

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ХАРЧУВАННЯ ТА ТОРГІВЛІ

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВТРАТ ВІД ПОВЕРХНІ  
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання самостійної роботи з курсу  
“Теплотехніка”

для студентів ННІХТБ

за напрямком підготовки 6.051701

Розрахунково-графічне завдання

Харків  
2011

Рекомендовано кафедрою  
енергетики та фізики,  
протокол № 2 від 13. 09. 2010 р.

Схвалено науково-методичною комісією  
ННІ ХТБ  
протокол № 2 від 01. 12. 2010 р.

Рецензент Потапов В.О., д-р техн. наук, доц.

## Вступ

Тема, що розглядається, є складовою частиною програми з теплотехніки для студентів - технологів ННІХТБ. Дане завдання підсумовує знання з теплотехніки та розвиває навички з розрахунків найскладнішого з видів теплообміну: конвективного теплообміну. Дана робота має допомогти студентам у поглибленому засвоєнні цих знань, а також придбати вміння розраховувати теплообмін між тілами.

На початку теоретичного вступу дано скорочену теорію теплообміну та розрахунку конвективного теплообміну за різних видів конвекції та випадку вільної конвекції, яка, у першу чергу, відповідає за тепловтрати від бокової поверхні тіла в навколишнє середовище, теплопередачу, а також формули теплового випромінювання для цієї поверхні. Зміст завдання полягає в самостійному розрахунку тепловтрат від нагрітої поверхні тіла обома механізмами, розв'язуванні критеріальних рівнянь та у визначенні коефіцієнта використання теплоти для процесу нагріву.

Кожний студент отримує індивідуальне завдання відповідно до свого варіанту та вчиться проводити розрахунки теплообміну між тілом (стілкою) та теплоносієм – заданою рідиною або з газом (навколишнім середовищем, повітрям), розраховувати теплопередачу, тепловий баланс для нагрівача. У вказівках до завдання наведено додаткові умови до виконання завдання. Наприкінці роботи наведено контрольні запитання з даної теми для співбесіди.

Результатом виконання самостійних робіт є надбання навичок розрахунку термодинамічних та теплообмінних процесів, теплового балансу розв'язування критеріальних рівнянь, а також глибоке засвоєння законів, термінів та понять теплотехніки. Цим досягається більш глибоке засвоєння знань з головної та найскладнішої теми курсу теплотехніки – конвективного теплообміну та набуваються навички розрахунку та аналізу критеріальних рівнянь теплообміну.

Відзначимо, що значення величин параметрів теплоносіїв сильно залежать від температури (у рідинах в'язкість та пропорційний йому критерій Прандтля можуть змінюватися на декілька відсотків на кожен градус температури), але у таблицях вони надаються з кроком  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  або й більше. Тому для зменшення похибок розрахунку необхідно визначати проміжні значення параметрів, що звичайно робиться за допомогою *лінійної інтерполяції* табличних даних.

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

$$X = X_1 + (X_2 - X_1) \cdot \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} = X_1 + \Delta X \cdot \theta, \quad (14)$$

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

У роботі наведено приклад розрахунку, який може допомогти студентам під час проведення ними власних розрахунків. Одержані студентами теплообмінні параметри теплового розрахунку, як правило, не можуть відрізнятися від наведених у прикладі більше ніж у 1,5 рази. У разі більш значних відмінностей значень параметрів у розрахунках треба одержати консультацію у викладача. Студент одержує право на здачу своєї роботи викладачу тільки за правильного результату її розрахунку.

Під час проведення теплових розрахунків використовують одиниці системи СІ. Точність окремих розрахунків повинна бути не гіршою ніж  $\pm(0,1 \dots 0,3)\%$ , щоб загальна похибка всіх розрахунків не перевищувала  $\pm(1 \dots 2)\%$ . Тому всі результати повинні мати 3...4 значущих цифри, на приклад: 1126; 95,6; 0,00248; 125000;  $2,18 \cdot 10^6$ . При кількості знаків у числі більшої за 4 одиниці доцільно використовувати експонентну форму представлення результатів:  $0,00248 = 2,48 \cdot 10^{-3}$ ;  $125000 = 1,25 \cdot 10^5$ ;  $4,25 \cdot 10^{-7}$ ;  $5,18 \cdot 10^{12}$ .

### Рекомендована література

1. Теплотехніка: Підручник / Б.Х. Драганов та ін., за ред. Б.Х. Драганова - К.: ІНК ОС, 2005.- 504 с.
2. Алабовский А.Н., Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача.- Киев, Вища шк., 1990,- 256 с.
3. Теплотехника. Под ред. А.П. Баскакова - М.: Энергоатомиздат, 1991.- 224 с.
4. “Теплотехніка”. Навчальний посібник. Склали: Торяник О.І., Малафаєв М.Т., Фощан А.Л. – Харків: ХДУХТ, 2008.- 160 с.

