скло 13 показує рівень конденсату в паровій оболонці вимірника, звідки конденсат періодично зливають у дренаж через вентиль 12. Вентилем 15 регулюють видалення з конденсатора 7 в дренаж газів, що не конденсуються.

Водомірне скло 18 показує накопичення конденсату в сепараторі 17, звідки конденсат зливають у дренаж через вентиль 16.

Тиск пари вимірюють зразковими манометрами 5 та 4. Значення температури насиченої пари визначають з термодинамічних таблиць води та водяної пари, а для перегрітої пари температуру вимірюють лабораторним термометром 20, розташованим в гільзі з маслом в середині вимірювальної камери 1. Сопло 3 змінне. Існує комплект сопел з різними діаметрами отвору. Діаметр сопла, що використовується вказує викладач.

### Порядок виконання роботи

1. Отримати завдання на досліди: тиск (абсолютний)  $p_1$  у вимірювальній камері та 8...10 значень  $\beta$ , або кількість поділок манометра 5.

2. Розрахувати манометричний тиск у камерах 1 та 2 і знайти відповідну кількість поділок на шкалах манометрів 4 та 5 для всіх значень  $\beta$ .

3. Відкрити вентилі 6, 11 прикрити 12, 16. Вентиль 15 відкрити на  $\frac{1}{4}$  оберта.

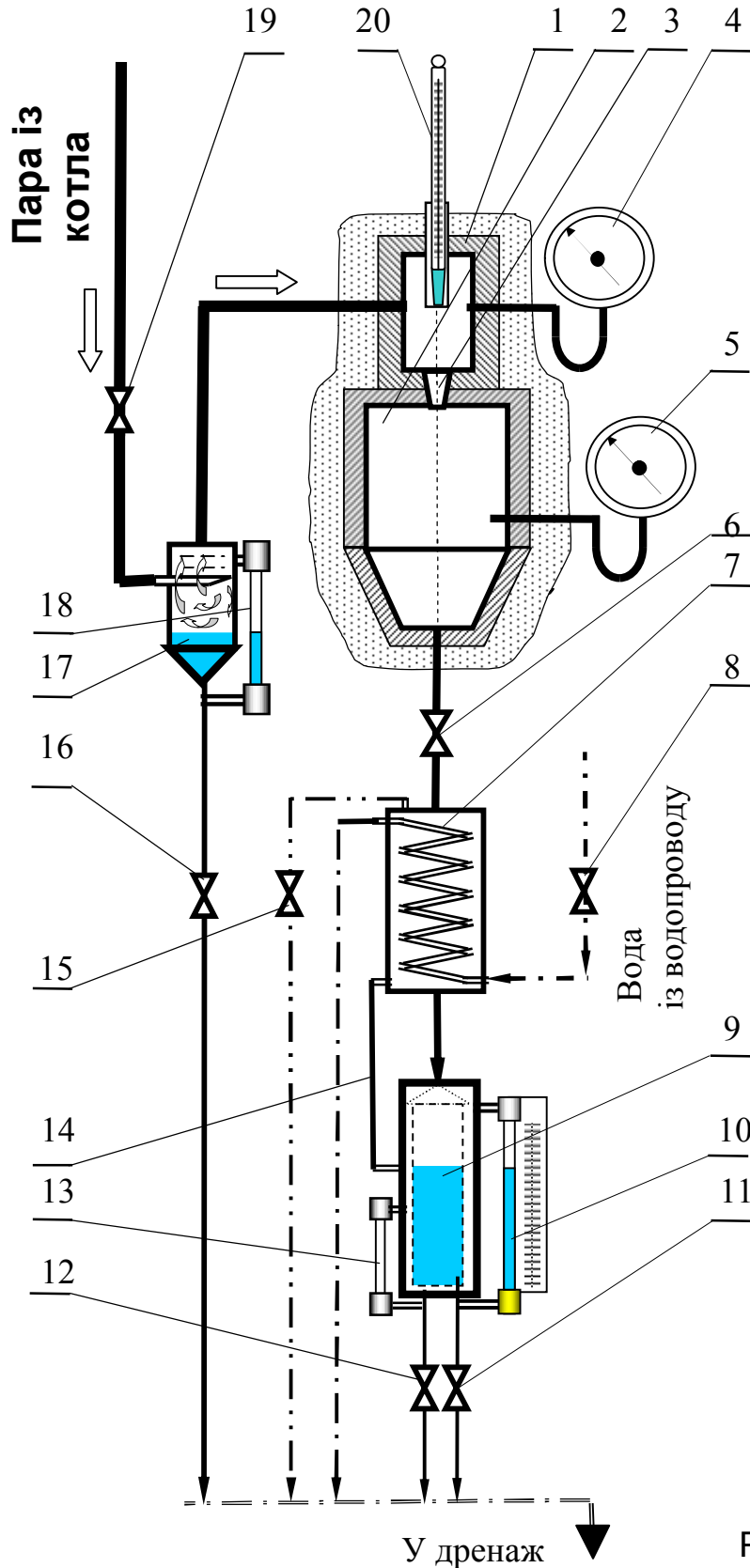


Рис. 3.4



4. Вентилем 19 відрегулювати подачу пари в установку за умови, що тиск  $p_1$  в камері 1 постійний.

5. Якщо конденсат відсутній у водомірних стеклах 13 та 18 закрити вентилі 12 та 16 і надалі їх відкривати в процесі накопичення конденсату для видалення його в дренаж.

6. З появою пари в дренажі за вентилем 11 відрегулювати вентилем 8 витрату охолодної води так, щоб припинилось випаровування.

7. Прикриваючи вентиль 6, підвищити тиск у розширнику 2 до  $p_2$ , що відповідає першому значенню  $\beta$ , та підтримувати цей тиск постійним.

8. Закрити вентиль 11 і, як тільки в водомірному склі 10 з'явиться конденсат, увімкнути секундомір та одночасно записати початковий об'єм конденсату у вимірнику.

9. Коли закінчиться дослід (тривалість визначає викладач), зупинити секундомір і записати остаточний об'єм конденсату у вимірнику в таблицю. Кількість отриманого конденсату визначити як різницю між його кінцевим та початковим об'ємами. Підтримуючи режим сталим, дослід провести ще двічі.

10. Прикриваючи вентиль 6, підвищити тиск у розширнику 2 до  $p_2$ , що відповідає наступному значенню  $\beta_2$  та продовжити дослід. Значення  $\beta$  в останньому досліді не повинно перевищувати 0,98.

11. Після останнього досліді закрити вентилі 19 та 8.

12. Результати вимірювань занести до таблиці.

Таблиця

Режим	Дослід	$p_1$ , поділок шкали манометра	$p_1$ , бар	$p_{2м}$ , поділок шкали манометра	$p_2$ , бар	$\beta = \frac{p_2}{p_1}$	Витрата конденсату	
							мл/хв	кг/с
I	1.							
	2.							
	3.							
середнє								

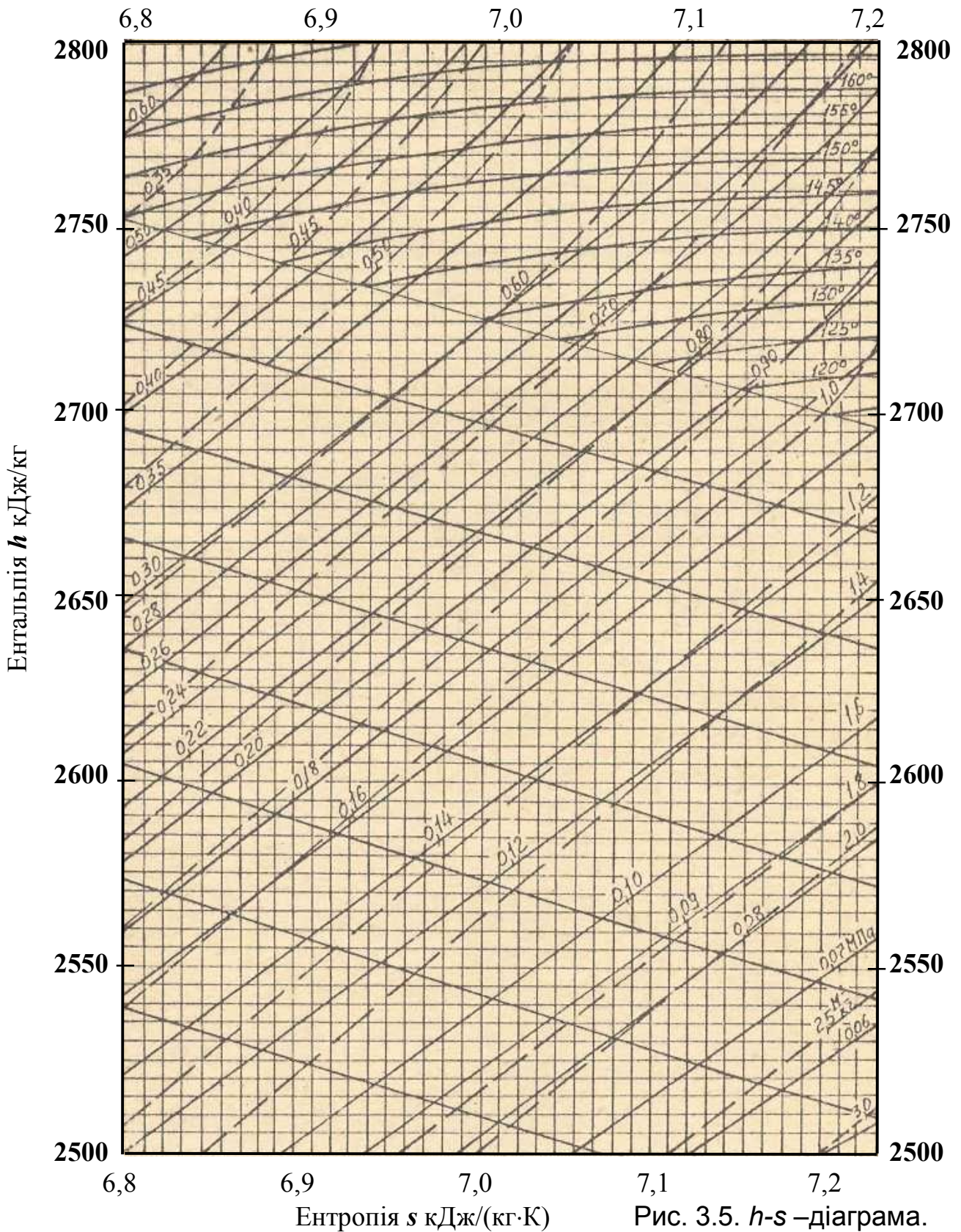
Значення барометричного тиску записати під таблицею.

### Обробка дослідних даних

1. Побудувати графік залежності  $M_d = f(\beta)$  та знайти дійсну максимальну витрату пари  $M_{d \max}$ .

2. На  $h-s$  –діаграмі збільшеного масштабу (рис. 3.5) побудувати процес витікання пари із сопла для двох режимів:  $\beta > \beta_{кр}$  та  $\beta < \beta_{кр}$ , значення яких задано викладачем:

1) точку 1 (дивись рис.3.3), що відповідає стану пари перед соплом, потрібно знайти на перетині ізобари  $p_1$  та ізотерми  $t_1$  (для перегрітої пари), або ізобари  $p_1$  та лінії насичення  $x=1,0$  (для сухої насиченої пари);



2) точку 2 теоретичного процесу витікання знайти на перетині адіабати  $s_1$ , що проходить через точку 1, з ізобарою  $p_2$ , якщо  $\beta > \beta_{кр}$  або з ізобарою  $p_{2\text{кр}}$ , якщо  $\beta < \beta_{кр}$ ;

3) критичний тиск  $p_{2\text{ кр}}$  в усті сопла знайти з умов  $p_{2\text{ кр}} = \beta_{\text{кр}} p_1$ , враховуючи для перегрітої пари  $\beta_{\text{кр}} = 0,546$ ; для сухої насиченої пари  $\beta_{\text{кр}} = 0,577$ .

3. Для заданих режимів розрахувати теоретичну швидкість  $w$  та теоретичну витрату водяної пари  $M$ .

4. У дійсності витікання супроводжується тертям, внаслідок чого процес дещо відхиляється від адіабатичного (процес 1–2<sub>д</sub> на рис. 3.3), і тому ентальпія та ентропія водяної пари в усті сопла виявляються вищими, ніж теоретично. Положення точки 2<sub>д</sub> можна знайти, користуючись рівняннями

$$w_{2\text{д}} = \sqrt{2 \cdot 1000(h_1 - h_{2\text{д}})} = 44,72 \sqrt{h_1 - h_{2\text{д}}} \quad (3.12)$$

та

$$M = \frac{M_{2\text{д}} v_{2\text{д}}}{f_y} \quad (3.13)$$

для цього в  $h$ - $s$ — діаграмі на ізобарі  $p_2$  потрібно довільно нанести точку 2<sub>д</sub>, знайти значення  $h_{2\text{д}}$ ,  $v_{2\text{д}}$  та підрахувати  $w_{2\text{д}}$ . Якщо отримані з (3.12) та (3.13) значення  $w_{2\text{д}}$  різняться в між собою більш ніж на 2%, все згадане потрібно виконати для нового положення точки 2<sub>д</sub>, і так доти, доки виконається поставлена вимога.

Параметри  $h_{2\text{д}}$  та  $v_{2\text{д}}$ , які дають однакові розв'язки рівнянь (3.12) та (4.13), відповідають дійсному положенню точки 2<sub>д</sub>.

5. Так само знайти положення точки 2<sub>д кр</sub> (дивись рис. 3.3) та визначити дійсну швидкість витікання  $w_{2\text{д кр}}$ , коли  $\beta < \beta_{\text{кр}}$ , враховуючи, що в цьому випадку рівняння (3.12), (3.13) набувають вигляду

$$w_{2\text{д кр}} = 44,72 \sqrt{h_1 - h_{2\text{д кр}}} \quad (3.14)$$

$$M_{2\text{д кр}} = \frac{M_{\text{д max}} v_{2\text{д кр}}}{f_y} \quad (3.15)$$

6. Користуючись рівнянням (3.9) та (3.10), визначити швидкісний коефіцієнт сопла  $\varphi$  та коефіцієнт витрати  $\mu$ .

Накреслити схему основних ліній  $h$ - $s$  – діаграми збільшеного масштабу для водяної пари та нанести теоретичний та дійсний стани процесів її витікання. Схему додати до протоколу роботи.

## Контрольні запитання

1. Написати та пояснити рівняння I<sup>го</sup> закону термодинаміки для потоку (струменя).
2. Як змінюється ентальпія пари в струмені при збільшенні його швидкості?
3. Який канал називають соплом, а який - дифузором?
4. Чому при  $p_2 < p_{кр}$  зниження тиску за соплом не збільшує витрату пари через сопло?
5. Розкрити суть понять „максимальна витрата” та „критична швидкість витікання”.
6. Коли настає критичне витікання і чим воно характеризується?
7. Відтворити на  $h-s$  — діаграмі теоретичний та дійсний процеси витікання.
8. Пояснити характер змін витрати пари із змінами величини  $\beta$ .
9. Як визначити в  $h-s$  - діаграмі положення точки, що відповідає дійсному стану пари в усті сопла?
10. Чому в дійсності в усті сопла ентальпія вища, ніж передбачено теоретично?
11. Що таке коефіцієнт витрати  $\mu$  та швидкісний коефіцієнт сопла  $\varphi$  ?
12. Пояснити на схемі рух пари в експериментальній установці.
13. Прийоми пуску установки та їх черговість.
14. Як змінити режим витікання пари із сопла експериментальної установки?
15. Як визначити розрахункове та дійсне найменш можливе значення  $\beta$  для сопла лабораторної установки?
16. Як на витікання пари впливає наявність у ній вологи і часткова конденсація пари в соплі?
17. Чи можна визначити міру сухості пари перед соплом?
18. Яку швидкість може мати пара при витіканні з трубопроводу в атмосферу?

## Лабораторна робота 4

### ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИКЛУ ПАРОКОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.

**Мета роботи:** поглибити знання та набути практичних навичок з дослідження термодинамічних циклів холодильних установок, теоретичною основою яких є зворотний цикл Карно; ознайомитися з методикою визначення параметрів холодильного агента в характерних точках циклу за допомогою діаграм і провести розрахунок енергетичних показників холодильної установки.

## Основні теоретичні відомості

Холодильні установки використовуються практично в усіх галузях харчової та переробної промисловості для охолодження і зберігання харчових продуктів, а також у побуті (холодильники, кондиціонери), в різних галузях науки, техніки та у промисловості, при будівництві підземних споруд, у медицині тощо.

Холодильні установки працюють за зворотним циклом, в якому теплова енергія за допомогою робочого тіла (холодильного агента) переноситься від холодного джерела до більш нагрітого, тобто від об'єкта охолодження (сировина, готова продукція, інші тіла чи речовини) до навколишнього середовища (вода, повітря, ґрунт). Для здійснення зворотного (холодильного) циклу необхідно витратити енергію від зовнішнього джерела.

Найбільшого поширення набули парокомпресорні холодильні установки (вони найбільш досконалі). Застосовуються також повітряні компресорні, пароежекторні, абсорбційні та інші холодильні установки.

Перша парокомпресорна холодильна установка була створена у 1834 р. і працювала на холодильному агенті – ефірі. Англієць Бойль у 1872 р. отримав патент на аміачну холодильну установку.

Робочі тіла холодильних установок називають холодильними агентами, або холодоагентами. Як холодоагенти використовуються аміак, хладони (фреони), пропан, хлористий метил та інші рідини, температура кипіння яких за атмосферного тиску нижча  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Аміак (хімічна формула  $\text{NH}_3$ , символічне міжнародне позначення R717) має температуру кипіння за тиску  $0,1\text{ МПа}$   $-33,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  та значну теплоту пароутворення (близько  $1360\text{ кДж/кг}$ ). Головними недоліками цього холодоагенту є його токсичність, вибухонебезпечність, агресивність до обладнання, та результатом корозія металів холодоустановок.

*Хладони* – це речовини одержані шляхом заміщення у насичених вуглеводневих сполуках атомів водню атомами хлору або фтору. Наприклад, у холодильній техніці застосовується хладон-12 (символьне позначення R12, хімічна формула  $\text{CF}_2\text{Cl}_2$ , температура кипіння за тиску  $0,1\text{ МПа}$  становить  $-29,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Хладони не токсичні, не утворюють вибухонебезпечних сумішей з повітрям, хімічно не реагують з більшістю металів, тому їх використовують у побутових холодильних установках. Останнім часом налагоджено виробництво хладонів, до складу яких не входить хлор. Такі холодоагенти не мають руйнівної дії на озоновий шар атмосфери і можуть використовуватися також у промислових холодильних установках. Згідно з міжнародними домовленостями використання хладонів, що містять хлор, має зменшуватися та поступово припинитися.



## Принципова схема та теоретичний цикл парокомпресорної холодильної установки ( ПКХУ )

Принципова схема ПКХУ зображена на рис. 4.1.

Установка складається з компресора 1, випарника 2, дросельного пристрою 3 та конденсатора 4.

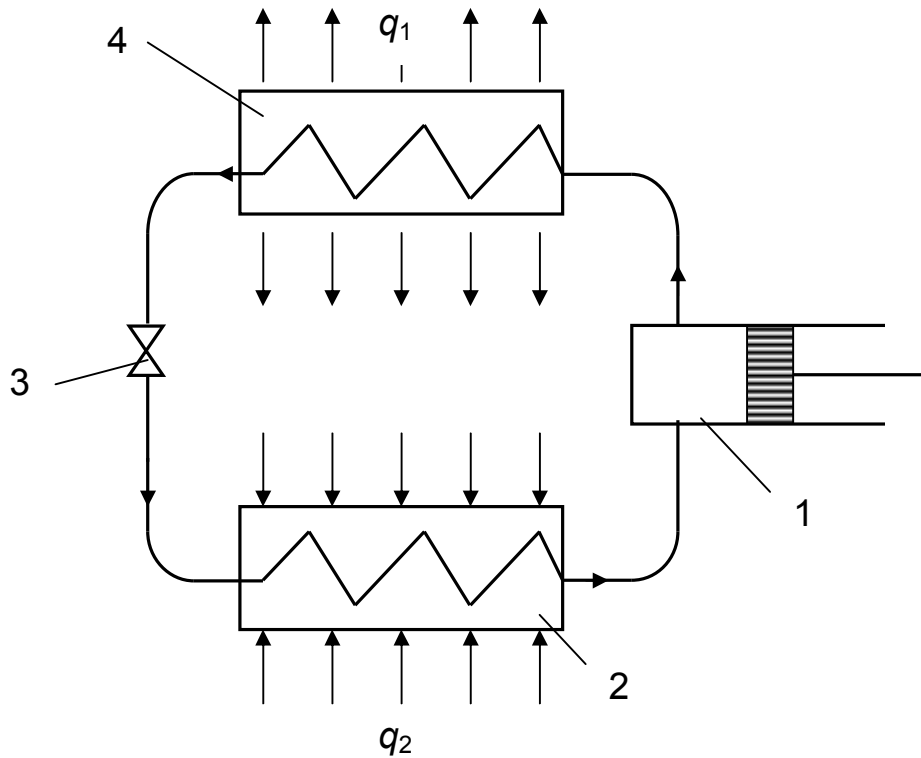


Рис. 4.1

Для аналізу циклів холодильних установок зручно користуватись тепловою діаграмою  $T-s$ , де площа під лінією процесу чисельно дорівнює кількості теплоти, підведеної до холодильного агента чи відведеної від нього. Термодинамічний цикл ПКХУ у  $T-s$  — координатах зображено на рис.4.2.

У випарнику 2 рідкий холодильний агент за сталих температури й тиску кипить і перетворюється на пару. Цей процес (на  $T-s$ -діаграмі лінія 5–1) відбувається за рахунок перенесення теплоти від об'єкта, що охолоджується, і має температуру  $T_{\text{ох}}$ . Насичена пара (точка 1) всмоктується компресором і стискається від тиску  $p_1$  до тиску  $p_2$ , при цьому підвищується також і температура насичення  $T_{\text{н}}$ , яка повинна бути вищою за температуру навколишнього середовища  $T_{\text{нс}}$  (повітря, води). Теоретично процес стискання є ізоентропійним ( $s = \text{const}$ , лінія 1–2'). У дійсному процесі стискання (лінія 1–2) ентропія зростає за рахунок теплоти тертя. Перегріта пара з компресора 1 з температурою  $T_{\text{нIII}}$  надходить до конденсатора 4, де спочатку охолоджується за сталого тиску до температури насичення  $T_{\text{нII}}$  (лінія 2–3), а потім конденсується, тобто перетворюється на рідину (лінія 3–4). Процес конденсації є

ізобарично-ізотермічним, теплота конденсації  $q_1$  відводиться від холодильного агенту до навколишнього середовища.

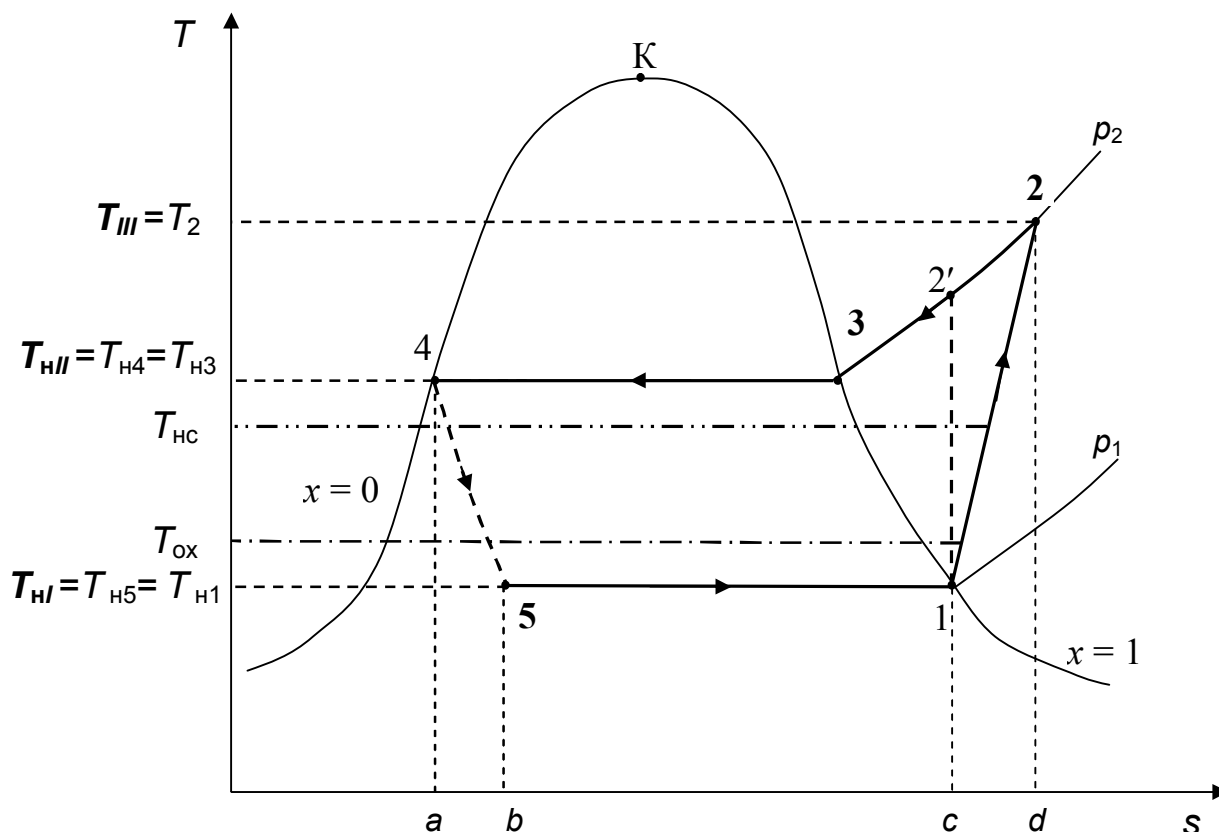


Рис.4.2

Для зниження температури кипіння холодильного агенту потрібно зменшити його тиск. З цією метою рідкий холодоагент пропускають крізь дросельний пристрій 3 (терморегулювальний вентиль, капілярна трубка), де під час руху холодоагента крізь звуження без здійснення роботи відбувається його дроселювання (лінія 4–5), при цьому ентальпія не змінюється. Нижчому тиску  $p_1$  відповідає більш низька температура кипіння  $T_{НІ}$ . Перегрітий відносно неї рідкий холодоагент частково самовипаровується (20...30 %), відповідно зменшується і температура насичення від  $T_{НІІ}$  до  $T_{НІ}$ . Суміш рідини й пари надходить до випарника, де відбувається кипіння решти холодоагента. Пара відсмоктується компресором і цикл повторюється.

Якщо у ПКХУ використовується поршневий компресор, потрібно стежити за тим, щоб на вхід у компресор не потрапила волога насичена пара (вологий хід компресора), бо це може спричинити руйнування його конструкції (якщо об'єм рідкої фази перевищить об'єм „мертвого простору”). Сучасні гвинтові компресори нечутливі до стану пари холодоагента.

Енергетична досконалість холодильної установки характеризується холодильним коефіцієнтом  $\varepsilon$ , який обчислюють за формулою

$$\varepsilon = q_2/\ell = q_2 / (q_1 - q_2), \quad (4.1)$$

де  $q_2$  – питома холодовидатність (кількість теплоти, що підводиться до 1кг холодоагенту від об'єкта охолодження),  $\text{кДж/кг}$ ;  $q_1$  – теплота, що відводиться від 1 кг холодоагенту в циклі (процеси охолодження та конденсації),  $\text{кДж/кг}$ ;  $\ell$  – питома зовнішня енергія, витрачена для здійснення циклу,  $\text{кДж/кг}$ .

Ефективність роботи промислових ПКХУ визначається кількістю енергії, витраченої на виробництво одиниці холоду (1 *Гкал*). У цьому випадку до витрат енергії для здійснення циклу включають роботу циркуляційних насосів холодоагенту, проміжних теплоносіїв та обігових систем охолодження конденсатора і компресора, вентиляторів охолоджувачів повітря і градирні.

Кількість теплоти, що відбирається від об'єкта охолодження одним кілограмом холодоагенту, в  $T$ - $s$ -діаграмі чисельно дорівнює площі під лінією процесу 5–1

$$q_2 = \text{пл. } b-5-1-c-b.$$

Кількість теплоти, що відводиться від одного кілограма холодоагента до навколишнього середовища (процеси 2–3 та 3–4),

$$q_1 = \text{пл. } d-2-3-4-a-d.$$

Процеси 2–3, 3–4, 5–1 – ізобаричні, тому кількість теплоти можна визначити за різницею ентальпій:  $q_1 = h_2 - h_4$ ;  $q_2 = h_1 - h_5$ . Підставляючи ці вирази у рівняння (5.1), отримаємо

$$\varepsilon = (h_1 - h_5)/(h_2 - h_4) - (h_1 - h_5),$$

а з урахуванням того, що  $h_4 = h_5$ ,

$$\varepsilon = (h_1 - h_5) / (h_2 - h_1). \quad (4.2)$$

### Діаграма $\lg p-h$

Для практичних розрахунків енергетичних характеристик циклів ПКХУ доцільно користуватись ентальпійними діаграмами, в яких легко будувати цикл та визначати ентальпії в характерних точках.

На рис. 5.3 зображено схему діаграми  $\lg p-h$ , у якій на осі абсцис відкладено значення ентальпії в  $\text{кДж/кг}$ , а вісь ординат логарифмічна і на ній відкладено значення тиску в МПа.

На цій діаграмі нанесено граничну криву, утворену лівою ( $x = 0$ ) і правою ( $x = 1,0$ ) гілкою. Точки на лівій гілці характеризують стан рідкого холодоагенту за температури насичення, на правій – сухої насиченої



пари. Під граничною кривою речовина перебуває у двофазному стані і називається вологою насиченою парою. Праворуч від кривої  $x=1$  – область перегрітої пари (температура пари вища за температуру насичення).

На діаграмі показані лінії сталої температури  $t = \text{const}$  (ізотерми), які на ділянці вологої насиченої пари збігаються з ізобарами  $p = \text{const}$ , лінії сталого об'єму  $v = \text{const}$ , сталої ентропії  $s = \text{const}$  і лінії однакової міри сухості  $x = \text{const}$ .

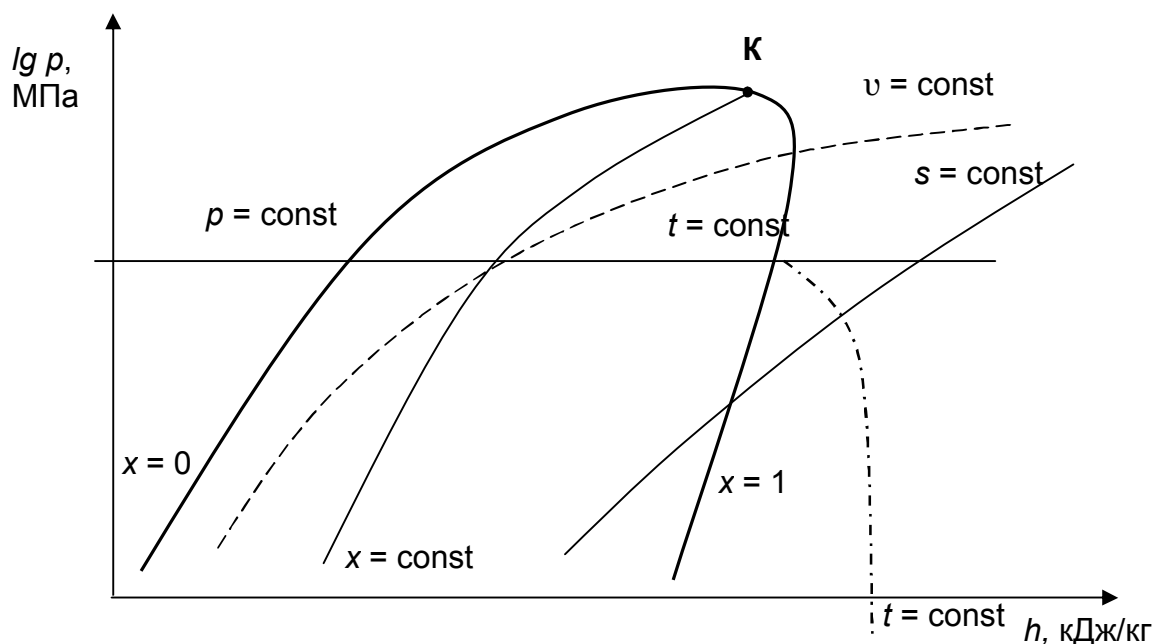


Рис. 4.3

### Схема і опис лабораторної установки

Досліджується робота побутового парокомпресорного шафового холодильника, в якому використовується холодильний агент – хладон-12. Схему холодильника зображено на рис. 4.4.

У верхній частині ізольованої шафи 3 розміщено випарник 2, в якому відбувається кипіння холодоагенту. Суха насичена пара відсмоктується герметичним поршневим компресором 1 з електроприводом, стискається і надходить до верхньої частини трубчастого конденсатора 5, де відбувається охолодження та конденсація пари. Рідкий холодоагент проходить поглинач 6 (для поглинання гранулами алюмосилікату розчиненої у фреоні води) і потрапляє до капілярної трубки 4, під час проходження крізь яку відбувається дроселювання, знижується тиск рідини та її температура. Парорідинна суміш спрямовується у випарник.

Температура холодоагенту в характерних точках вимірюється за допомогою мідь-константових термопар, робочі спаї яких закріплено на трубках. Нумерація точок вимірювання температури відповідає

нумерації характерних точок циклу ПКХУ. За допомогою термопари  $t_4$  вимірюється температура рідкого хладону на виході з конденсатора, термопари  $t_5$  – температура парорідинної суміші на виході з капілярної трубки і термопари  $t_2$  – температура перегрітої пари хладону на виході з компресора. Всі термоелектроди термопар з'єднуються по чергово з цифровим вольтметром 7 за допомогою багатопозиційного перемикача 8. Така схема дає можливість вимірювати електрорушійну силу (ЕРС) термопар у мілівольтах.