## Теоретичний вступ.

### Теорія теплообміну.

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

Теплота  $Q_v$ , що віддається від поверхні теплообміну за одиницю часу  $\tau$  (секунду) зветься тепловим потоком  $Q$ , а з одиниці її площі  $F$  – густиною теплового потоку  $q$ . Між ними за їх сталих величин існують співвідношення:

$$Q = Q_v \tau, \quad q = Q/F.$$

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

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

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

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності; Вт/(м·К).

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

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

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

Для плоскої багат шарової стінки :

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

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

**Конвективний теплообмін** виникає внаслідок руху рідини – теплоносія (ТН – рідини або газу) вздовж тіла, який відбирає від нього (або віддає йому) теплоту. Рух ТН може бути вимушеним або вільним, коли на нього не діють

ніякі зовнішні сили. Силою, яка діє на ТН у цьому випадку, є сила Архімеда, оскільки шар повітря біля нагрітого тіла теж нагрівається, його об'єм збільшується та він виштовхується вгору більш холодними шарами повітря. Теплообмін між потоком ТН та тілом зветься **тепловіддачею**. Конвективна тепловіддача між тілом та ТН описується *законом Ньютона - Ріхмана* (основний для конвективного теплообміну):

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

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

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

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

де  $Nu$ ,  $Gr$ ,  $Pr$  - критерії Нуссельта, Грасгофа та Прандтля, індекс  $m$  вказує, що **визначальною температурою** для вільної конвекції в рівнянні (4) є *середня температура пристінного шару*  $t_m = 0,5 (t_c + t_p)$ . За цієї температури знаходять значення фізичних параметрів ТН з таблиць. Коефіцієнти  $C$  та  $n$  знаходять з таблиці 1.2 залежно від розрахованої величини критерію Релею  $Ra$  ( $Ra = Gr Pr$ ).

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

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

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

$g$  – прискорення вільного падіння,

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності,

$\beta$  – коефіцієнт об'ємного поширення: для рідин  $\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\Delta \rho}{\Delta t}$ ,

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

$C_p$  – питома теплоємність за сталого тиску,

$\rho$  – густина теплоносія.

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

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

діаметру – для горизонтальної труби,

довжині (висоті) – для вертикальної труби або стінки,

найменшому розміру – для плоских горизонтальних поверхонь.

Можна легко показати, що при  $(Gr Pr) > 2 \cdot 10^7$  ( $n = 1/3$  – турбулентний режим течії) коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha = D \Delta t^n l_o^{3n-1}$  [одержане підстановкою виразів (5) у рівняння (4)] не залежить від визначального розміру  $l_o$ .

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

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

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

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

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

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

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

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

де  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – ступені чорноти тіла та найближчого тіла (оболонки),  $F_1, F_2$  – площі поверхні тіла та оболонки, за випадку  $F_1 = F_2$  вони скорочуються.

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

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

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

Формула **теплопередачі** для плоскої стінки:

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

де  $k$  - коефіцієнт теплопередачі і  $R_{тсум}$ - сумарний термічний опір плоскої стінки:

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

Тепловтрати від поверхні каstrулі розраховуються як теплопередача. Тепловтрати від стінки до навколишнього середовища, оскільки тепловіддача у газах набагато менша, ніж у рідини або пари, то внески тепловіддачі та випромінювання є близькими за величинами. Тому такий теплообмін буде

**радіаційно - конвективним**, що утворюється водночас випромінюванням та конвекцією. Для одиниці площі поверхні стінки напишемо:

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

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

де  $q_{\text{випр}}$  – густина результуючого теплового випромінювання,  $C_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$  – стала випромінювання,  $\alpha$  – конвективний коефіцієнт тепловіддачі.

Це рівняння записується через ефективний коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha^e$ :

$$q = \alpha^e \cdot (t_k - t_c), \quad \text{де} \quad \alpha^e = \alpha + \alpha_g \quad (11,а)$$

$\alpha_g$  – зведений коефіцієнт тепловіддачі теплового випромінювання стіни.

За випадку малих значень температурних напорів  $\Delta T = \Delta t = t_k - t_c$  ( $\Delta T < T_m/20$ ) зведений коефіцієнт тепловіддачі теплового випромінювання можна розрахувати за наближеною формулою:

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

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

Тоді значення коефіцієнту теплопередачі (ефективного) через стіну розрахуємо за звичайною формулою (10), але в який буде враховано внесок випромінювання через ефективний коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha^e$ .

Після розрахунку ефективного коефіцієнту теплопередачі (10) та питомого теплового потоку перевіримо температуру стінки каstrулі  $t_{cl} = t_p - q/\alpha_p$  і вточнимо величину температурного напору  $\Delta t = q/\alpha_p$ . Уточнення значень коефіцієнтів тепловіддачі за нових температур стіни розрахуємо якщо  $\Delta t$  зміниться для повітря більше ніж на 6% і для рідини – на 50% (загальна похибка не більш 2%). Після уточнення значень коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі за нових температур стіни розрахуємо загальні тепловтрати.