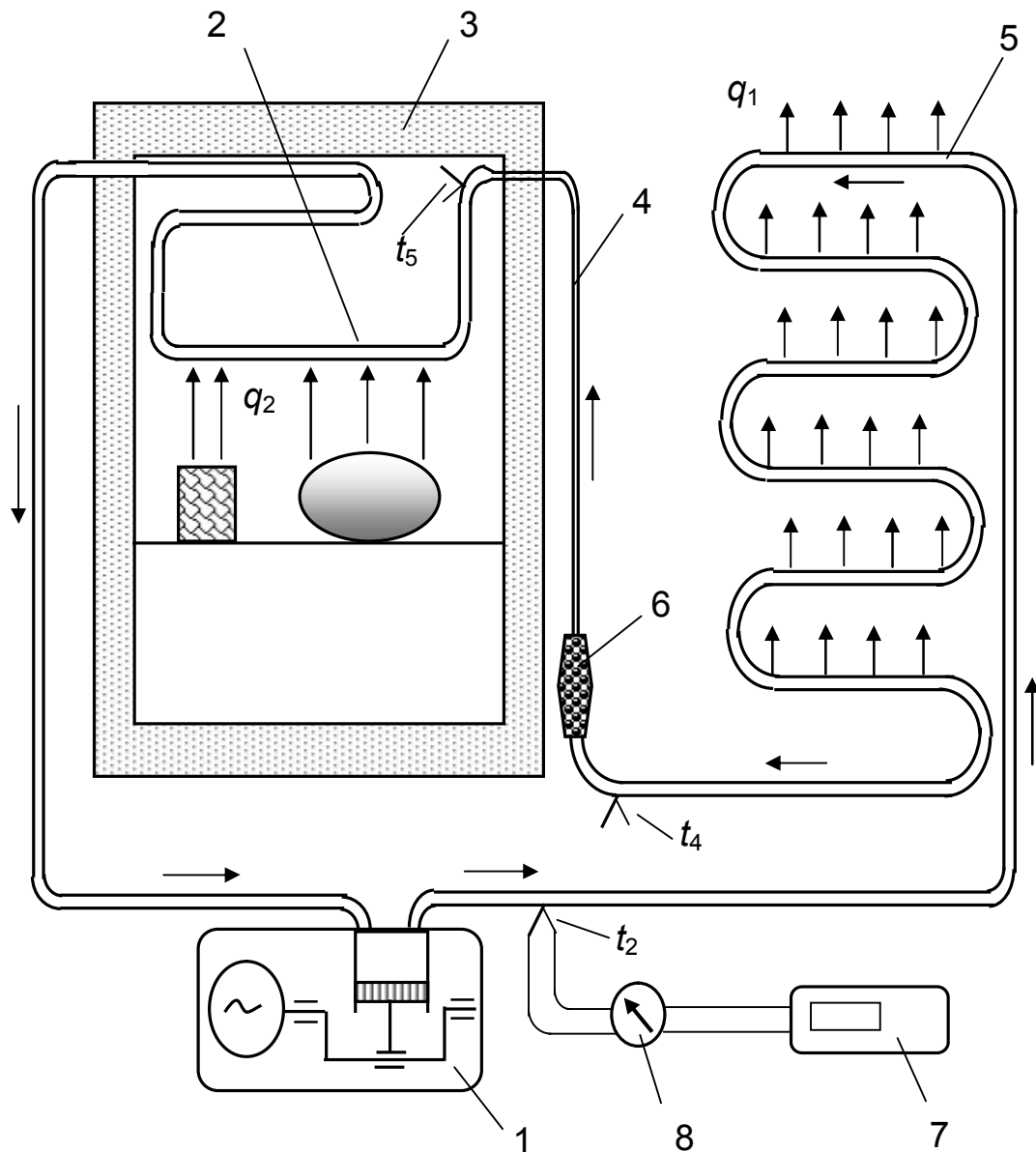


Рис.4.4

### Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з основними елементами парокомпресорної холодильної установки.
2. Увімкнути цифровий вольтметр.

3. Дочекатися моменту увімкнення компресора (початку здійснення циклу) та розпочати вимірювання ЕРС термодпар, почерговим з'єднанням їх з вольтметром за допомогою перемикача (проміжок між циклами вимірювань – близько однієї хвилини).

4. Останнє вимірювання провести після вимкнення компресора за 3 – 5 секунд.

5. За допомогою термометра, розміщеного в приміщенні лабораторії, визначити температуру навколишнього середовища (повітря).

### Опрацювання дослідних даних

1. Обчислити середні значення ЕРС кожної термодпари в трьох останніх циклах вимірювання (у разі потреби порадитися з викладачем).

2. За допомогою градуовальної табл.4.1 знайти поправку, що враховує температуру допоміжного спаю термодпари (ЕРС термодпари за температури навколишнього середовища), додати її до середніх значень ЕРС з урахуванням знаку (алгебраїчна сума), занести до табл. 4.2 для відповідних точок циклу.

Таблиця 4.1

t, °C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	ЕРС, мВ									
-20,0	-0,757	-0,794	-0,830	-0,867	-0,903	-0,940	-0,976	-1,013	-1,049	-1,085
-10,0	-0,383	-0,421	-0,458	-0,496	-0,534	-0,571	-0,608	-0,646	-0,684	-0,720
-0,0	0,000	-0,039	-0,077	-0,116	-0,154	-0,193	-0,231	-0,269	-0,307	-0,345
0,0	0,000	0,039	0,078	0,117	0,156	0,195	0,234	0,273	0,312	0,351
10,0	0,391	0,430	0,470	0,510	0,549	0,589	0,629	0,669	0,709	0,749
20,0	0,789	0,830	0,870	0,911	0,951	0,992	1,032	1,073	1,114	1,155
30,0	1,196	1,237	1,279	1,320	1,361	1,403	1,444	1,486	1,528	1,569
40,0	1,611	1,653	1,695	1,738	1,780	1,822	1,865	1,907	1,950	1,992
50,0	2,035	2,078	2,121	2,164	2,207	2,250	2,294	2,337	2,380	2,424
60,0	2,467	2,511	2,555	2,599	2,643	2,687	2,731	2,775	2,819	2,864
70,0	2,908	2,953	2,997	3,042	3,087	3,131	3,176	3,221	3,266	3,312
80,0	3,357	3,402	3,447	3,493	3,538	3,584	3,630	3,676	3,721	3,767
90,0	3,813	3,859	3,906	3,952	3,998	4,044	4,091	4,137	4,184	4,231
100,0	4,277	4,324	4,371	4,418	4,465	4,512	4,559	4,607	4,654	4,701

3. Визначити температуру холодоагенту у характерних точках циклу за значеннями ЕРС термодпар, використовуючи градуовальну таблицю. У зв'язку з тим що процеси 5–1 та 3–4 ізобарично-ізотермічні,  $t_5 = t_1$ , а  $t_3 = t_4$ .

4. Побудувати цикл ПКХУ на діаграмі  $lg p-h$ . Схему побудови циклу показано на рис. 4.5.

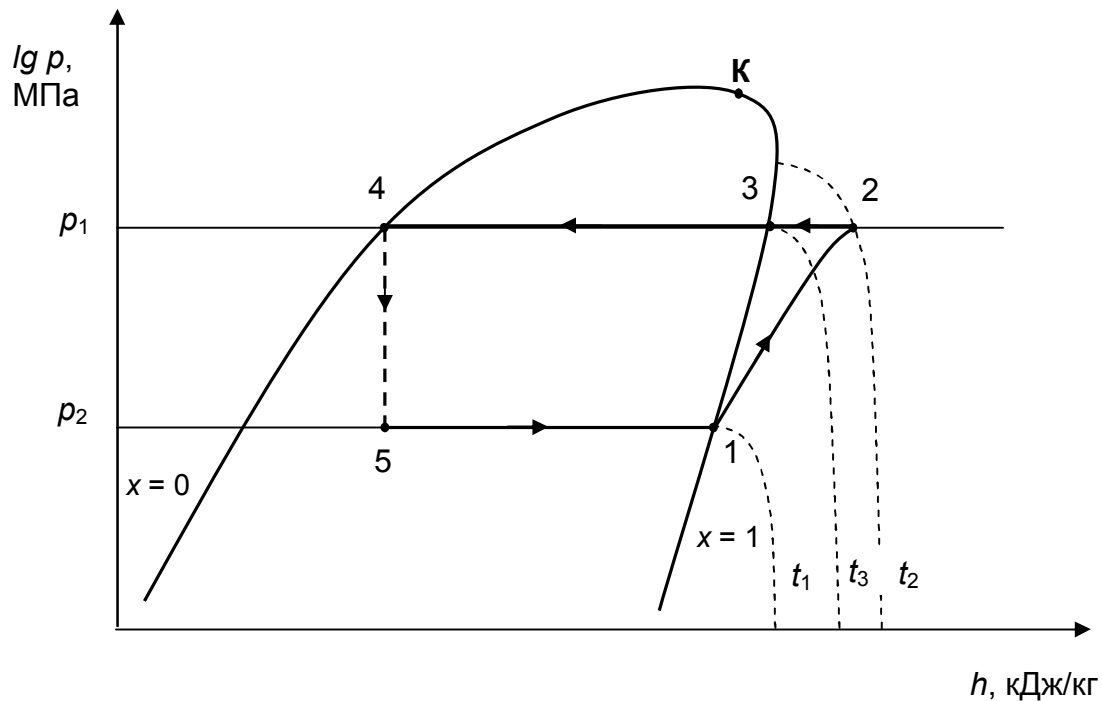


Рис. 4.5

Приймається, що на виході з конденсатора рідкий холодоагент перебуває в стані насичення, а з випарника виходить суха насичена пара. Точка 4 знаходиться на перетині лівої гілки граничної кривої ( $x=0$ ) та ізотерми  $t_4$ , точка 1 — на перетині правої гілки граничної кривої ( $x=1$ ) та ізотерми  $t_1$ . Через точки 4 і 1 провести олівцем тонкі горизонтальні лінії, які є відповідними ізобарами холодоагенту в конденсаторі та випарнику ( $p_1, p_2$ ). Точка 5 знаходиться на перетині вертикальної лінії ( $h = \text{const}$ ), проведеної з точки 4, і ізобари  $p_2$ , точка 2 на перетині ізобари  $p_1$  та ізотерми  $t_2$ , точка 3 — на перетині ізобари  $p_1$  і лінії  $x = 1$ .

5. За допомогою діаграми визначити параметри холодоагенту у всіх точках і занести їх до табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Характерна точка цикла	ЕРС, мВ	$t$ , °С	$p$ , МПа	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг·К)	$x$	$v$ , м <sup>3</sup> /кг
1							
2							
3							
4							
5							

6. Обчислити питому холодопродуктивність холодильної установки.

7. Визначити кількість теплоти, що передається до навколишнього середовища.

8. Обчислити питому роботу, що витрачається на здійснення циклу.

9. За формулою (4.2) підрахувати значення холодильного коефіцієнта.

10. У протоколі лабораторної роботи накреслити (без масштабу) цикл ПКХУ в діаграмі  $lg p-h$ .

### Контрольні запитання.

1. Яка будова та принцип дії парокомпресорної холодильної установки?

2. Пояснити схему лабораторної установки, рух і зміна стану холодоагенту.

3. Цикл ПКХУ в координатах  $T-s$ .

4. Як зображується цикл ПКХУ в координатах  $lg p-h$ ?

5. Яка послідовність проведення досліду, отримання дослідних даних?

6. Яка послідовність побудови циклу в координатах  $lg p-h$ .

7. Визначення та фізичний зміст питомої холодопродуктивності, її зв'язок з потужністю холодильної установки.

8. Як обчислити теплоту, що відводиться до навколишнього середовища, тепловий баланс ПКХУ.

9. Робота циклу, її обчислення та фактори, що впливають на величину роботи.

10. Обчислення та фізичний зміст холодильного коефіцієнта, його зв'язок з енергетичною ефективністю циклу ПКХУ.

## Лабораторна робота 5

### ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ЗА ВІЛЬНИМ РУХОМ ПОВІТРЯ

**Мета роботи:** засвоїти поняття, що стосуються процесів перенесення теплової енергії, поглибити знання з теорії конвективної тепловіддачі, ознайомитися з методикою експериментального дослідження тепловіддачі та визначення коефіцієнта тепловіддачі, оволодіти методикою опрацювання дослідних даних з використанням теорії подібності, одержати критеріальне рівняння або визначити коефіцієнт конвективної тепловіддачі за відомим критеріальним рівнянням та порівняти його з дослідним.

### Основні теоретичні відомості

У техніці широко використовуються теплові машини, апарати, пристрої та прилади, у яких відбувається процес *теплопередачі*. Цей процес складний, а тому для вивчення та розрахунку його поділяють на більш прості, елементарні процеси перенесення теплової енергії: теплопровідність, конвекцію та теплове випромінювання.

У більшості випадків один вид теплообміну супроводжується іншим. Наприклад, конвекція завжди супроводжується теплопровідністю. Сукупність цих процесів називається *конвективним теплообміном*. Процес теплообміну між твердою стінкою і теплоносієм називається *тепловіддачею*. Теплоносії – це будь-які гази, рідини чи пара.

Тепловіддачу поділяють на конвективну, променисту (радіаційну) та складну. *Конвективна тепловіддача* — це теплообмін між рухомих теплоносієм і поверхнею теплообміну (стінкою).

*Промениста тепловіддача* — це теплообмін між твердою стінкою і навколишнім середовищем за допомогою електромагнітних хвиль.

*Складна тепловіддача* — це сукупність конвективної та променистої тепловіддач, яка відбувається, якщо теплоносії газоподібний (повітря, димові гази та ін.). Складна тепловіддача має усі елементарні процеси перенесення теплоти: теплопровідність, конвекцію і теплове випромінювання.

Тепловіддачу розраховують за рівнянням (законом) Ньютона

$$Q = \alpha \cdot F (t_c - t_n), \quad (5.1)$$

де  $Q$  — тепловий потік (конвективний, променистий, складний), Вт;  $F$  — площа поверхні теплообміну,  $m^2$ ;  $t_c$  — температура поверхні теплообміну (стінки),  $^{\circ}C$ ;  $t_n$  — температура теплоносія,  $^{\circ}C$ ;  $\alpha$  — коефіцієнт (конвективної, променистої, складної) тепловіддачі,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ .

Тепловий потік, що передається через одиницю площі поверхні теплообміну, називають *густиною теплового потоку*  $q = Q / F$ ,  $Вт/m^2$ .

Тоді рівняння (4.1) можна записати у вигляді  $q = \alpha \Delta t$ , де  $\Delta t = t_c - t_n$  — температурний напір, К.

За складної тепловіддачі загальний тепловий потік  $Q = \sum_{i=1}^n Q_i$  включає конвективний  $Q_k$  і променистий  $Q_{пр}$  теплові потоки

$$Q = Q_k + Q_{пр}$$

### **Конвективна тепловіддача**

*Коефіцієнт конвективної тепловіддачі* —  $\alpha_k$ ,  $Вт/(m^2 \cdot K)$  характеризує інтенсивність тепловіддачі і показує кількість теплоти, що передається між стінкою і теплоносієм за одиницю часу через одиницю площі поверхні цієї стінки, при температурному напорі 1 К.

*Конвективна тепловіддача* – це складний процес, і *коефіцієнт конвективної тепловіддачі*  $\alpha_k$  залежить від багатьох факторів: роду теплоносія, його фізичних властивостей, швидкості руху, температури теплоносія та стінки, форми та розмірів поверхні теплообміну, виду та режиму руху теплоносія та ін. Фізичні властивості теплоносія, в свою чергу, залежать від температури.

За природою виникнення існують два види руху: вільний (природний) та вимушений. **Вільним** називається рух, який виникає внаслідок різниці густин нагрітих і холодних частинок рідини чи газу. Інтенсивність вільного руху залежить, головним чином, від різниці температур. **Вимушеним** називають рух, що виникає внаслідок дії будь-яких збудників (насос, вентилятор, вітер). Інтенсивність вимушеного руху залежить від швидкості руху, фізичних властивостей середовища, форми та розмірів каналу. У процесі конвективної тепловіддачі вимушений рух може супроводжуватися вільним та навпаки і тоді розглядається, так звана, *змішана конвекція*. Вплив вільної конвекції на інтенсивність тепловіддачі тим більша, чим більша різниця температур та чим менша швидкість вимушеного руху.

На інтенсивність конвективної тепловіддачі суттєво впливає характер руху частинок біля поверхні теплообміну. За характером руху частинок розрізняють *ламінальний* та *турбулентний* режими руху. За ламінарного режиму частинки рідини чи газу рухаються упорядковано, паралельно до стінок каналу. За турбулентного режиму частинки рухаються хаотично, напрямком та величиною швидкості окремих частинок безперервно змінюються. Режим руху визначають за критеріями (числами) подібності.

Критерії подібності або числа подібності — це безрозмірні комплекси фізичних величин, що характеризують той чи інший фізичний процес. Критерії подібності називають іменами видатних вчених і позначають першими двома латинськими літерами їх прізвищ.

*Критерій Грасгофа*  $Gr$  характеризує інтенсивність вільного руху і виражає співвідношення між підймальними силами, що виникають внаслідок різниці густин, і силами міжмолекулярного (в'язкого) тертя

$$Gr = \frac{g \ell_o^3}{\nu^2} \beta \Delta t, \quad (5.2)$$

де  $g$  — прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $\ell_o$ , м — визначальний лінійний розмір поверхні теплообміну. Для горизонтальних труб — зовнішній діаметр  $\ell_o = d$  чи довжина  $\ell_o = L$ , а для вертикальної поверхні — висота поверхні  $\ell_o = H$ , для кулі це — радіус  $\ell_o = R$ ;  $\beta$  — температурний коефіцієнт об'ємного розширення теплоносія,  $\text{K}^{-1}$ ; для повітря  $\beta = 1/T_p$ ,  $T_p$  — абсолютна температура повітря, К;  $\Delta t = t_c - t_p$  — температурний напір.