### Методичні рекомендації

Вважати, що теплообмін біля зовнішньої поверхні каstrулі відбуваються за рахунок вільної конвекції та теплового випромінювання. Температури кипіння води і її розчинів беремо рівними 100 °С, для олії – 135 °С (звичайно олія кипить за більших температур, а її робоча температура визначається балансом нагріву і втрат теплоти). Визначальні температури для повітря та рідин беремо рівними середнім температурам відповідного пристінного шару. Значення теплофізичних параметрів для повітря беремо з таблиці 1.1 і для



рідин беремо з таблиць 1.3...1.6 для їх визначальних температур. Оскільки для вільної конвекції ступені у критеріальних рівняннях малі, зміни параметрів за високою температурою рідин відносно малі, інтерполяцію для властивостей ТН можна спростити та робити її лише через 5 °С, тобто з похибкою  $\pm 2,5$  °С.

Визначальними розмірами для критерію Грасгофа беремо висоту каструлі. Вважаємо, що коефіцієнт тепловіддачі однаковий для бокової та торцевої поверхонь каструлі. Враховуємо, що з горизонтальної торцевої поверхні тепловіддача зверху збільшується, а знизу зменшується на 30%.

Оскільки тепловіддача у рідин набагато більша, ніж у повітря, візьмемо температурні напори для рідин з водою у першому наближенні рівними  $\Delta t_p = 2$  °С = 2 К, для олії –  $\Delta t_{ol} = 10$  °С. Уточнення значень коефіцієнтів тепловіддачі у наступному наближенні за нової температури стіни розраховуємо якщо нове значення  $\Delta t_p^*$  для рідини буде відрізнятися більше ніж на 50% від попереднього значення  $\Delta t_p$ . Оскільки температура  $t_{pid}$  і теплофізичні параметри для неї майже не змінюються, то робимо спрощений перерахунок для нового параметру  $\alpha^*$ :

$$Gr^* = Gr (\Delta t_p^* / \Delta t_p), \quad Nu^* = Nu (Gr^* / Gr)^{1/3} = Nu (\Delta t_p^* / \Delta t_p)^{1/3},$$

$$\alpha^* = \alpha (\Delta t_p^* / \Delta t_p)^{1/3}.$$

Під час побудови графіку розподілу температури біля бокової стінки каструлі вважати, що товщини пристінних шарів біля стінки для повітря дорівнює  $\delta_n = \lambda_n / \alpha$  (тільки конвективний внесок  $\alpha$ ) і для рідини  $\delta_p = \lambda_p / \alpha_p$ . Вони визначають нахил кривої градієнту температури біля стінки – дивись графік розподілу температури для повітря біля бокової стінки каструлі у зразку розрахунку.

Наприкінці розрахуємо тепловий баланс для нагрівача.

Каструля одержує тепловий потік:  $Q_n = P \cdot \eta_n$ , де  $P$ - потужність нагрівача,  $\eta_n$  - коефіцієнт використання теплоти нагрівача – КВТ. З урахуванням середніх за час нагріву тепловтрат  $Q_{втрспр}$  від стінок середній корисний тепловий потік дорівнює

$$Q_{кор} = Q_n - Q_{втрспр}, \quad \text{де } Q_{втрспр} \approx Q_{втр\ max} / 2 \quad (14)$$

Розрахуємо час нагріву каструлі. Теплоємністю каструлі порівняно з рідиною нехтуємо. Для нагріву рідини потрібна теплота:

$$Q_\tau = m C (t_k - t_n), \quad (15)$$

де маса рідини дорівнює  $m = \rho V K$ ,  $\rho$  – густина рідини,  $V = \pi d^2 h / 4$  – об'єм каструлі,  $K$  – коефіцієнт заповнення об'єму каструлі.

Розрахуємо час нагріву каструлі з рівняння теплового балансу для неї

$$Q_\tau = Q_{кор} \tau \quad \tau = Q_\tau / Q_{кор}.$$

Розрахуємо повний коефіцієнт використання теплоти нагрівачем:

$$\eta_{нов} = Q_{кор} / P.$$

## ЗАВДАННЯ.

### Розрахунок тепловтрат від поверхні каструлі

#### ЗМІСТ ЗАВДАННЯ

Розрахувати тепловтрати за рахунок конвекції та теплового випромінювання від зовнішньої поверхні каструлі висотою  $h$ , діаметром  $d$ , наповнена киплячим рідиною на частку об'єму  $K$ , якщо температура повітря  $t_n$ , ступінь чорноти поверхні каструлі прийняти  $\varepsilon = 0,9$ . Каструля гріється електричним нагрівачем потужністю  $P$  та з КВТ  $\eta_n$ . Визначити час її нагріву від температури  $t_n$  до кипіння  $t_k$ . Скласти тепловий баланс за температури кипіння, для олії взяти за максимальну температуру  $135\text{ }^\circ\text{C}$ . Накреслити графік розподілу температур біля бокової стінки каструлі. (Дивись далі вказівку!)