*Критерій Прандтля* є мірою подібності полів температури і швидкості у потоці. Він характеризує вплив фізичних властивостей теплоносія на тепловіддачу, залежить тільки від температури і знаходиться за довідниками

$$Pr = \nu/a, \quad (5.3)$$

де  $a = \lambda / (c_p \cdot \rho)$  — коефіцієнт температуропровідності,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;  $c_p$  — масова ізобарна теплоємність,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $\rho$  — густина,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Режим вільного руху визначають за критерієм *Релея*, що являє собою добуток критеріїв *Грасгофа* і *Прандтля*

$$Ra = Gr \cdot Pr. \quad (5.4)$$

За значенням числа подібності Релея визначають режим руху:

за $Ra < 0,001$	плівковий режим руху;
$0,001 < Ra < 500$	ламінальний;
$500 < Ra < 2 \cdot 10^7$	інтенсивний ламінальний та локоноподібний,
$2 \cdot 10^7 < Ra < 10^{13}$	турбулентний (вихровий),

для останнього діапазону характерна змішана конвекція, коли в розрахунках необхідно враховувати вплив вимушеного руху .

Оскільки коефіцієнт конвективної тепловіддачі  $\alpha_k$  є складною функцією багатьох змінних, в інженерних розрахунках його визначають за критеріальними рівняннями (рівняннями подібності).

**Критеріальне рівняння** — це залежність між критеріями подібності, що характеризують той чи інший процес. Їх отримують за експериментальними даними використовуючи методи теорії подібності, згідно з якою для подібних процесів критерії і критеріальні рівняння однакові. Це дає можливість отримувати експериментальні дані процесів на моделях апаратів, установок, пристроїв, що спрощує дослідження.

Коефіцієнт конвективної тепловіддачі входить до критерію *Нуссельта*, який характеризує інтенсивність тепловіддачі на межі «стінка–теплоносій»:

$$Nu = \alpha_k \ell_0 / \lambda. \quad (5.5)$$

Критеріальні рівняння подають у вигляді залежності *невизначеного* числа подібності, наприклад, числа Нуссельта  $Nu$  від *визначених* чисел подібності — критеріїв, до яких входять незалежні змінні величини.

Так для однофазних теплоносіїв за стаціонарного теплового режиму для вимушеного руху критеріальне рівняння має вигляд

$$Nu = f(Re, Gr, Pr), \quad (5.6)$$

а для вільного руху —

$$Nu = f(Gr, Pr) = fRa. \quad (5.7)$$



Критеріальні рівняння подають у вигляді степеневих функцій. Наприклад, рівняння (5.7) можна подати у вигляді

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n (Pr_T/Pr_c)^{0,25}, \quad (5.8)$$

де  $C$  і  $n$  — сталі, які залежать від режиму вільного руху та положення поверхні теплообміну у просторі і визначаються за узагальненими дослідними даними. Слід пам'ятати, що критеріальні рівняння виду (4.8) можна використовувати тільки для тих меж зміни аргументів, для яких вони підтверджені дослідом.

Поправка  $(Pr_T/Pr_c)^{0,25}$  враховує вплив на тепловіддачу зміни теплофізичних властивостей теплоносія біля стінки при нагріванні або при охолодженні, тобто при зміні напрямку теплового потоку;  $Pr_T$  і  $Pr_c$  — критерії Прандтля теплоносія, які знаходять із таблиць фізичних властивостей відповідно за температурою на відстані від стінки за межами рухомого шару  $t_T$  (температура теплоносія) і біля стінки  $t_c$ .

Для повітря критерій Прандтля практично не залежить від температури, а  $(Pr_T/Pr_c)^{0,25} \approx 1$ , тому рівняння (5.8) набуває вигляду

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n = CRa^n. \quad (5.9)$$

Значення  $C$  і  $n$ , отримані М.О. Міхеєвим експериментально для горизонтальних труб, наведені у табл. 4.1

Таблиця 5.1

Режим руху	$Ra = Gr \cdot Pr$	$C$	$n$
Ламінарний	$10^{-3} \dots 500$	1,18	0,125
Інтенсивний ламінарний та локоноподібний	$500 \dots 2 \cdot 10^7$	0,5	0,25
Турбулентний	$2 \cdot 10^7 \dots 10^{13}$	0,135	0,33

Із формули (5.9) видно, що інтенсивність конвективної тепловіддачі за вільного руху залежить головним чином від режиму (інтенсивності) руху.

При розгляді зовнішніх задач теплообміну за вільноконвективного та вимушеного руху повітря в доквілля, число Прандтля (табл.4.4), як мало змінну величину переносять до сталої  $C$ . Рівняння (4.9) для перехідного режиму — інтенсивного ламінарного та локоноподібного має такий вид:

$$Nu = 0,5 Ra^{0,25} = 0,458 Gr^{0,25}.$$

## Опис дослідної установки

Схема експериментальної установки для вивчення тепловіддачі за вільним рухом повітря у необмеженому просторі показана на рис. 4.1.

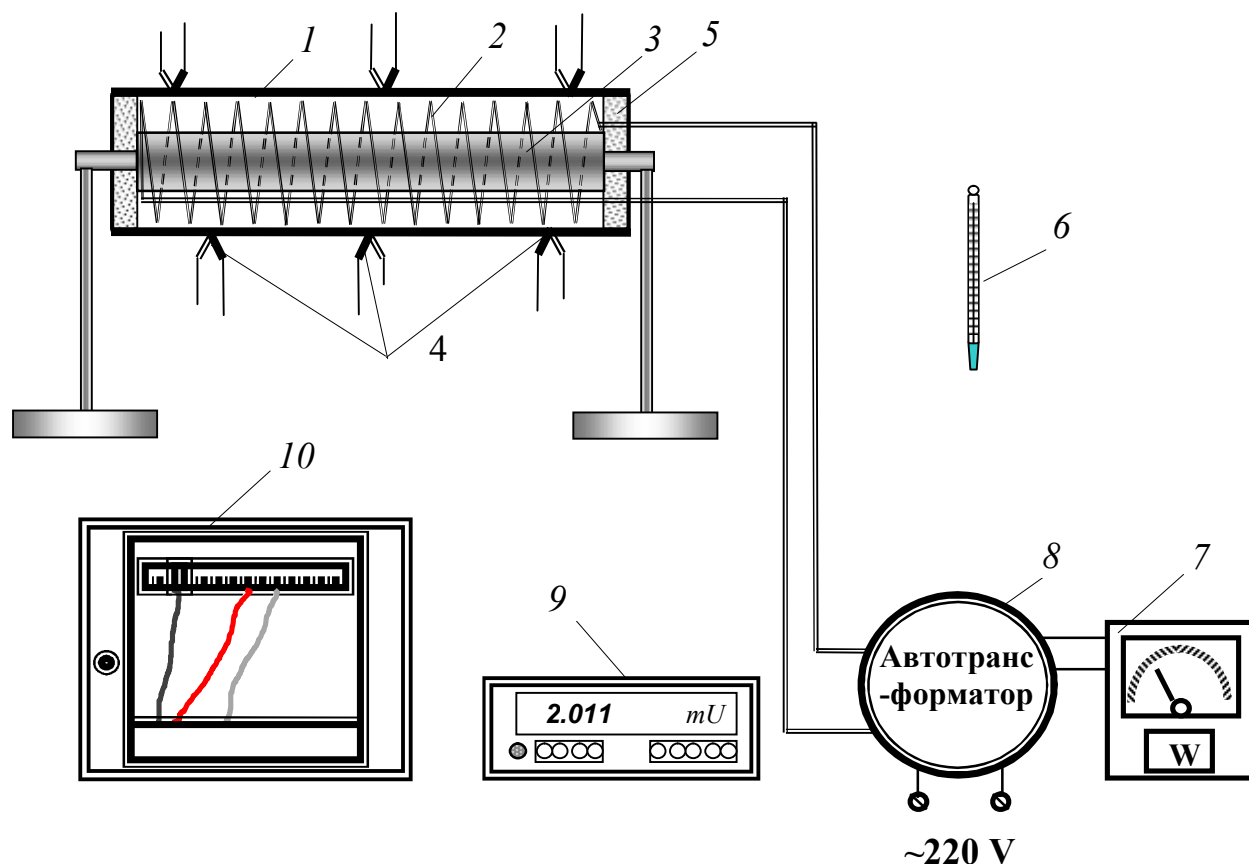


Рис.5.1.

Основним елементом дослідної установки є мідна горизонтальна труба 1 завдовжки  $L = 473$  мм та зовнішнім діаметром  $d = 50$  мм. Усередині труби знаходиться електричний нагрівник 2 з ніхромового дроту, що рівномірно намотаний на керамічну трубку 3 та закріплений на ній. Торці трубки закриті тепло- та електроізоляторами 5. Електронагрівник живиться від мережі змінного струму напругою 220 В через автотрансформатор 8, що дає можливість змінювати потужність, яка вимірюється ватметром 7.

Температура поверхні труби вимірюється шістьма хромель-копелевими термопарами 4, гарячі спаї яких розміщені рівномірно на поверхні труби. Температура повітря визначається за термометром 6, розміщеним у приміщенні лабораторії. Електроди термопар виведені до перемикача, за допомогою якого вони по чергову під'єднуються до цифрового вольтметра 9, яким вимірюють електрорушійну силу (ЕРС). Замість цифрового вольтметра може використовуватись шеститочковий автоматичний самописний потенціометр 10. Температура поверхні труби визначається за верхньою шкалою, а її значення записуються на діаграмній стрічці.

Для подальших розрахунків знаходять середню температуру за усталеного теплового режиму, тобто коли температура стінки перестає змінюватись з часом.

На стендах, де ЕРС термопар вимірюється цифровим вольтметром 9, середня температура стінки труби  $t_c$  визначається за градувальними таблицями хромель-копелевих термопар залежно від ЕРС, яку знаходять як в лабораторній роботі №1.

### Послідовність виконання роботи

Ознайомитися з описом установки. Підготувати табл. 5.2 для запису показань приладів.

Таблиця 5.2

Дослід	Виміри	Потужність, $W$ , Вт	ЕРС термопар, мВ	$\bar{t}_c, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$
1	1				
	2				
	3				
	4				
	5				
	6				

Установити задану викладачем потужність нагрівника. Після досягнення стаціонарного теплового режиму, про що свідчить постійність температури поверхні труби (температурні криві на діаграмній стрічці йдуть вертикально), тричі з інтервалом 5 хв. записати потужність нагрівника, температуру повітря та середню температуру поверхні труби.

Змінити потужність нагрівника, повторити експеримент, кількість дослідів задає викладач.

### Опрацювання результатів експериментів

Обробка дослідних даних складається з двох частин. У першій частині за експериментальними даними визначають коефіцієнти конвективної  $\alpha_k$ , променистої  $\alpha_{пр}$  і складної  $\alpha$  тепловіддачі, у другій — за методами теорії подібності отримують критеріальне рівняння (знаходять  $C$  і  $n$  у рівнянні 5.9) або визначають коефіцієнт конвективної тепловіддачі  $\alpha_k$  за відомим критеріальним рівнянням (за вказівкою викладача).

1. Визначають площу поверхні теплообміну (площу поверхні труби) за рівнянням  $F = \pi dL$ . Розміри труби наведені на стенді.

2. Для кожного дослідів визначають конвективний  $Q_k$ , променистий  $Q_{пр}$  і складний (сумарний)  $Q = \sum_{i=1}^n Q_i$  теплові потоки (рис.5.2). Оскільки між поверхнею трубки і повітрям відбувається складна тепловіддача, то за Усталеного теплового режиму

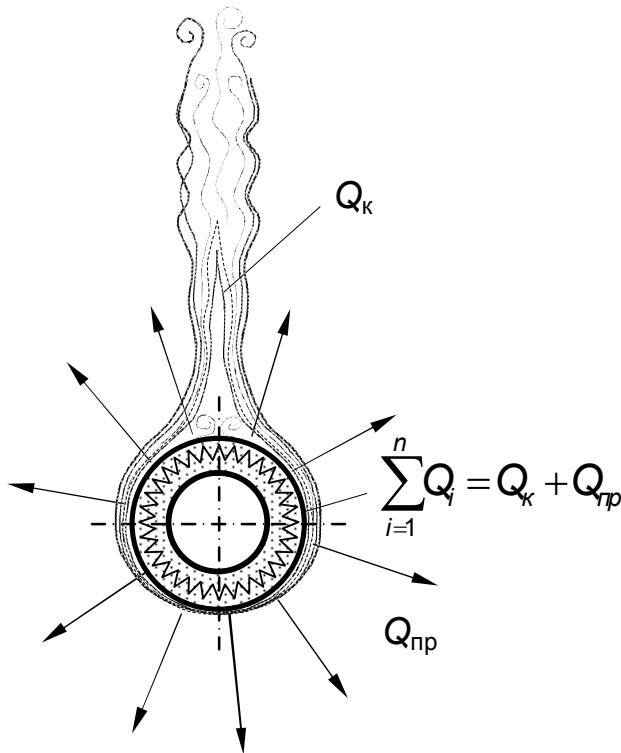


Рис.5.2

— мідної труби та  $F_{пр}$  — приміщення аудиторії треба обчислювати за формулою:

$$\varepsilon_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{тр}} + \frac{F_{тр}}{F_{пр}} \left( \frac{1}{\varepsilon_{пр}} - 1 \right)}, \quad (5.12)$$

але оскільки  $F_{тр} \ll F_{пр}$ , приймаємо  $\varepsilon_{зв} = \varepsilon_{тр}$  (указана на стенді);  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  — стала Стефана-Больцмана або  $C_0$  — коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла,  $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ ;  $T_c$  і  $T_n$  — абсолютна температура відповідно стінки труби та повітря, К.

5. Конвективний тепловий потік визначають з рівняння (5.10).

6. Коефіцієнти конвективної, променистої та складної (сумарної) тепловіддачі знаходять за рівнянням (4.1).

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i}{F(t_c - t_n)}, \quad \alpha_{пр} = \frac{Q_{пр}}{F(t_c - t_n)}, \quad \alpha_k = \frac{Q_k}{F(t_c - t_n)}, \quad (5.13)$$

Коефіцієнт складної тепловіддачі можна також знайти як суму коефіцієнтів променистої та конвективної тепловіддачі

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{пр}. \quad (5.14)$$

3. Сумарний тепловий потік  $Q_{\Sigma} = W$  (потужність електронагрівника, Вт).

4. Променистий тепловий потік  $Q_{пр}$  визначають за рівнянням, отриманим за законами Стефана-Больцмана і Кірхгофа

$$Q_{пр} = \varepsilon_{зв} \sigma F \left( (T_c)^4 - (T_n)^4 \right), \text{ або}$$

$$Q_{пр} = \varepsilon_{зв} C_0 F \left( \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \right),$$

де  $\varepsilon_{зв}$  — зведений ступінь чорноти системи поверхонь  $F_{тр}$

## 7. Результати розрахунків занести до табл.5.3 .

Таблиця 5.3

Номер досліджу	$t_c, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_n, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta t, \text{ K}$	$\Sigma Q, \text{ Вт}$	$Q_{\text{пр}}, \text{ Вт}$	$Q_k, \text{ Вт}$	$\alpha$	$\alpha_{\text{пр}}$	$\alpha_k$	Ra	$\lg Ra$	Nu	$\lg Nu$	n	C
							$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$								
1															
2															
3															

8. У другій частині результати експериментів представляють у вигляді критеріального рівняння. Для вільного руху повітря біля поверхні горизонтальної труби це рівняння має вигляд

$$Nu = C Ra^n.$$

9. Сталі  $C$  і  $n$  визначають за експериментальними даними. Для цього розраховують числа подібності Ra — Релея та Nu — Нуссельта за рівняннями (5.4) та (5.5). Теплофізичні властивості, що входять у числа подібності, визначають із табл. 5.4 за температурою повітря у лабораторії (визначальна температура). За визначальний розмір приймають зовнішній діаметр труби, оскільки вона розміщена горизонтально, і довжина труби не впливає на інтенсивність тепловіддачі.

Таблиця 5.4

Температура	Густина	Коеф. тепло-провідності	Коеф. температуро-провідності	Коеф. кинематичної в'язкості	Число Прандтля
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\lambda, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	$a, \text{ м}^2/\text{с}$	$\nu, \text{ м}^2/\text{с}$	Pr
10	1,247	0,0251	$20,0 \cdot 10^{-6}$	$14,16 \cdot 10^{-6}$	0,705
20	1,205	0,0259	$21,4 \cdot 10^{-6}$	$15,06 \cdot 10^{-6}$	0,703
30	1,165	0,0267	$22,9 \cdot 10^{-6}$	$16,00 \cdot 10^{-6}$	0,701
40	1,128	0,0276	$24,3 \cdot 10^{-6}$	$16,96 \cdot 10^{-6}$	0,699
50	1,093	0,0283	$25,7 \cdot 10^{-6}$	$17,95 \cdot 10^{-6}$	0,698

10. Будують графічну залежність  $\lg Nu = f(\lg Ra)$ . Масштаб беруть однаковий для  $\lg Nu$  та  $\lg Ra$ , та щоб відстань між точками для окремих режимів була не менше 3 см. Точки з'єднують. При дотриманні на лабораторному стенді усталеного режиму, з'єднані точки повинні мати вигляд зростаючої прямої лінії з кутовим коефіцієнтом  $\varphi$ .