**Вказівка.** Варіанти завдання одержуються студентами індивідуально або визначаються за номером прізвища студента в лабораторному журналі студентської групи та таблицею 1. Для непарних номерів (стовпець А) вважати, що нагрівач зовнішній з КВТ  $\eta_n = 80\%$ , стінка з алюмінію товщиною 2 мм ( $\lambda_{\text{алюм}} = 200\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ). Для парних номерів (стовпець Б) вважати, що нагрівач внутрішній – тен з КВТ  $\eta_n = 100\%$ , стінка з харчової нержавіючої сталі товщиною 1 мм ( $\lambda_{\text{нерж}} = 16\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ). Далі беремо значення параметрів завдання згідно з таблицею варіантів (табл. 1). Осереднені значення для термодинамічних параметрів для рідин за визначальної температури взяти з таблиць Додатку 1, теплофізичні властивості бульйону та супу вважати однаковими.

#### ВАРІАНТИ ЗАВДАННЯ

Таблиця 1

№ варіанта		Рідина		$h$ , см	$d$ , см	$t_n$ , $^\circ\text{C}$	$K$	$P$ , кВт
А	Б	А	Б					
1	2	Вода	Бульйон	20	25	26	0,8	3
3	4	Молоко	Суп	20	25	24	0,7	3
5	6	Олія	Вода	25	30	22	0,8	4
7	8	Бульйон	Молоко	25	30	20	0,9	5
9	10	Суп	Олія	30	35	18	0,6	6
11	12	Вода	Бульйон	30	35	16	0,7	8
13	14	Молоко	Суп	35	40	19	0,8	10
15	16	Олія	Вода	35	40	21	0,9	12
17	18	Бульйон	Молоко	35	40	23	0,6	14
19	20	Суп	Олія	40	45	25	0,7	16
21	22	Вода	Бульйон	40	45	27	0,8	18
23	24	Молоко	Суп	45	50	25	0,9	20
25	26	Олія	Вода	45	50	23	0,7	22
27	28	Бульйон	Молоко	50	60	21	0,8	25
29	30	Суп	Олія	55	60	19	0,9	30

## Приклад 1 розв'язання завдання

Виконав студент гр. ТХ - 10, Василенко В.В.

### ВАРІАНТ 31.

#### Початкові дані

Рідина у каструлі – молоко,  
діаметр каструлі –  $d = 30 \text{ см} = 0,3 \text{ м}$ ,  
висота каструлі –  $h = 25 \text{ см} = 0,25 \text{ м}$ ,  
температура повітря –  $t_n = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  
температура кипіння молока –  $t_k = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  
заповнення об'єму каструлі –  $K = 0,8$ ,  
стінка  $\lambda_c = 200 \text{ Вт}/(\text{м К})$ ,  $\delta_c = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – алюміній,  
Потужність нагрівача –  $P = 5 \text{ кВт}$ ,  
КВТ нагрівача  $\eta_n = 80\%$ .

1. Обчислимо коефіцієнт тепловіддачі від молока до бокової поверхні каструлі за температури кипіння молока  $t_k = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  та умов вільної конвекції.

Оскільки тепловіддача у молока набагато більша, ніж у повітря, візьмемо температурний напір для молока рівним  $\Delta t_m = 2 \text{ }^\circ\text{C} = 2 \text{ К}$ .

Розрахуємо визначальні параметри для молока:

- визначальний розмір для бокової поверхні –  $l_o = h = 0,25 \text{ м}$
- визначальна температура для молока  $t_m$ :  $t_m = (t_k - \Delta t_m / 2) = (100 - 2/2) = 99 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура стінки каструлі  $t_c = t_k - \Delta t_m = 100 - 2 = 98 \text{ }^\circ\text{C}$ .

2. Визначимо значення теплофізичних параметрів для молока з таблиці 1.4: для її визначальної температури  $t_m = t_m = 99 \text{ }^\circ\text{C} \approx 100 \text{ }^\circ\text{C}$ :  $\lambda = 0,62 \text{ Вт}/(\text{м К})$ ,

$\rho = 975 \text{ кг}/\text{м}^3$ ,  $\mu = 0,53 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\nu = \mu/\rho = 0,54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $C_p = 4,0 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{980} \cdot \frac{995 - 980}{20} = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1},$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{0,53 \cdot 10^{-3} \cdot 4000}{0,62} = 3,42.$$

3. Розрахуємо критерій Грасгофа  $Gr$  та добуток  $(Gr Pr)$  для бокової поверхні ( $l_o = 0,25 \text{ м}$ ):

$$Gr = \frac{g l_o^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_n) = \frac{9,8 \cdot 0,25^3}{(0,54 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 7,7 \cdot 10^{-4} \cdot 2 = 8,1 \cdot 10^8$$

$$Gr Pr = 8,1 \cdot 10^8 \cdot 3,42 = 2,77 \cdot 10^9$$

Цьому добутку згідно таблиці 1.2 відповідають значення:  $C = 0,135$  та  $n = 1/3$ .

4. Вирішимо критеріальне рівняння для вільної конвекції та визначимо коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  для молока:

$$Nu_m = C (Gr Pr)_m^n = 0,135 (2,77 \cdot 10^9)^{1/3} = 190,$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l_o} = \frac{190 \cdot 0,62}{0,25} = 478 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

5. Обчислимо коефіцієнт тепловіддачі від бокової поверхні каструлі у навколишнє середовище (до повітря) для випадку вільної конвекції.