11. Знаходять значення  $n = \text{tg } \varphi$ , як співвідношення

$$\text{tg } \varphi \approx \frac{a}{b} = \frac{\lg Nu_i - \lg Nu_1}{\lg Ra_i - \lg Ra_1}, \text{ (див. рис.5.3) .}$$

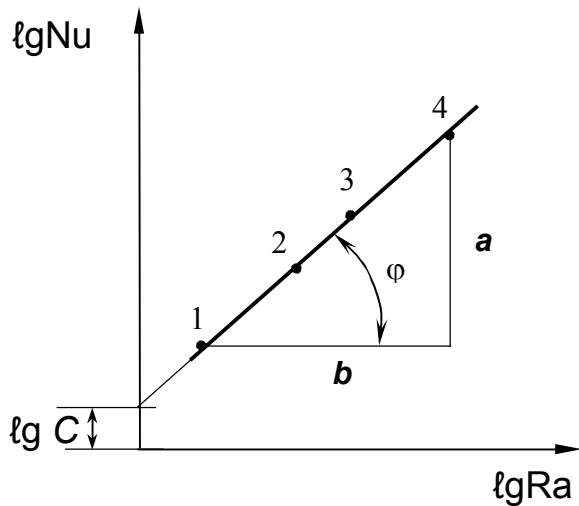


Рис.5.3

12. Стала  $c$  знаходиться за співвідношенням  $C = Nu/Ra^n$ . Значення  $Nu$  і  $Ra$  беруть для будь-якої точки прямої. Знайдені  $C$  і  $n$  порівнюють з даними табл.5.1.

### Визначення коефіцієнта конвективної тепловіддачі $\alpha_k$ за критеріальним рівнянням

1. Визначити режим вільноконвективного руху повітря. Для цього за рівнянням (5.4) розраховують критерій Релея.

Фізичні властивості повітря знаходять за табл.5.4 залежно від його температури у приміщенні. За визначальний розмір приймають зовнішній діаметр труби.

2. За табл.5.1 знаходять значення  $C$  і  $n$  та підставляють їх у критеріальне рівняння (5.9).

3. За отриманим критеріальним рівнянням розраховують критерій Нуссельта.

4. За критерієм Нуссельта визначають середній розрахунковий коефіцієнт конвективної тепловіддачі  $\bar{\alpha}_k$  (рівняння (4.5)).

5. Порівняти розрахунковий та дослідний коефіцієнти конвективної тепловіддачі.

### Похибка експериментального визначення коефіцієнта тепловіддачі

#### Приклад розрахунку.

Для прикладу візьмемо значення та їх абсолютні похибки:

$$W = 70 \text{ Вт}, \Delta W = 0,5 \text{ Вт};$$

$$\varepsilon = 0,40, \Delta\varepsilon = 0,1;$$

Відносна похибка сталої Стефана-Больцмана:

$$\delta\sigma = 5/5670 = 0,001;$$

$$d = 50, \Delta d = 0,2 \text{ мм};$$

$$L = 500 \text{ мм}, \Delta L = 1 \text{ мм};$$

$$t_c = 97, t_n = 17, \Delta t = 0,5^\circ\text{C}.$$

Площа труби та відносна похибка для площі дорівнює:

$$F_{\text{тр}} = \pi d l = \pi \cdot 0,05 \cdot 0,5 = 0,07854 \text{ м}^2,$$

$$\delta F_{\text{тр}} = \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta L}{L} = \frac{0,2}{50} + \frac{1}{500} = 0,006.$$

Значення теплових потоків за рахунок випромінювання  $Q_{\text{пр}}$  та конвекції  $Q_{\text{к}}$ :

$$Q_{\text{пр}} = \varepsilon \sigma F_{\text{тр}} (T_{\text{с}}^4 - T_{\text{п}}^4) = 0,4 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,07854 \left[ (97 + 273)^4 - (17 + 273)^4 \right] = 20,79 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{к}} = Q_{\Sigma} - Q_{\text{пр}} = 70 - 20,79 = 49,21 \text{ Вт}.$$

Абсолютні та відносні похибки дорівнюють:

$$\delta_{(T_{\text{с}}^4 - T_{\text{п}}^4)} = \frac{\Delta T_{\text{с}}^4 + \Delta T_{\text{п}}^4}{T_{\text{с}}^4 - T_{\text{п}}^4} = \frac{4\Delta t_{\text{с}} T_{\text{с}}^3 + 4\Delta t_{\text{п}} T_{\text{п}}^3}{T_{\text{с}}^4 - T_{\text{п}}^4} = \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 370^3 + 4 \cdot 0,5 \cdot 290^3}{370^4 - 290^4} = 0,0129; \quad =$$

$$\delta Q_{\text{пр}} = \frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} + \delta \sigma + \delta F_{\text{тр}} + \delta (T_{\text{с}}^4 - T_{\text{п}}^4) = \frac{0,01}{0,4} + 0,001 + 0,006 + 0,0129 = 0,0449 = 4,49\%;$$

$$\Delta Q_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}} \cdot \delta Q_{\text{пр}} = 20,79 \cdot 0,0449 = 0,9335 \text{ Вт};$$

$$\delta Q_{\text{к}} = \frac{\Delta W + \Delta Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{к}}} = \frac{0,5 + 0,9335}{49,21} = 0,0291 = 2,91\%.$$

Розрахункове значення коефіцієнта тепловіддачі та абсолютна і відносна похибки визначають з наступних рівнянь:

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{F_{\text{тр}} (t_{\text{с}} - t_{\text{п}})} = \frac{49,21}{0,07854 (97 - 17)} = 7,83 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$\delta_{(t_{\text{с}} - t_{\text{п}})} = \frac{0,5 + 0,5}{97 - 17} = 0,0125;$$

$$\delta_{\alpha_{\text{к}}} = \delta Q_{\text{к}} + \delta F_{\text{тр}} + \delta (t_{\text{с}} - t_{\text{п}}) = 0,0291 + 0,006 + 0,0125 = 0,0476 = 4,76\%;$$

$$\Delta \alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} \cdot \delta_{\alpha_{\text{к}}} = 7,83 \cdot 0,0476 = 0,373 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Значення коефіцієнта тепловіддачі дорівнює:

$$\alpha_{\text{к}} = 7,83 \pm 0,373 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

### Контрольні запитання

1. Що таке тепловіддача, види тепловіддачі?
2. Які існують види руху теплоносіїв?
3. Режими руху теплоносіїв та їх визначення.

4. Закон Ньютона для конвективної тепловіддачі. Пояснити усі величини, що входять до рівняння. Які фактори впливають на коефіцієнт конвективної тепловіддачі?

5. Критеріальне рівняння, що описує конвективну тепловіддачу за вільного руху теплоносіїв. Який фізичний зміст критеріїв, що входять до рівняння?

6. Що таке визначальні температура та лінійний розмір?

7. Основні елементи лабораторної установки та їх призначення.

8. У якій послідовності виконується лабораторна робота та опрацювання дослідних даних?

9. Графічне опрацювання дослідних даних.

## Лабораторна робота № 6

### ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ У ВИПАРНИКУ

**Мета роботи:** поглибити знання з теорії процесів теплопередачі у теплообмінних апаратах і тепловіддачі за конденсації пари і за кипіння рідини; ознайомитися з методом експериментального визначення коефіцієнта теплопередачі і коефіцієнта корисної дії у випарнику за різних теплових навантажень.

#### Основні теоретичні відомості

**Теплопередача** — це процес перенесення теплової енергії між двома теплоносіями, що мають різну температуру і розділені твердою стінкою. У лабораторній роботі цей процес вивчається на моделі випарника. *Випарник* — це теплообмінний апарат, у якому за рахунок теплоти, що виділяється під час конденсації пари, кипить вода і перетворюється на вторинну пару. Апарат, у якому випаровується будь-який розчин, називається випарним апаратом. Апарат, у якому тиск, за якого відбувається кипіння рідини, нижчий за атмосферний, називається вакуум-апаратом.

Випарники і випарні апарати використовуються у хімічній, харчовій, м'ясомолочній і мікробіологічній промисловості для згущення різних розчинів, в опріснювальних установках для отримання прісної води з морської, в теплоенергетиці для знесолення води, яка використовується для живлення парогенераторів.

У теплообмінних апаратах теплопередача складається із тепловіддачі від теплоносія з більшою температурою до стінки, теплопровідності стінки (стінок) і тепловіддачі від стінки до теплоносія з меншою температурою.



У пароводяному випарнику теплопередача відбувається внаслідок конвективної тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішніх стінок труб, теплопровідності стінок труб і шару накипу та конвективної тепловіддачі від внутрішньої поверхні стінок труб до киплячої води. Процеси конвективної тепловіддачі, що відбуваються у випарнику і супроводжуються зміною агрегатного стану теплоносіїв (конденсація, кипіння), суттєво відрізняються від процесів теплообміну без зміни агрегатного стану.

Теплопередачу розраховують за рівнянням теплопередачі

$$Q = kF\Delta\bar{t}, \quad (6.1)$$

де  $Q$  — тепловий потік між теплоносіями, Вт;  $F$  — площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;  $\Delta\bar{t}$  — температурний напір, К;  $k$  — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

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

Аналітичний зв'язок між коефіцієнтами теплопередачі  $k$ , тепловіддачі від теплоносія з більшою температурою до стінки  $\alpha_1$ , теплопровідності стінки  $\lambda$  та тепловіддачі від стінки до теплоносія з меншою температурою  $\alpha_2$  залежить від геометричної форми стінки, що розділяє теплоносії. Якщо між теплоносіями розміщена багат шарова плоска стінка, то цей зв'язок можна виразити рівнянням

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.2)$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  — коефіцієнти тепловіддачі відповідно від гріючого теплоносія до стінки та від стінки до теплоносія, що нагрівається, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_i$  — товщина  $i$ -го шару стінки, м;  $\lambda_i$  — коефіцієнт теплопровідності матеріалу  $i$ -го шару багат шарової стінки, Вт/(м·К).

Рівняння (6.2) можна використовувати і для круглих труб, якщо товщина стінок відносно невелика. За  $d_2/d_1 > 0,5$  похибка не перевищує 4 % ( $d_2$  — внутрішній, а  $d_1$  — зовнішній діаметри труби).

Величина, обернена до коефіцієнта теплопередачі, називається повним термічним опором теплопередачі. Як видно з рівняння (6.2),

термічний опір теплопередачі  $R$  являє собою суму часткових термічних опорів

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} = R_{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n R_{\lambda_i} + R_{\alpha_2}, \quad (6.3)$$

де  $R_{\alpha_1} = \frac{1}{\alpha_1}$  — термічний опір тепловіддачі від теплоносія з більшою

температурою до стінки,  $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{Вт}$ ;  $\sum_{i=1}^n R_{\lambda_i} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  — термічний опір

теплопровідності багатошарової плоскої стінки,  $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{Вт}$ ;  $R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_2}$  —

термічний опір тепловіддачі від стінки до теплоносія з меншою температурою,  $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{Вт}$ . Термічний опір – це падіння температури на одиницю густини теплового потоку.

Температурний напір  $\Delta t$  залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв біля поверхні теплообміну та від характеру зміни їх температур. На рис. 6.1 показано характерні криві зміни температур теплоносіїв у теплообмінних апаратах за різних схем руху:

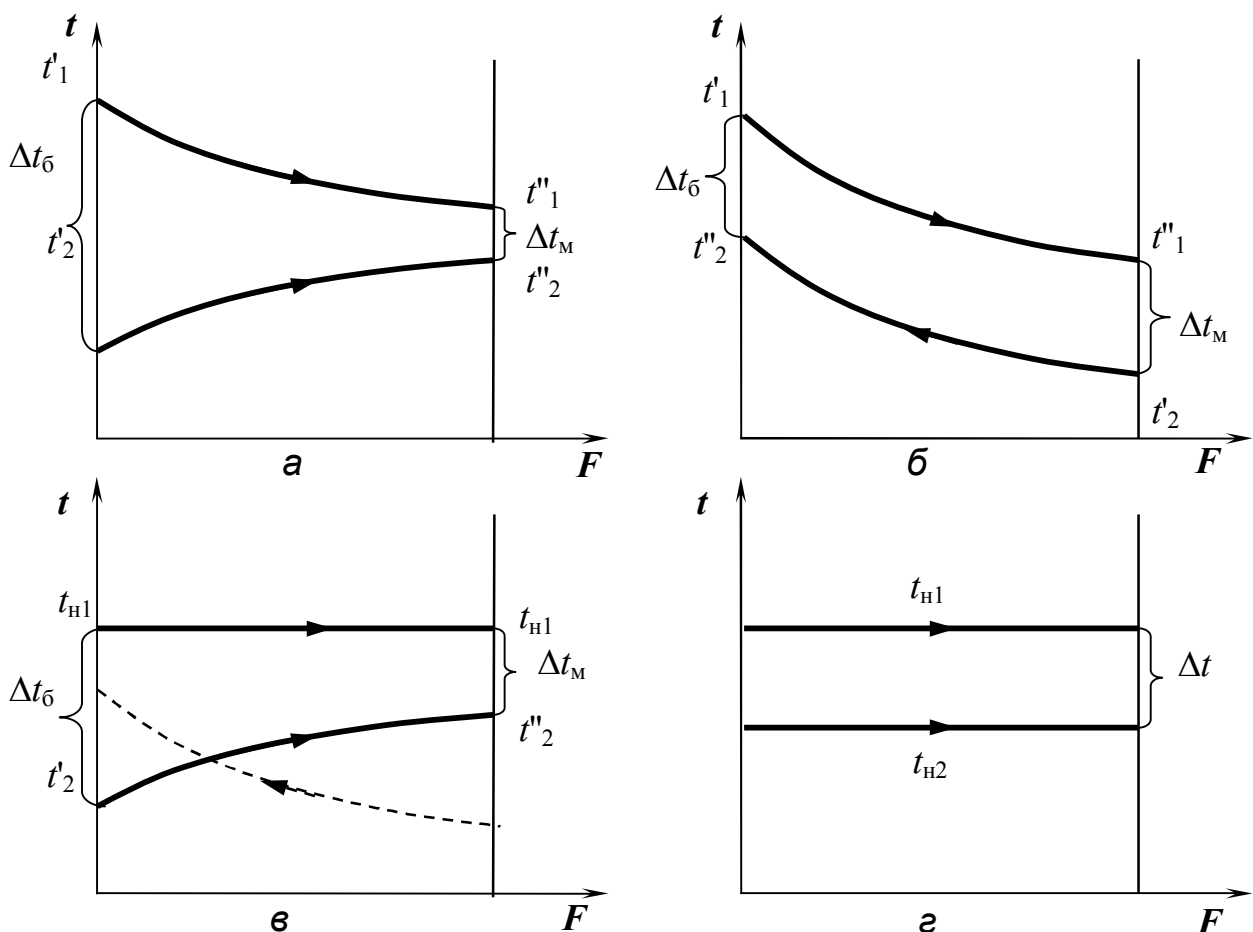


Рис. 7.1

*a* і *б* — для «прямотечії» і «протитечії», де температура обох однофазних теплоносіїв змінюється; *в* — для паро- та газорідинних теплообмінників, у яких температура одного з теплоносіїв не змінюється (конденсація пари, кипіння рідини); *г* — для випарників і випарних апаратів, де з обох сторін поверхні теплообміну відбуваються ізобарно-ізотермічні процеси конденсації пари та кипіння рідини.

Для кривих на рис. 6.1. *a*, *б*, *в* середній температурний напір знаходять як середньологарифмічне значення між найбільшою  $\Delta t_6$  та найменшою  $\Delta t_M$  різницями температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}$$

У випарних апаратах температурний напір визначають як різницю температур насичення грючої та вторинної пари, що утворюється у процесі кипіння рідини

$$\Delta t = t_{н1} - t_{н2}, \quad (6.4)$$

де  $t_{н1}$  та  $t_{н2}$  — температури насичення, які беруть із таблиць термодинамічних властивостей води і водяної пари за абсолютним тиском грючої і вторинної пари.

Коефіцієнт теплопередачі  $k$  і середній температурний напір  $\Delta \bar{t}$  необхідно визначати за будь-яких теплових розрахунків теплообмінних апаратів.

Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  у здебільшого визначають за критеріальними рівняннями для відповідних видів тепловіддачі або за емпіричними рівняннями, отриманими для окремих теплоносіїв. Термічний опір забруднень поверхні теплообміну (накип, сажа тощо) визначають за спеціальними методиками.

У пароводяному випарнику коефіцієнт конвективної тепловіддачі за конденсації сухої насиченої пари на зовнішній поверхні вертикальних труб  $\alpha_1$  можна знайти за критеріальними рівняннями, якщо режим руху плівки конденсату по поверхні ламінарний, або за аналітичною залежністю, отриманою Нуссельтом у 1916 р.

$$\alpha_1 = 0,943 \left( \frac{\lambda_p^3 r g (\rho_p - \rho_n)}{\nu_p (t_n - t_c) h} \right)^{0,25}, \quad (6.5)$$

де  $\lambda_p$  — коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К);  $r$  — теплота конденсації, Дж/кг;  $g$  — прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\rho_p, \rho_n$  — густина відповідно рідини та пари, кг/м<sup>3</sup>;  $\nu_p$  — кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м<sup>2</sup>/с;  $t_n, t_c$  — температура відповідно насичення пари та поверхні труби, °С;  $h$  — висота труби, м.

Рівняння (6.5) отримане за ряду спрощень, тому воно є наближеним.

Подальші експериментальні та теоретичні дослідження дали можливість уточнити це рівняння і для визначення коефіцієнта тепловіддачі можна користуватись формулою

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_1 \cdot \varepsilon_v \cdot \varepsilon_t, \quad (6.6)$$

де  $\bar{\alpha}_1$  — середній коефіцієнт тепловіддачі, розрахований за рівнянням Нуссельта (6.5), фізичні властивості конденсату і пари, що входять до цього рівняння, визначають за температурою насичення  $t_H$ ;  $\varepsilon_v$  — поправка, яка враховує збільшення інтенсивності тепловіддачі за рахунок утворення хвиль на поверхні плівки конденсату, що стікає по стінці (хвиляста плівка має меншу середню товщину, ніж плоска);  $\varepsilon_t$  — поправка, яка враховує залежність фізичних властивостей конденсату від температури і визначається за емпіричними рівняннями.

Крім факторів, що впливають із формул (6.5) і (6.6), на інтенсивність тепловіддачі за конденсації пари впливають і деякі додаткові фактори.

**Вологість пари.** За конденсації вологої насиченої пари тепловіддача нижча, ніж за конденсації сухої насиченої. Це зумовлене тим, що краплини рідини, які є у вологій парі, осаджуються на поверхні конденсатної плівки, збільшуючи її товщину, а отже і термічний опір.

Але, як показують досліди, за вологості пари < 20% її впливом на тепловіддачу можна нехтувати.

**Перегрів пари.** За конденсації перегрітої пари тепловіддача дещо вища. Це зумовлено тим, що, крім теплоти фазового перетворення, додатково виділяється теплота перегріву пари  $q_{\text{пер}}$ , для урахування якої у розрахункові рівняння замість теплоти конденсації  $r$  необхідно підставляти величину  $r' = r + q_{\text{пер}} = h - h'$ , де  $h$  та  $h'$  — ентальпії відповідно перегрітої пари та конденсату.

**Стан поверхні.** На шорстких поверхнях тепловіддача нижча, ніж на гладких. Це зумовлено додатковим опором течії плівки конденсату, що призводить до збільшення її товщини і термічного опору. На тепловіддачу значно впливає оксидна плівка на поверхні металу.

**Наявність неконденсованих газів.** Якщо у парі є повітря або інші гази, що не конденсуються, тепловіддача значно знижується. Це пов'язано з тим, що гази накопичуються біля поверхні теплообміну і перешкоджають доступу до неї пари. Досліди показують, що наявність у парі 1 % повітря зменшує тепловіддачу на 60 %. Тому під час експлуатації теплообмінних апаратів, у яких конденсується пара, необхідно передбачати видалення газів, що не конденсуються.

**Компоновка поверхні нагріву.** Під час проектування апаратів, у яких проходить конденсація пари, треба звертати увагу на розташування

поверхні нагріву. Воно повинне забезпечити найкращі умови для відведення конденсату. Тепловіддача на горизонтальних трубах відбувається з більшою інтенсивністю, ніж на вертикальних. Це зумовлене тим, що за горизонтального розміщення труб умови для відведення конденсату кращі і середня товщина плівки та її термічний опір менші.

Процес тепловіддачі під час кипіння рідини досить складний і його інтенсивність ( $\alpha_2$ ) залежить від багатьох факторів. Наведемо деякі з них.

1. Коефіцієнт тепловіддачі зростає зі збільшенням густини теплового потоку і тиску. Ця залежність характерна для усіх рідин, які змочують поверхню нагріву.

2. Інтенсивність тепловіддачі залежить від фізичних властивостей рідини: теплопровідності, в'язкості, густини, поверхневого натягу, крайового кута змочування та ін. Збільшення теплопровідності рідини інтенсифікує тепловіддачу, а збільшення в'язкості зменшує її.

3. Досліди свідчать, що інтенсивність тепловіддачі залежить від стану поверхні нагріву, її чистоти та матеріалу і практично не залежать від форми і розмірів.

4. Під час кипіння рідини за умов вимушеного руху тепловіддача залежить від швидкості руху (за відносно невеликих густин теплового потоку).

5. Під час кипіння рідини у трубах тепловіддача залежить від структури потоку і паровмісту суміші. У випарних апаратах і випарниках з вертикальними трубами тепловіддача залежить також від рівня рідини в апараті.

Коефіцієнт тепловіддачі під час кипіння рідини ( $\alpha_2$ ) розраховують за критеріальними рівняннями. Складність процесу та різні підходи до узагальнення дослідних даних зумовлюють значну кількість критеріальних рівнянь. А тому для розв'язання конкретної задачі, треба використовувати ті рівняння, які одержані за умов, що найбільш близькі до розрахункових. Наприклад, за кипіння рідини у вертикальних трубах часто використовують критеріальне рівняння Кичигіна -Тобілевича

$$Nu = 3,25 \cdot 10^{-4} Pe_B^{0,6} Ga^{0,125} K_p^{0,7},$$

де  $Nu = \frac{\alpha l_o}{\lambda}$  — критерій Нусельта;  $Pe_B = \frac{w_B l_o}{a_p}$  — критерій Пекле за

випаровування;  $Ga = \frac{g l_o^3}{\nu_p^2}$  — критерій Галілея;  $K_p = \frac{\rho l_o}{\sigma}$  — критерій, що

враховує вплив тиску на тепловіддачу під час кипіння. У критеріях

подібності:  $\ell_o = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} — визначальний лінійний розмір — величина, пропорційна діаметру парової бульбашки у момент відриву її від поверхні нагріву, м;  $w_b = \frac{q}{r\rho''} — зведена швидкість випаровування, м/с;  $q — густина теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;  $a_p — коефіцієнт температуропроводності рідини, м<sup>2</sup>/с;  $\sigma — коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;  $\lambda — коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К);  $g — прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.$$$$$$$

Теплофізичні параметри, що входять у критерії подібності, знаходять за температурою насичення (визначальна температура).

Для окремих рідин коефіцієнт тепловіддачі під час пухирчастого кипіння залежить лише від густини теплового потоку та від тиску. У зв'язку з цим для практичних розрахунків зручно користуватись емпіричними розмірними залежностями, отриманими або за дослідними даними, або за критеріальними рівняннями. Наприклад, для води, що кипить за тиску 0,1... 0,4 МПа

$$\alpha = 3,14 q^{0,7} p^{0,15},$$

$$\text{оскільки } q = \alpha \Delta t \quad \alpha = 33,4 \Delta t^{2,33} p^{0,5},$$

де  $p — абсолютний тиск, МПа;  $\Delta t = t_c - t_n — температурний напір, К;  $t_c — температура поверхні теплообміну, °С.$$$

### Опис дослідної установки та принцип її роботи

На рис.6.2 показана схема експериментальної установки для визначення коефіцієнта теплопередачі у випарнику.

Гріюча (первинна) пара надходить із парового котла (на схемі не показаний) через сепаратор 15 у гріючу камеру 14 випарника 1. Тиск пари регулюється вентилем 12 і вимірюється манометром 10.

Гріюча камера випарника складається із циліндричної обичайки 21, до якої приварені дві трубні решітки 9 і 16, у які впаяні кип'ятильні трубки 7 і центральна циркуляційна труба 8, що утворюють поверхню нагріву випарника, технічна характеристика якої наведена на стенді.

Перед дослідями випарник заповнюють водою із водопроводу вентиль 4. Для зливання води служить вентиль 18. Рівень води у випарнику задається керівником і контролюється за водомірним склом 13.

Первинна пара надходить у міжтрубний простір гріючої камери і конденсується на поверхні трубок, віддаючи теплоту фазового перетворення воді, яка заповнює усі кип'ятильні трубки, циркуляційну трубу і підтрубний простір 22 між нижньою трубою решіткою та днищем

випарника. За рахунок цієї теплоти вода у трубках кипить і пароводяна суміш піднімається у надтрубний (сепараційний) простір. Тут вода відокремлюється від пари і циркуляційною трубою опускається у підтрубний простір, звідки знову надходить у трубки. Таким чином у випарнику виникає безперервний природний рух пароводяної суміші. Цей рух зумовлений різницею густин пароводяної суміші у кип'ятильних трубах і в циркуляційній трубі. Густина пароводяної суміші у циркуляційній трубі більша, ніж у кип'ятильних трубах, що пов'язано з різним паровмістом.

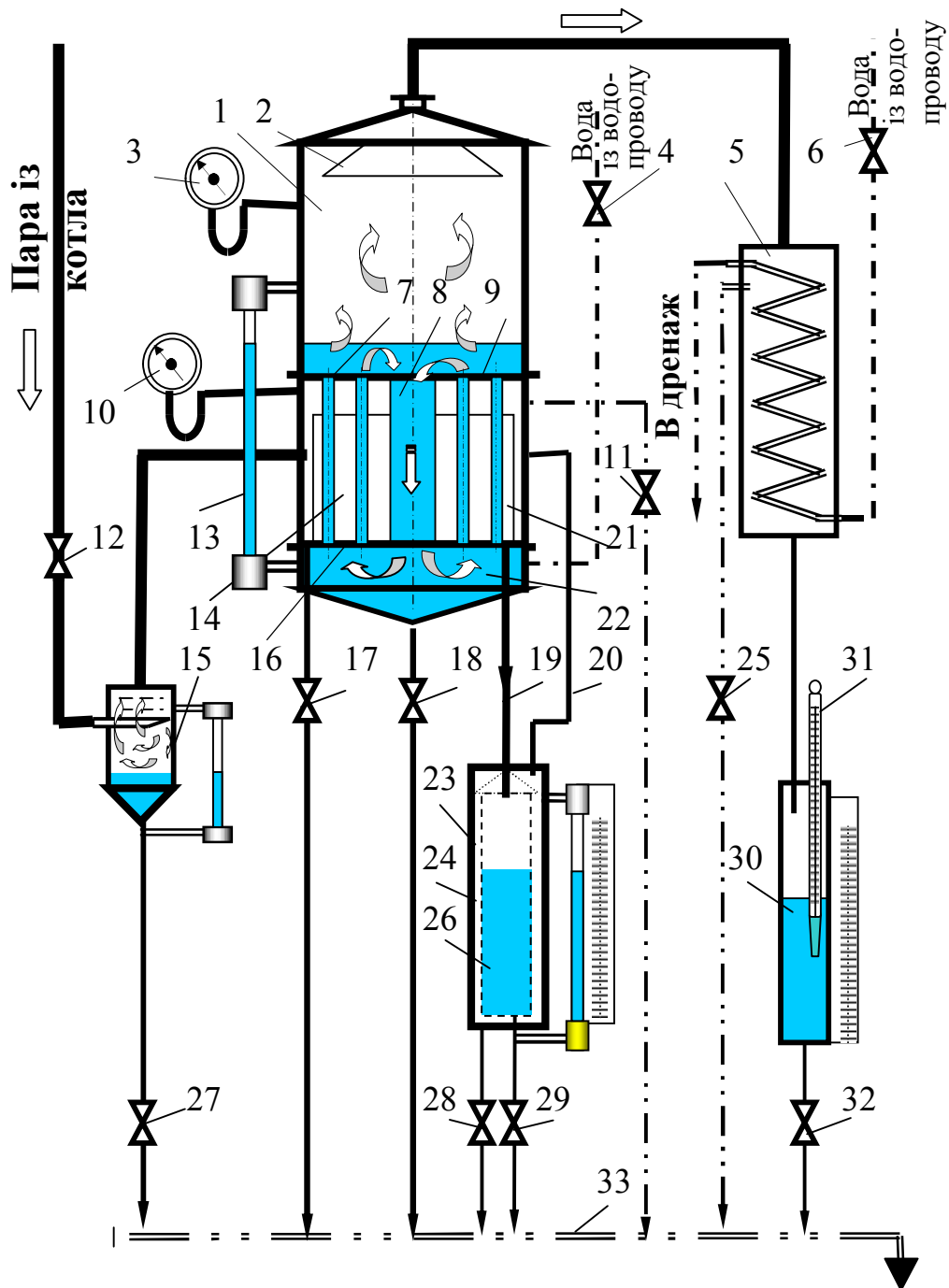


Рис.6.2

Конденсат гріючої пари, що утворюється на поверхні трубок, стікає на нижню трубну решітку і по трубі 19 відводиться у вимірник конденсату 23. Конденсат, що утворюється на стінках гріючої камери, стікає у простір між стінками і стаканом 21, звідки через вентиль 17 відводиться у дренаж.

Вимірник конденсату 23 являє собою циліндричний стакан 26, який для запобігання теплообміну з навколишнім середовищем вміщено у парову оболонку 24, сполучену з гріючою камерою трубкою 20. Температура всередині і ззовні вимірника однакова, що виключає можливість конденсації у ньому пари. Трубка 20 забезпечує також вільне відведення конденсату із гріючої камери. Конденсат періодично зливається із вимірника і парової оболонки через вентиля 28 і 29.

Гази, що не конденсуються, відводяться із гріючої камери разом з частиною пари через вентиль 11.

Вторинна пара, що утворюється під час кипіння води, підіймається у надтрубному просторі, проходить через сепаратор 2 і відводиться у конденсатор 5. Тиск вторинної пари вимірюється манометром 3. У конденсаторі пара конденсується на зовнішній поверхні зміювика, через який проходить холодна вода з водопроводу. Витрату води регулюють вентилям 6. Гази, що не конденсуються, відводяться із конденсатора через вентиль 25. Конденсат стікає у вимірник об'єму конденсату вторинної пари 30. Температура конденсату вимірюється термометром 31. Із вимірника конденсат періодично зливається через вентиль 32 у дренажну трубу 33.

### **Послідовність проведення дослідів**

1. Отримати у керівника завдання.
2. Ознайомитися з вимірювальними приладами та визначити ціну поділки шкали кожного з них.
3. За допомогою вентиля 4 заповнити випарник водою до рівня, заданого керівником. Під час дослідів потрібно підтримувати постійний рівень, добавляючи воду у випарник.
4. Відкрити вентиль 6 для подавання охолодної води у конденсатор вторинної пари.
5. Відкрити вентиль 12 для подавання гріючої пари у випарник і встановити тиск пари, що відповідає першому режиму роботи. Під час дослідів треба підтримувати сталий тиск.
6. Продути через вентиль 27 сепаратор 15. Продування закінчити, коли із дренажної трубки 31 з'явиться пара.
7. Аналогічно продути гріючу камеру та парову оболонку вимірника 23 за допомогою вентилів 17 і 28.



8. Відкрити на  $\frac{1}{4}$  оберта вентилі 11 і 25 для видалення із гріючої камери 14 та із конденсатора 5 газів, що не конденсуються. Видалення газів проводити перед кожним дослідом.

9. Злити конденсат із вимірників 23 та 30, для чого відкрити вентилі 29 і 32.

10. Закрити вентилі 29 і 32 і, коли у вимірниках з'явиться конденсат, увімкнути секундомір, одночасно записавши у журнал спостережень початковий об'єм конденсату у кожному вимірнику.

11. Після закінчення часу першого дослідів (задається керівником) записати кінцевий об'єм конденсату. Об'єм конденсату у сантиметрах кубічних, який утворився за час дослідів, визначається як різниця між кінцевим і початковим об'ємами конденсату у вимірнику.

12. Якщо вимірники не заповнені конденсатом, дослід повторити, не зливаючи його. В іншому випадку злити конденсат із вимірників і, не змінюючи режим, повторити дослід. У процесі кожного дослідів записувати у журнал спостережень тиск гріючої пари за манометром 10, тиск вторинної пари за манометром 3 і температуру конденсату вторинної пари у вимірнику 30 – за термометром 31.

13. Аналогічно провести дослідів за інших режимів, змінивши тиск гріючої пари.

14. Після закінчення останнього дослідів:

- а) закрити вентиль 12 для припинення подавання пари у випарник;
- б) закрити вентиль 6 для припинення подавання води у конденсатор;
- в) злити конденсат із вимірників;
- г) розпочати опрацювання результатів дослідів.

### **Опрацювання результатів дослідів**

1. Розрахувати абсолютні тиски гріючої та вторинної пари і за табл.6.3 термодинамічних властивостей води і водяної пари визначити усі необхідні параметри пари та конденсатів.

2. Обчислити середні значення дослідних даних та занести їх у табл. 6.1.

3. Коефіцієнт теплопередачі від пари, що конденсується, до киплячої води визначити за рівнянням теплопередачі (6.1)

$$k = Q_1 / (F \cdot \Delta t),$$

де  $Q_1$  — тепловий потік від гріючої пари до киплячої води, кВт;  $\Delta t$  — температурний напір, К;  $F$  — площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>.



4. Тепловий потік  $Q_1$  розрахувати за масовою витратою конденсату гріючої пари

$$Q_1 = G_1(h_p - h_k),$$

де  $G_1$  — масова витрата конденсату, кг/с;  $h_p$ ,  $h_k$  — ентальпії відповідно гріючої пари і конденсату, кДж/кг.

5. Масову витрату конденсату  $G_1$  розрахувати за об'ємом конденсату, визначеним у дослідах

$$G_1 = \frac{V_1}{\tau v_1},$$

де  $V_1$  — об'єм конденсату гріючої пари за час досліду, м<sup>3</sup>;  $\tau$  — час досліду, с;  $v_1$  — питомий об'єм конденсату, м<sup>3</sup>/кг.

6. Площу поверхні теплообміну розраховують за її технічними характеристиками (на стенді)

$$F = \pi \ell (nd + D),$$

де  $\ell$  — активна довжина труб, м;  $n$  і  $d$  — відповідно кількість кип'ятильних труб та їх середній діаметр, м;  $D$  — середній діаметр циркуляційної труби, м.

Температурний напір  $\Delta t$  знаходять за рівнянням (6.4) як різницю температур насичення гріючої та вторинної пари.

7. Тепловий потік  $Q_2$ , що виникає під час конденсації вторинної пари, визначають за масовою витратою конденсату вторинної пари  $G_2$

$$Q_2 = G_2 r_2,$$

де  $G_2$  — масова витрата, кг/с;  $r_2$  — теплота пароутворення за тиску вторинної пари, кДж/кг,

$$G_2 = \frac{V_2}{\tau v_2},$$

де  $V_2$  — середній об'єм конденсату вторинної пари за час досліду, м<sup>3</sup>;  $\tau$  — час досліду, с;  $v_2$  — питомий об'єм конденсату вторинної пари, м<sup>3</sup>/кг.