Розрахуємо визначальні параметри для повітря:

- визначальна температура:  $t_m = (t_c + t_n)/2 = (98 + 18) / 2 = 58 \text{ }^\circ\text{C} \approx 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- визначальний розмір для бокової поверхні –  $l_o = h = 0,25 \text{ м}$

Визначимо з таблиці 1.1 додатку 1 для визначальної температури  $t_n = t_m \approx 60 \text{ }^\circ\text{C}$  значення теплофізичних параметрів.

$$\lambda = 2,90 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}, \quad \nu = 19,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \quad \mu = 20,1 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

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

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{20,1 \cdot 10^{-6} \cdot 1005}{2,90 \cdot 10^{-2}} = 0,697.$$

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

6. Розрахуємо критерії та вирішимо критеріальне рівняння для вільної конвекції та визначимо  $\alpha$ :

$$Gr = \frac{g l_o^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_n) = \frac{9,8 \cdot 0,25^3}{(19,0 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{98 - 18}{58 + 273} = 1,03 \cdot 10^8$$

$$Gr Pr = 1,03 \cdot 10^8 \cdot 0,697 = 0,718 \cdot 10^8$$

Цьому добутку згідно таблиці 1.2 відповідають значення:  $C = 0,135$  та  $n = 1/3$ .

$$Nu_m = C (Gr Pr)_m^n = 0,135 (0,718 \cdot 10^8)^{1/3} = 56,1,$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l_o} = \frac{56,1 \cdot 2,9 \cdot 10^{-2}}{0,25} = 6,5 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

7. Розрахуємо тепловтрати (за секунду) внаслідок теплового випромінювання за ступеня чорноти  $\varepsilon_{ze} \approx \varepsilon_l = \varepsilon = 0,9$  з одиниці площі поверхні та зведений коефіцієнт тепловіддачі теплового випромінювання:

$$T_c = 100 + 273 = 373 \text{ К}, \quad T_n = 18 + 273 = 291 \text{ К}.$$

$$q_B = \varepsilon \cdot C_o \cdot \left[ \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \right] = 0,9 \cdot 5,67 [3,73^4 - 2,91^4] = 622 \text{ Вт/м}^2.$$

$$\alpha_\varepsilon = \frac{q_\varepsilon}{\Delta t} = 622 / (98 - 18) = 7,8 \frac{Вт}{м^2 К}$$

8. Визначимо ефективний коефіцієнт тепловіддачі для повітря  $\alpha_n^e$ :

$$\alpha_n^e = \alpha + \alpha_g = 6,5 + 7,8 = 14,3 \frac{Вт}{м^2 К}$$

9. Розрахуємо теплопередачу через стінку каструлі.

Термічний опір:  $R_{t_{сум}} = \frac{1}{\alpha_m} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_n^e} = \frac{1}{478} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{200} + \frac{1}{14,3} = 0,072 \frac{м^2 К}{Вт}$

$$k = 1/R_t = 1/0,072 = 13,9 \frac{Вт}{м^2 К}$$

$$q = k \Delta t = 13,9 \cdot (100 - 18) = 1140 \text{ Вт/м}^2$$

10. Розрахуємо тепловтрати від поверхні каструлі:

Бокова площі поверхня каструлі:

$$F_{\delta} = \pi d l = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,25 = 0,236 \text{ м}^2$$

Торцева площа поверхня каструлі (кришка):

$$F_k = \pi d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,3^2 / 4 = 0,071 \text{ м}^2$$

Тепловтрати від поверхні каструлі. Врахуємо, що зверху горизонтальної гарячої кришки тепловіддача збільшується на 30%:

$$Q_{\delta} = q F_{\delta} = 1140 \cdot 0,236 = 267 \text{ Вт}$$

$$Q_k = q F_k \cdot 1,3 = 1140 \cdot 0,071 \cdot 1,3 = 104 \text{ Вт}$$

Загальні тепловтрати від бокової поверхні апарату за секунду

$$Q_{втр} = Q_k + Q_{\delta} = 267 + 104 = 371 \text{ Вт}$$

11. Перевіримо температуру стінки каструлі та зробимо за необхідністю перерахунок:

$$t_{c1} = t_v - q/\alpha_m = 100 - 1140/478 = 100 - 2,3 = 97,7 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{c2} = t_{c1} - q\delta/\lambda = 97,7 - 1140 \cdot 2 \cdot 10^{-3} / 200 = 97,7 - 0,01 = 97,69 \text{ }^\circ\text{C}.$$