Конденсат вторинної пари має температуру  $t_k$ , меншу за температуру насичення  $t_{н2}$ , а тому його питомий об'єм визначають за абсолютним тиском вторинної пари  $p_2$  і температурою конденсату у вимірнику  $t_k$  (табл.7.4).

8. Коефіцієнт корисної дії випарника визначають як відношення теплових потоків  $Q_2$  та  $Q_1$

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} 100 \%$$

9. Для кожного режиму розрахувати коефіцієнт теплопередачі і коефіцієнт корисної дії випарника. Дані занести до табл. 6.2.

Таблиця 6.2

Режим	$\Delta t$ , К	$Q_1$ , кВт	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$Q_2$ , кВт	$\eta$ , %
1					
2					
3					

10. Побудувати графіки залежностей  $k = f(\Delta t)$  та  $\eta = f(\Delta t)$ , проаналізувати їх і звернути увагу на фактори, що впливають на коефіцієнт теплопередачі.

### Контрольні запитання

1. Схема експериментальної установки. Призначення та будова елементів установки. Принцип дії випарника.

2. Розрахункове рівняння теплопередачі. Фізичний зміст та одиниці вимірювання величин, що входять до рівняння.

3. Який зв'язок між коефіцієнтом теплопередачі та частковими термічними опорами? Пояснити величини, що входять до рівняння.

4. Як визначають середній температурний напір між теплоносіями у різних теплообмінних апаратах? Графіки зміни температур теплоносіїв.

5. Конденсація пари. Види та умови конденсації. Як визначають коефіцієнт тепловіддачі за конденсації пари; фактори, що на нього впливають?

6. Кипіння рідини. Режими кипіння. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від температурного напору  $\Delta t = t_c - t_{н2}$ . Визначення коефіцієнта тепловіддачі та фактори, що впливають на  $\alpha_2$ .

7. Які розрахункові співвідношення використовуються у лабораторній роботі?

8. Зобразити процеси зміни стану води, гріючої та вторинної пари на схемі  $T-s$  — діаграми.

9. Як визначаються параметри води і водяної пари у лабораторній роботі? Позначення та одиниці вимірювання цих параметрів.

10. Яка послідовність виконання лабораторної роботи?

Термодинамічні властивості води і водяної пари у стані насичення (аргумент — тиск)

Таблиця 6.3

$p$ , бар	$t_n$ , °C	$\nu' \cdot 10^6$ , м <sup>3</sup> /кг	$h'$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг
0,90	96,71	1041,2	405,21	2671,1	2265,9
0,95	98,20	1042,3	411,49	2673,5	2262,0
1,00	99,63	1043,4	417,51	2675,7	2258,2
1,10	102,32	1045,5	428,84	2680,0	2251,2
1,20	104,81	1047,6	439,36	2683,8	2244,4
1,30	107,13	1049,5	449,19	2687,4	2238,2
1,40	109,32	1051,3	458,42	2690,8	2232,4
1,50	111,37	1053,0	467,13	2693,9	2226,8
1,60	113,32	1054,7	475,38	2696,8	2221,4
1,70	115,17	1056,3	483,22	2699,5	2216,3
1,80	116,93	1057,9	490,70	2702,1	2211,4
1,90	118,62	1059,4	497,85	2704,6	2206,8
2,00	120,23	1060,8	504,70	2706,9	2202,2

Питомий об'єм некиплячої води за тиску  $p = 1$  бар

Таблиця 6.4

$t$ , °C	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>3</sup> /кг	1001,0	1001,7	1003,0	1004,3	1006,1	1007,8	1009,9	1012,1	1014,6	1017,1	1019,9

## Лабораторна робота 7

### АНАЛІЗ ДИМОВИХ ГАЗІВ РУЧНИМ ХІМІЧНИМ ГАЗОАНАЛІЗАТОРОМ

**Мета роботи:** визначити склад димових газів, обчислити коефіцієнт надлишку повітря у процесі горіння палива, оцінити ефективність процесу горіння, дати характеристику димових газів як газової суміші.

#### Теоретичні відомості

У котельних підприємствах харчової промисловості, як паливо, використовують природний газ, мазут, зрідка кам'яне вугілля та буре вугілля, залишки переробки зерна – лузгу та лушпиння .

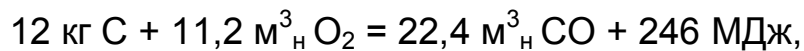
Склад палива визначають, аналізуючи середню пробу даної партії, і виражають у вигляді відсоткового розподілу компонентів у масі твердого і рідкого палива чи в об'ємі газоподібного палива. Паливо, що в будь-якому вигляді надходить для горіння в топку, називається робочим, а його склад – складом робочої маси:

$$C^p + H^p + S^p_{\text{л}} + N^p + O^p + A^p + W^p = 100 \%,$$

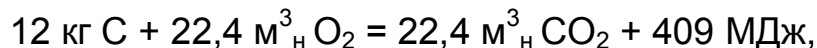
Де  $C^p$  – вуглець,  $H^p$  – водень і  $S^p_{\text{л}}$  – летка сірка (органічна, елементна і колчеданна) – горючі компоненти твердого і рідкого палива;  $N^p$  – азот і  $O^p$  – кисень – внутрішній баласт;  $A^p$  – зола ( негорючі мінеральні речовини ) і  $W^p$  – волога – зовнішній баласт палива.

Газове паливо не містить золи, а його склад наводять на суху масу.

Горіння палива – це окиснення його горючих компонентів киснем повітря. Горіння називають повним, якщо окиснюються всі горючі компоненти, і завершеним – якщо окиснення проходить до кінця і утворюються найвищі окиси. Наприклад, незавершене горіння вуглецю



завершене горіння



У разі незавершеного горіння виділяється на 40 % менше теплоти.

У разі завершеного спалювання 2 кг водню виділяється 242 МДж, а 32 кг сірки – 297 МДж теплоти.

На основі реакцій горіння можна обчислити теоретичний об'єм повітря, необхідний для спалювання горючих компонентів палива. Наприклад, теоретичний об'єм повітря для спалювання 1 кг вуглецю становить

$$V^0 = 22,4 / (12 \cdot 0,21) = 8,9 \text{ м}^3_{\text{н}} / \text{кг},$$

де 0,21 – об'ємна частка кисню в повітрі. Індекс „н” в одиниці вимірювання об'єму вказує, що він взятий за нормальних фізичних умов ( $t=0^\circ\text{C}$  та  $p_6= 101,3 \text{ кПа}$  ).

Аналогічно підраховують об'єм повітря, необхідний для спалювання інших горючих компонентів палива. Підсумовуючи одержані об'єми,

знаходимо теоретичний об'єм повітря, необхідний для згорання 1 кг твердого чи рідкого палива або  $1 \text{ м}^3_{\text{н}}$  газового палива.

$$V^0 = 0,0889 ( C^p + 0,375 S^p_{\text{л}} ) + 0,265 H^p - 0,0333 O^p, \text{ м}^3_{\text{н}} / \text{кг},$$

$$V^0 = 0,0476 ( 2 \text{ CH}_4 + 3,5 \text{ C}_2\text{H}_6 + 5 \text{ C}_3\text{H}_8 + 6,5 \text{ C}_4\text{H}_{10} + 8 \text{ C}_5\text{H}_{12} + 0,5 \text{ H}_2 + 1,5 \text{ H}_2\text{S} + 0,5 \text{ CO} - \text{O}_2 ), \text{ м}^3_{\text{н}} / \text{м}^3_{\text{н}}.$$

Через нерівномірний розподіл повітря в зоні горіння і недосконалість його перемішування з горючими компонентами палива доводиться подавати в топку більше повітря, ніж це виходить з реакції горіння.

Відношення дійсного об'єму повітря до теоретично необхідного об'єму називається коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha = V/V^0$ .

При спалюванні природного газу і мазуту  $\alpha = 1,05 \dots 1,25$ . При горінні твердого палива  $\alpha = 1,2 \dots 1,7$ . Для твердого палива коефіцієнт  $\alpha$  беруть тим більший, чим крупніші частинки палива і чим менший вміст у паливі легких горючих речовин, які згоряють у газоподібному стані. Для шарових топко коефіцієнт  $\alpha$  більший, ніж для факельних.

Топки і газоходи парового котла працюють з невеликим розрідженням, щоб димові гази не потрапляли в приміщення котельної. Через нещільність в обмуровці, дверцях, в лючках відбувається всмоктування повітря і вздовж шляху руху газів підвищення коефіцієнта надлишку повітря на  $\Delta\alpha = 0,05 \dots 0,1$  для топки і кожного з газоходів. Фактичне значення коефіцієнта надлишку повітря впливає на ефективність роботи топки і всього котельного агрегату, який характеризується величиною ККД бруто котлоагрегату:

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = q_1 = 100 - ( q_2 + q_3 + q_4 + q_5 ),$$

де  $q_2$ ,  $q_3$ ,  $q_4$  та  $q_5$  – відповідно втрати теплоти у відсотках з відхідними димовими газами, за рахунок хімічного недопалу, за рахунок механічного недопалу та зовнішнього охолодження котлоагрегату;  $q_1$  – корисна теплота, що в вигляді пари або гарячої води отримана на виході з котлоагрегату,  $q_1 = \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}$ . Вся наявна тепла, що надходить до топки, приймається за 100 %.

Втрата теплоти з відхідними газами  $q_2$  відповідає різниці між ентальпіями продуктів згорання, що виходять з котлоагрегату, і повітря, що надходить в агрегат. На нагрівання надлишкової кількості повітря

марно витрачається частина палива. Тому присмоктування повітря повинно бути зведене до мінімуму.

*Втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння  $q_3$*  виникає за нестачі повітря, що надходить на горіння, за незадовільного перемішування повітря з паливом або при низькому рівні температур у топці. Втрата теплоти  $q_3$  має місце, якщо у димових газах містяться горючі компоненти: CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> та ін. З них найменш активним до окиснення є CO, тому за його вмістом у димових газах роблять висновок про значення  $q_3$ . Втрата  $q_3$  відповідає кількості теплоти, яка виділилася б у разі повного окиснення в топці котлоагрегату всіх горючих компонентів, що є в димових газах.

Значення втрат за рахунок *механічного недопалу  $q_4$*  визначають за вмістом горючих компонентів у вогнищевих залишках.

Надмірна подача повітря призводить до зниження температури в топці і зменшення інтенсивності процесу горіння, зростають  $q_2$  і  $q_4$  (збільшуються втрати з виносом), але знижується  $q_3$ .

Для кожної топки, залежно від виду палива і навантаження котлоагрегату, є оптимальне значення *коефіцієнта надлишку повітря* —  $\alpha$ , за якого сума втрат теплоти буде мінімальною.

Значення  $\alpha$  можна знайти, якщо відомий склад продуктів згоряння,

$$\alpha = 1 / [1 - 3,76 ( O_2 - 0,5 CO ) / N_2], \quad (7.1)$$

де O<sub>2</sub>, CO та N<sub>2</sub> – відсотковий вміст кисню, окислу вуглецю та азоту в об'ємі димових газів; 3,76=N<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>=79/21 – відношення об'ємних вмістів азоту та кисню в атмосферному повітрі;

$$N_2 = 100 - RO_2 - O_2 - CO, \quad (7.2)$$

через RO<sub>2</sub> позначена сума кислих триатомних газів CO<sub>2</sub>+SO<sub>2</sub>+NO<sub>2</sub>

За повного і завершеного згоряння палива CO = 0 і

$$\alpha = 1 / (1 - 3,76 O_2 / N_2). \quad (7.3)$$

Великі котельні установки комплектуються безперервно діючими автоматичними газоаналізаторами, малі – ручними переносними. Ручні хімічні газоаналізатори використовуються також для перевірки автоматичних.

Найкращим методом визначення складу продуктів горіння і складу газоподібного палива є газова хроматографія (основний метод аналізу



складних газових сумішей), що характеризується високою чутливістю і точністю визначення та простотою і доступністю апаратури.

При випробуваннях застосовуються як закордонні, так вітчизняні переносні автоматичні газоаналізатори з електрохімічними датчиками, що дають можливість визначати вміст компонентів газової суміші. Крім визначення складу відхідних газів прилад розраховує складові теплового балансу і дані виводяться на дисплей та дані друкує на стрічку. Прилади оснащені відсмоктувальними пристроями та автономними джерелами живлення. Датчики розраховані на один-два роки роботи.

Для відбору проб продуктів горіння при температурі газу, вищій як 400 °С, належить використовувати мідні або сталеві трубки з водяним охолодженням, тому що при більш високій температурі можливе догорання в трубці компонентів, що не згоріли раніше.

### **Схема і опис лабораторної установки**

Газооб'ємний (волюмометричний) метод газового аналізу побудований на вимірюванні зміну об'єму проби газу, що аналізується в результаті реакції абсорбції при контакті газу з реактивом, який вибірково взаємодіє тільки з одним компонентом суміші (чи групою однорідних компонентів). Поглинальні реактиви зазвичай застосовують у вигляді розчинів. У розчинах залишаються і продукти реакції, а об'єм газової суміші зменшується на об'єм компонента, що прореагував.

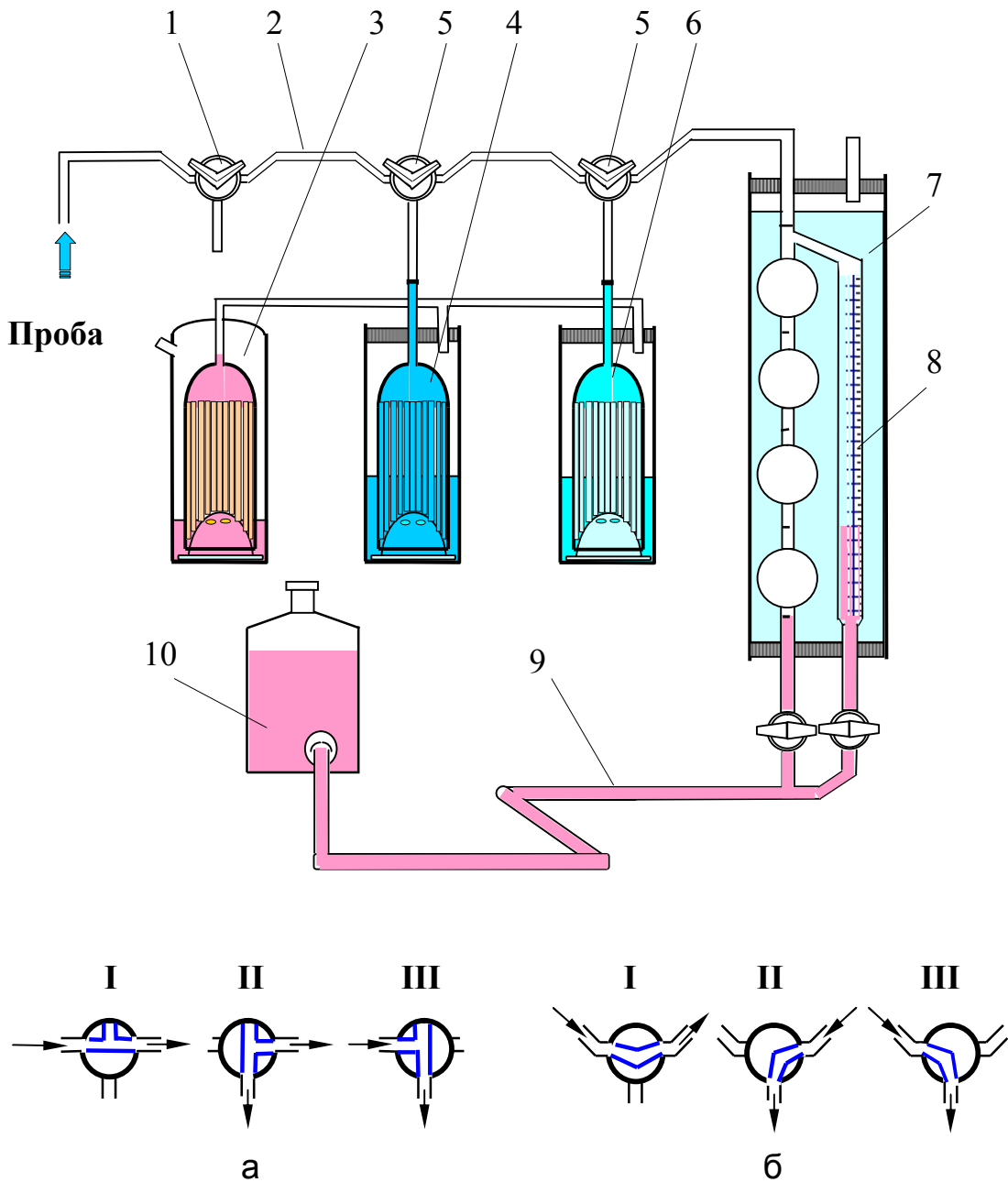
Лабораторна установка (рисунок) містить джерело димових газів (на рисунку не показано) та переносний хімічний газоаналізатор КГА 2-1 (комплект для газового аналізу).

Комплект складається з футляра, що має елементи кріплення, двох поглинальних посудин контактного типу 4 і 6, бюретки 8 у захисному циліндрі 7, гребінки 2, що з'єднує поглинальні посудини та бюретку, зрівнювальної склянки 10, триходових і серпоподібних кранів 1 і 5.

Скляні частини установки з'єднані між собою еластичними гумовими трубками. Бюретка 8 використовується для вимірювання об'ємів газу. Вона має дві градуйовані вертикальні трубки зі спаяними верхівками і один загальний капіляр з нульовою позначкою в місці спаю.

Права частина бюретки місткістю 21 мл проградуйована по всій довжині (ціна поділки 0,05 мл). Ліва частина місткістю 80 мл циліндричними перетисками поділена на чотири рівні частини місткістю по 20 мл кожна. Позначки 20, 40, 60, 80 мл нанесені на перетисках, вгору та до низу від цих позначок у межах перетисків нанесені чотири позначки по 0,05 мл. Бюретка градуйована по нижньому краю меніска.

Нижні кінці бюретки 8 з'єднані за допомогою гумових трубок, двох кранів і переходника 9 із зрівнювальною склянкою 10, що використовується для створення розрідження в бюретці під час набирання газової суміші та прокачування суміші крізь поглинальні посудини.



Для охолодження газової суміші до кімнатної температури та для запобігання різким температурним впливам навколишнього середовища бюретка розміщена в скляному циліндрі 7, що закритий гумовою пробкою і заповнений водою.

З метою полегшення заміру об'єму газу та підвищення точності вимірів задня стінка циліндра виконана матовою, при цьому меніск рідини в бюретці стає чіткішим.

Поглиналильні посудини 4 та 6 для збільшення активної поверхні контакту газової суміші з реактивами заповнені тонкостінними скляними трубочками (зовнішній діаметр 4,4 , товщина стінки 0,45 мм). Внутрішній балон служить для приймання та поглинання реактивом газу, зовнішній – для приймання реактиву, що витісняється під час набирання газу.

Дерев'яний футляр має висувні бокові кришки з каркасом для кріплення всіх інших частин приладу. Дно футляра вкрито склом, щоб запобігти псуванню дерева при використанні розчинів.

Для запобігання контакту реактивів з атмосферним повітрям на вільний кінець трубки, що з'єднує зовнішні балони поглиналильних посудин, надівають гумовий мішечок. Мішечок може бути замінений гідравлічним затвором 3 (цю посудину заповнюють підкисленою водою).

На поверхню пробок триходових 1 або серповидних 5 кранів (діаметр прохідного отвору 2,5 мм) нанесений тонкий шар мастила (безводний ланолін, вакуумне мастило чи технічний вазелін ). Роботу цих кранів показано на схемі установки. Триходовий кран (а) дає можливість проводити три види операцій: відбір газу (положення I), викид газу (положення II) та аналіз газу (положення III). Аналогічно працюють серповидні крани (б).

Зрівнювальна склянка 10 заповнена запірною рідиною. Як запірна рідина використовується переважно водний насичений розчин  $\text{CaCl}_2$  (він не висихає та не залишає нальоту на деталях ).

Розчин підкислюють  $\text{H}_2\text{SO}_4$  та додають метилоранжевий барвник, який надає запірній рідині рожевого кольору. Із забарвленою рідиною зручніше проводити всі відліки та виміри, а за кольором рідини – контролювати збереження кислотності. У разі випадкового потрапляння лужного розчину з поглиналильних посудин у бюретку колір запірної рідини стане жовтим. Така рідина буде поглинати  $\text{CO}_2$ , що викривить результати аналізу. У разі втрати розчином кислотності запірну рідину треба замінити. Переводити газ у поглиналильну посудину та назад треба обережно, не допускаючи потрапляння поглиналильних розчинів у крани та у з'єднувальну систему.

Розміщення поглиналильних посудин зліва від вимірювальної бюретки повинно відповідати порядку визначення окремих компонентів газу.

Для поглинання триатомних газів  $RO_2$  ближча до бюретки поглинальна посудина 6 заповнена прозорим водним розчином  $KOH$ . Наступна посудина 4 використовується для поглинання  $O_2$ . Вона заповнена темним розчином пірогалолу  $C_6H_3(OH)_3$  в  $KOH$ . У футлярі газоаналізатора є місце ще для двох посудин. Іноді використовують третю поглинальну посудину з аміачним розчином хлориду одновалентної міді  $CuCl$  або ж з  $\beta$ -нафтолом для поглинання  $CO$ .

Реактиви на  $CO$  швидко насичуються, і їх застосування не забезпечує достатньої надійності вимірювань. Крім того, лужний розчин пірогалолу може виділяти  $CO$ , що при малих концентраціях  $CO$  завищує його справжній вміст у пробі. Тому часто вміст  $CO$  визначають шляхом розрахунку.

Якщо  $q_3 < 2\%$ , припускають, що вона визначається лише одним компонентом  $CO$ , який має низьку здатність до окиснення. Це припущення неприйнятне за неповного згоряння природного газу, де в димових газах є незгорілі вуглеводні та продукти їх розкладу.

Розрахунковим шляхом вміст  $CO$  знаходять за формулою:

$$CO = [21 - O_2 - RO_2 (1 + \beta)] / (0,605 + \beta), \quad (7.3)$$

де  $\beta$  – безрозмірна хімічна характеристика палива.

$$\beta = 0,005 + 2,37 (H^p - 0,126 O^p) / (C^p + 0,375 S^p_{п}) \quad (7.4)$$

Приклади значень  $\beta$  для різного палива : дрова — 0,038, торф — 0,073, вугілля Т — 0,104, вугілля АРШ — 0,041, мазут — 0,320, природний газ — 0,336.

Розрахункове визначення  $CO$  надійне за незначної неповноти згоряння, коли помітної кількості  $H_2$  і  $CH_4$  у димових газах не буває. У разі значної неповноти згоряння ( $r_{CO} > 0,01$ ) необхідно проводити повний хімічний аналіз димових газів. Зниження вмісту  $CO_2$  у димових газах може бути викликане як збільшенням подачі повітря, так і зниженням  $\alpha$ , яке супроводжується зростанням  $CO$  і великими значеннями  $q_3$ .

### Послідовність виконання роботи.

1. **Перевірка приладу на герметичність.** До початку аналізу треба довести рівні реактивів у поглинальних посудинах 4 і 6 до позначок, розміщених на капілярах над посудинами, під кранами 5.

Посудину, в якій треба підняти рівень реактиву, поворотом відповідного крана 5 (при закритих інших кранах) з'єднати з бюреткою 8 (положення II крана). Бюретку підняти приблизно до середини висоти штатива і відкрити обидва крани над перехідником 9. Опусканням зрівнювальні склянки 10 створити розрідження в обох частинах бюретки, в результаті рівень рідини у поглинальній посудині 6 почне підніматися. Повільно довести рівень реактиву до позначки, після чого кран 5 закрити (положення I крана).

Коли всі поглинальні посудини підготовлені, поворотом крана 1 з'єднати бюретку з атмосферою. Підняттям зрівнювальної склянки 10 довести рівень запірної рідини в обох частинах бюретки до яких-небудь позначок у верхній її частині. Триходовий кран 1 поставити в положення III, зрівнювальну склянку опустити якомога нижче і спостерігати за рівнем рідини в поглинальних посудинах та вимірювальній бюретці 8. Якщо рівні рідин впродовж 5 хвилин залишаться незмінними, прилад можна вважати герметичним. У разі негерметичності для виявлення місця нещільності газоаналізатор випробовують по частинах і усувають нещільність.

*2. Продування розподільної гребінки.* Слід запобігти потраплянню в аналізовану суміш повітря чи іншого газу, що раніше містився в приладі. Поставивши кран 1 в положення I, з'єднати бюретку 6 з газозабірною лінією та заповнити бюретку газом. Потім з'єднати бюретку з атмосферою (положення II крана) і викинути набрану порцію газу з приладу. Цю операцію повторити тричі.

*3. Відбір проби газу.* За допомогою склянки 10 в обидві частини бюретки набрати  $100 \text{ см}^3$  газу ( $80 \text{ см}^3 + 20 \text{ см}^3$ ). Пробу газу привести до барометричного тиску. Для цього зрівнювальну склянку поставити у таке положення, щоб рівень води в ній і у вимірювальній бюретці був однаковий. Кран 1 поставити у положення III.

*4. Аналіз димових газів.* Аналіз газу починають з визначення  $\text{RO}_2$ . Для цього підняти склянку 10, відкрити кран 5 над поглинальною посудиною 6 (положення II крана) і повільно перегнати газ у посудину з розчином КОН. Зробивши п'ять прокачувань, закрити кран під розширеною лівою частиною бюретки, набрати повну праву вимірювальну частину бюретки на 21 мл і закрити кран під нею. Рівень рідини в розширеній лівій частині бюретки довести до позначки 80 (працюючи з останніми по ходу вимірювань посудинами, – іноді до позначки 60), і кран під нею закрити. Відкрити кран під правою частиною

бюретки і за допомогою склянки 10 довести реактив у поглинальній посудині до контрольної позначки. Кран 5 над поглинальною посудиною закривають (положення I крана). Решту проби газу привести до барометричного тиску. Зробити відлік за шкалою вимірювальної бюретки.

Виконати три контрольні прокачування і повторний відлік за шкалою вимірювальної бюретки. Остаточний результат записати у графу  $RO_2$  табл.6.1. Аналогічно визначити і записати у табл.6.1 вміст  $RO_2+O_2$ . Кількість прокачувань для поглинальної посудини 4 в два рази більша, ніж для посудини 6. Різниця  $(RO_2 + O_2) - RO_2$  — це вміст кисню у димових газах.

Тривалість визначення  $RO_2$  та  $O_2$  у пробі димових газів зазвичай не перевищує 10 хвилин.

### Опрацювання дослідних даних.

Для розрахунку коефіцієнта надлишку повітря виконати такі дії:

1. За даними про склад палива за формулою (7.4) знайти його характеристику  $\beta$ .
2. За формулою (7.3) розраховують вміст CO у димових газах.
3. За формулою (7.2) знайти вміст  $N_2$ .
4. За формулою (7.1) визначити коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ .  
Результати розрахунків занести у табл.7.1.

*Розрахунок параметрів димових газів як газової суміші* виконати так. Без суттєвої похибки можна прийняти  $RO_2 = CO_2$ .

1. За результатами газового аналізу знайти об'ємні частки компонентів димових газів.

$$r_{CO_2} = CO_2 / 100; r_{O_2} = O_2 / 100; r_{CO} = CO / 100;$$

Дані за  $r$  записати в табл. 7.1.

2. Маса кіломоля суміші, кг/кмоль, що відповідає складу димових газів  $\mu_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^4 \mu_i r_i$ ,

3. Питома газова стала суміші, Дж/( кг·К ),

$$R_{\text{сум}} = 8314 / \mu_{\text{сум}}$$

4. Густина газової суміші за нормальних умов, кг / м<sup>3</sup><sub>н</sub>,

$$\rho_{\text{сум.н}} = \mu_{\text{сум}} / 22,4,$$

5. Густина димових газів, кг/м<sup>3</sup>, за заданим барометричним тиском  $p_b$ , кПа, і температурою відхідних газів  $t_b$ , °C,

$$\rho_{\text{сум}} = 273 p_b \rho_{\text{сум.н}} / [101,3 (t_b + 273)],$$

6. Масові частини компонентів газової суміші

$$g_i = r_i \mu_i / \mu_{\text{сум}}$$

7. Парціальні тиски компонентів, кПа, за тиску димових газів, що дорівнює барометричному

$$p_i = p_b r_i.$$

Результати розрахунків за пунктами 2...7 занести у табл.7.2.

Таблиця 7.1

№	RO <sub>2</sub> , %; $r_{RO_2}$	RO <sub>2</sub> + O <sub>2</sub> , %; $r_{(RO_2+O_2)}$	O <sub>2</sub> , %; $r_{O_2}$	$\beta$ ;	CO, %; $r_{CO}$	N <sub>2</sub> , %; $r_{N_2}$	$\alpha$
---	------------------------------------	---	----------------------------------	-----------	--------------------	----------------------------------	----------

Таблиця 7.2

$\mu_{сум.}$ , кг/кмоль	$R_{сум.}$ , Дж/(кг·К)	$\rho_{сум.н.}$ , кг/м <sup>3</sup> <sub>н</sub>	$\rho_{сум.}$ , кг/м <sup>3</sup>	$g_{CO_2}$	$g_{O_2}$	$\rho_{CO_2}$ , кПа	$\rho_{O_2}$ , кПа
----------------------------	---------------------------	---	--------------------------------------	------------	-----------	------------------------	-----------------------

**Контрольний приклад.** У складі робочої маси вугілля O<sup>p</sup> =60%; H<sup>p</sup>=3,0%; S<sup>p</sup><sub>л</sub> = 2,0 %; O<sup>p</sup> = 4,7 %; звідки  $\beta = 0,10$ .

За результатами газового аналізу: RO<sub>2</sub> =13,9 і O<sub>2</sub> = 5,0 %;  $p_b = 100$ кПа;  $t_b = 150$  °С.

Результати розрахунків: CO = 1,0 %; N<sub>2</sub> = 80,1 %;  $\alpha = 1,27$ ;  $r_{CO_2} = 0,139$ ;  $r_{O_2} = 0,05$ ;  $r_{CO} = 0,01$ ;  $r_{N_2} = 0,801$ ;  $\mu_{сум.} = 30,42$  кг/кмоль;  $R_{сум.} = 273,3$  Дж/(кг·К);

$\rho_{сум.н.} = 1,358$  кг / м<sup>3</sup><sub>н</sub>;  $\rho_{сум.} = 0,865$  кг / м<sup>3</sup>;  $g_{CO_2} = 0,201$ ;  $g_{O_2} = 0,053$ ;  $\rho_{CO_2} = 13,9$  кПа;  $\rho_{O_2} = 5$  кПа.

### Контрольні запитання.

1. Написати склад робочої маси твердого чи рідкого палива.
2. Написати реакції горіння для горючих компонентів палива.
3. Що таке повне і завершене згоряння палива?
4. Чому при згорянні палива недостатньо теоретичної витрати повітря?
5. Що називають коефіцієнтом надлишку повітря? Як його знаходять?
6. В яких межах змінюється коефіцієнт надлишку повітря у процесі горіння різних видів палива?
7. Чому під час горіння твердого палива в шарі надлишок повітря повинен бути більший, ніж під час горіння його в пиловидному стані?
8. Що впливає на величину ККД котлоагрегату?
9. Втрати теплоти в котлоагрегаті та їх залежність від коефіцієнта надлишку повітря.
10. Який принцип роботи хімічного газоаналізатора?
11. Які реактиви застосовують під час аналізу в газах CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> та CO?
12. Як захищають реактиви від впливу атмосферного повітря?
13. Яке призначення зрівнювальної склянки?
14. Як перевірити газоаналізатор на герметичність?

15. Що впливає на величину характеристики хімічного складу палива?
16. Як визначити вміст CO у димових газах?
17. Як визначити уявну масу кіломоля суміші та питому газову сталу для димових газів?
18. Як визначити густину димових газів за нормальних та за реальних умов?
19. Як визначити об'ємні та масові частки компонентів газової суміші?
20. Як визначити парціальний тиск компонентів газової суміші?
21. Як визначити теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання 8 кг сірки?
22. Як визначити теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання  $2 \text{ м}^3_{\text{н}}$  метану?

### ЛІТЕРАТУРА

1. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка.- К.: Техніка, 2001.– 320 с.
2. *Теплотехніка: Підручник /*О.Ф.Буляндра, Б.Х.Драганов, В.Г.Федорів і ін. – К.: Вища шк., 1998. – 334 с.
3. *Теплотехніка /* Под ред. И.Н. Сушкина. – М.: Металлургия, 1973. – 480 с.
4. *Нащокин В.В.* Техническая термодинамика и теплопередача. – М. : Высш.шк., 1980. – С.210–217.
5. *Швец І.Т.* Теплотехніка. – К.: Вища шк., 1969. – 520 с.
6. *Теплотехніка /* И.Т.Швец, В.И. Толубинский, А.Н.Алабовский и др. – К.: Вища шк., 1976. –С.68–72.
7. *Техническая термодинамика /*В.А.Кириллин, В.В.Сычев, А.Е.Шейдлин. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – С.371–382.
8. *Алабовский А.Н., Константинов С.М., Недужий И.А.* Теплотехніка. – К.: Вища школа, 1986. – 256 с.
9. *Теплотехніка /* Под ред. А.П. Баскакова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.
10. *Михеев М. А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
11. *Ривкин С.Л., Александров А.А.* Термодинамические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1975. – 80 с.
12. *Иванова Г.М., Кузнецова Н.Д., Чистяков В.С.* Теплотехнические измерения и приборы. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
13. *Техническая термодинамика/* под. Ред. Крутова В.И. –М.: Высш. шк., 1991. –384 с.



Навчальне видання  
Енергетичні установки

Методичні вказівки  
до виконання лабораторних робіт  
для студентів напрямку 6.050701  
«Електротехніка та електротехнологія»  
денної та заочної форм навчання

Укладачі: Буляндра Олексій Федорович,  
Бондар Володимир Володимирович  
Виноградов-Салтиков Володимир Олександрович,  
Сінат-Радченко Дмитро Євгенович,  
Карась Віктор Олексійович,  
Ткач Леонід Павлович,  
Глуздань Андрій Олексійович

Комп'ютерна верстка

Підп. до друку Обл.– вид. арк.

Наклад. 120 прим.

Вид № Зам. №

РВЦ УДУХТ. 01033 Київ–33, вул. Володимирська, 68

[www.book.nuxt.edu.ua](http://www.book.nuxt.edu.ua)

Свідоцтво про реєстрацію серія ДК №1786 від 18.05.04.