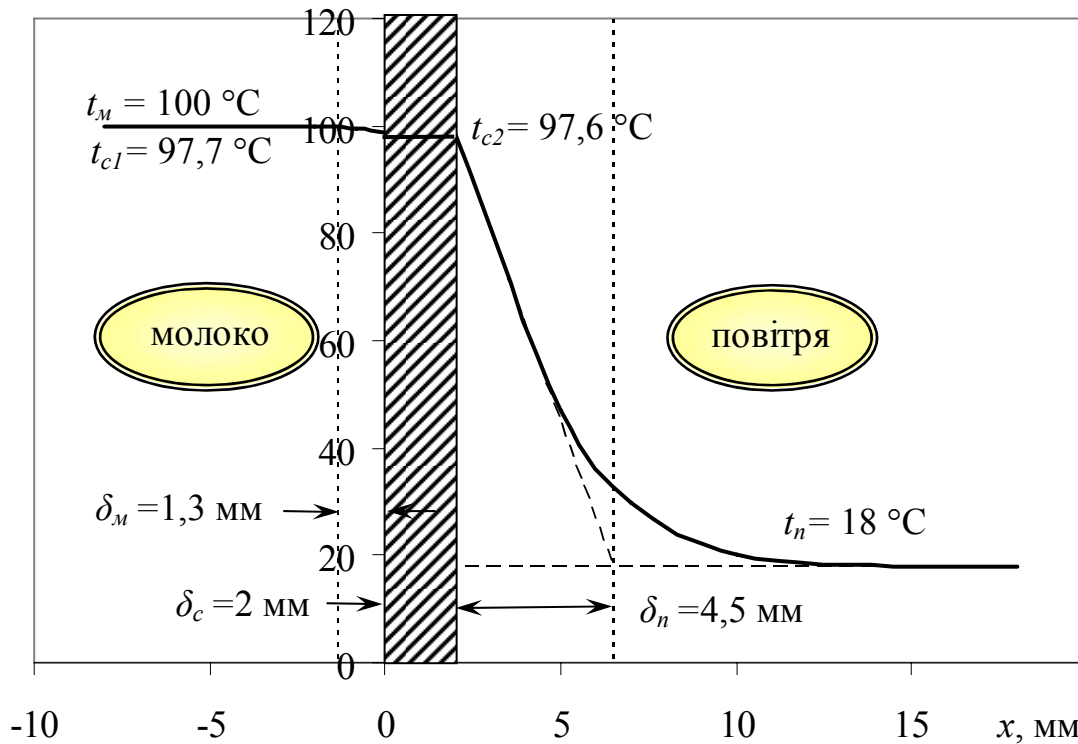
Оскільки одержаний температурний напір для молока  $\Delta t_m^* = q/\alpha_m = 2,3 \text{ }^\circ\text{C}$  відрізняється від початкового значення  $\Delta t_m = 2 \text{ }^\circ\text{C}$  усього на 15%, тому перерахунок величин коефіцієнтів тепловіддачі для молока та теплопередачі не потрібен.

12. Для графіку розподілу температур біля бокової стінки каструлі оцінимо товщини пристінних шарів  $\delta$ .

Для молока:  $\delta_m = \lambda_m/\alpha_m = 0,62/478 = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,3 \text{ мм}$ .

Для повітря:  $\delta_n = \lambda_n/\alpha_n = 0,029/6,5 = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,5 \text{ мм}$

Будуємо графік розподілу температури біля бокової стінки каструлі у масштабі.



13. Розрахуємо тепловий баланс для нагрівача. Каструлею одержується тепловий потік:

$$Q_n = P \cdot \eta_n = 5000 \cdot 0,8 = 4000 \text{ Вт.}$$

З урахуванням тепловтрат середній корисний тепловий потік:

$$Q_{кор} = Q_n - Q_{втр} = 4000 - 371/2 = 3,81 \text{ кВт.}$$

14. Розрахуємо час нагріву каструлі. Для її нагріву потрібна теплота:

$$Q_\tau = m C(t_k - t_n), \quad \text{де } m = \rho VK,$$

$$V = \pi d^2 h / 4 = 3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 0,25 / 4 = 17,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 17,6 \text{ л.}$$

$$Q_\tau = \rho VK C(t_k - t_n) = 980 \cdot 17,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 \cdot 4000 (100 - 18) = 4,54 \cdot 10^6 = 4,54 \text{ МДж.}$$

Розрахуємо час нагріву каструлі:

$$\tau = Q_\tau / Q_{кор} = 4,54 \cdot 10^6 / 3,81 \cdot 10^3 = 1251 \text{ с} \approx 21 \text{ хв.}$$

Розрахуємо повний коефіцієнт використання теплоти :

$$\eta_{нов} = Q_{кор} / P = 3810 / 5000 = 76,2\%.$$

## Приклад 2 розв'язання завдання

Виконав студент гр. ТХ - 20, Васильченко В.В.

### ВАРІАНТ 32.

#### Початкові дані

Рідина у каstrулі – олія,  
діаметр каstrулі –  $d = 30 \text{ см} = 0,3 \text{ м}$ ,  
висота каstrулі –  $h = 20 \text{ см} = 0,2 \text{ м}$ ,  
температура повітря –  $t_n = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  
температура олії –  $t_{ol} = 135 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  
заповнення об'єму каstrулі –  $K = 0,7$ ,  
стінка  $\lambda_c = 16 \text{ Вт}/(\text{м К})$ ,  $\delta_c = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – нержавіюча сталь,  
Потужність нагрівача –  $P = 3 \text{ кВт}$ ,  
КВТ нагрівача  $\eta_n = 100\%$ .

1. Обчислимо коефіцієнт тепловіддачі від олії до бокової поверхні каstrулі за температури олії  $t_{ol} = 135 \text{ }^\circ\text{C}$  та умов вільної конвекції.

Оскільки тепловіддача у олії набагато більша, ніж у повітря, але менша ніж у води, візьмемо температурний напір для олії рівним  $\Delta t_{ol} = 10 \text{ }^\circ\text{C} = 10 \text{ К}$ .

Розрахуємо визначальні параметри для олії:

- визначальний розмір для бокової поверхні –  $l_o = h = 0,2 \text{ м}$
- визначальна температура для олії  $t_{ol\ m}$ :  $t_{ol\ m} = (t_{ol} - \Delta t_{ol} / 2) = (135 - 10/2) = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура стінки каstrулі  $t_c = t_{ol} - \Delta t_{ol} = 135 - 10 = 125 \text{ }^\circ\text{C}$ .

2. Визначимо значення теплофізичних параметрів для олії з таблиці 1.5 за її визначальної температури  $t_{ol\ m} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ :  $\lambda = 0,156 \text{ Вт}/(\text{м К})$ ,  $\rho = 870 \text{ кг}/\text{м}^3$ ,  $\mu = 4,64 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\nu = \mu / \rho = 4,64 \cdot 10^{-3} / 870 = 5,33 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $C_p = 2,2 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\Delta \rho}{\Delta T} \approx -\frac{1}{870} \cdot \frac{870 - 882}{130 - 110} = 6,9 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1},$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{4,64 \cdot 10^{-3} \cdot 2200}{0,156} = 65,4.$$

3. Розрахуємо критерій Грасгофа  $Gr$  та добуток  $(Gr Pr)$  для бокової поверхні ( $l_o = 0,25 \text{ м}$ ):

$$Gr = \frac{g l_o^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_{ol}) = \frac{9,8 \cdot 0,2^3}{(5,33 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 6,9 \cdot 10^{-4} \cdot 10 = 1,90 \cdot 10^7$$

$$Gr Pr = 1,90 \cdot 10^7 \cdot 65,4 = 1,25 \cdot 10^9$$

Цьому добутку згідно таблиці 1.2 відповідають значення:  $C = 0,135$  та  $n = 1/3$ .

5. Вирішимо критеріальне рівняння для вільної конвекції та визначимо коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  для олії:

$$Nu_m = C (Gr Pr)_m^n = 0,135 (1,25 \cdot 10^9)^{1/3} = 145,$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l_o} = \frac{145 \cdot 0,156}{0,2} = 113 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

5. Обчислимо коефіцієнт тепловіддачі від бокової поверхні каструлі у навколишнє середовище (до повітря) для випадку вільної конвекції.

Розрахуємо визначальні параметри для повітря:

- визначальна температура:  $t_m = (t_c + t_n)/2 = (125 + 26)/2 = 75,5 \text{ }^\circ\text{C} \approx 75 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- визначальний розмір для бокової поверхні –  $l_o = h = 0,25 \text{ м}$

Визначимо інтерполяцією з таблиці 1.1 додатку 1 для визначальної температури  $t_n = t_m \approx 75 \text{ }^\circ\text{C}$  значення теплофізичних параметрів.

$$\lambda = 3,01 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}, \quad \nu = 20,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \quad \mu = 20,8 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

$$C_p = 1,009 \text{ кДж/(кг К)} = 1009 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)},$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1009}{3,01 \cdot 10^{-2}} = 0,697.$$

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

6. Розрахуємо критерії та вирішимо критеріальне рівняння для вільної конвекції та визначимо  $\alpha$ :

$$Gr = \frac{g l_o^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_n) = \frac{9,8 \cdot 0,2^3}{(20,5 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{125 - 26}{75 + 273} = 5,31 \cdot 10^7$$

$$Gr Pr = 5,31 \cdot 10^7 \cdot 0,697 = 3,70 \cdot 10^7$$

Цьому добутку згідно таблиці 1.2 відповідають значення:  $C = 0,135$  та  $n = 1/3$ .

$$Nu_m = C (Gr Pr)_m^n = 0,135 (3,7 \cdot 10^7)^{1/3} = 44,9,$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l_o} = \frac{44,9 \cdot 3,01 \cdot 10^{-2}}{0,2} = 6,75 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

7. Розрахуємо тепловтрати (за секунду) внаслідок теплового випромінювання за ступеня чорноти  $\varepsilon_{38} \approx \varepsilon_1 = \varepsilon = 0,9$  з одиниці площі поверхні та зведений коефіцієнт тепловіддачі теплового випромінювання:

$$T_c = 125 + 273 = 398 \text{ К}, \quad T_n = 26 + 273 = 299 \text{ К}.$$

$$q_{\varepsilon} = \varepsilon \cdot C_o \cdot \left[ \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \right] = 0,9 \cdot 5,67 [3,98^4 - 2,99^4] = 873 \text{ Вт/м}^2.$$



$$\alpha_g = \frac{q_g}{\Delta t} = 873 / (125 - 26) = 8,8 \frac{Вт}{м^2 К}$$

8. Визначимо ефективний коефіцієнт тепловіддачі для повітря  $\alpha_n^e$ :

$$\alpha_n^e = \alpha + \alpha_g = 6,75 + 8,8 = 15,55 \frac{Вт}{м^2 К}$$

9. Розрахуємо теплопередачу через стінку каstrулі.

Термічний опір:  $R_{тсум} = \frac{1}{\alpha_{ол}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_n^e} = \frac{1}{113} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{16} + \frac{1}{15,55} = 0,0733 \frac{м^2 К}{Вт}$

Коефіцієнт теплопередачі  $k = \frac{1}{R_{тсум}} = 1/0,0733 = 13,64 \frac{Вт}{м^2 К}$ ,

$$q = k \Delta t = 13,64 \cdot (135 - 26) = 1487 \text{ Вт/м}^2$$

10. Розрахуємо тепловтрати від поверхні каstrулі:

Бокова площі поверхня каstrулі:

$$F_{\delta} = \pi d l = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,2 = 0,188 \text{ м}^2$$

Торцева площі поверхня каstrулі (кришка):

$$F_k = \pi d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,3^2 / 4 = 0,071 \text{ м}^2$$

Тепловтрати від поверхні каstrулі. Врахуємо, що зверху горизонтальної гарячої кришки тепловіддача збільшується на 30%:

$$Q_{\delta} = q F_{\delta} = 1487 \cdot 0,188 = 280 \text{ Вт}$$

$$Q_k = q F_k \cdot 1,3 = 1487 \cdot 0,071 \cdot 1,3 = 137 \text{ Вт}$$

Загальні тепловтрати від бокової поверхні апарату за температури олії:

$$Q_{втр max} = Q_k + Q_{\delta} = 280 + 137 = 417 \text{ Вт}$$

11. Перевіримо температуру стінки каstrулі та зробимо за необхідністю перерахунок:

$$t_{c1} = t_v - q/\alpha_m = 135 - 1487/113 = 135 - 13,2 = 121,8 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$t_{c2} = t_{c1} - q\delta/\lambda = 121,8 - 1487 \cdot 1 \cdot 10^{-3}/16 = 121,8 - 0,1 = 121,7 \text{ }^\circ\text{С}.$$

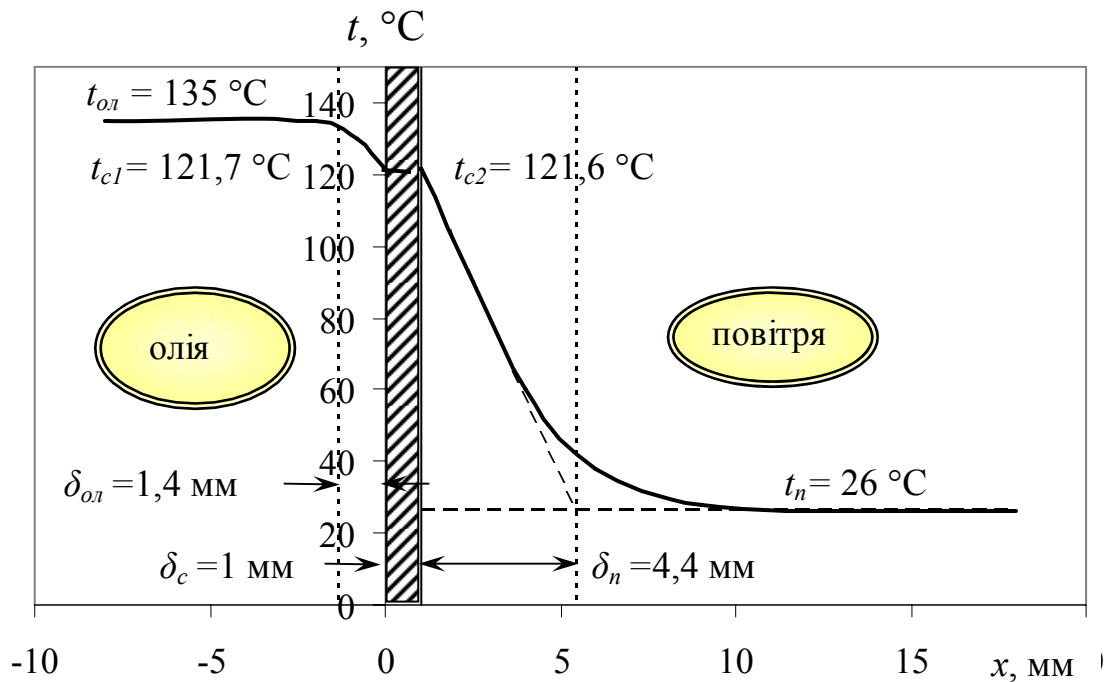
Оскільки одержаний температурний напір для олії  $\Delta t_{ол}^* = q/\alpha_{ол} = 13,3 \text{ }^\circ\text{С}$  відрізняється від початкового значення  $\Delta t_{ол} = 10 \text{ }^\circ\text{С}$  усього на 33%, тому перерахунок величин коефіцієнтів тепловіддачі для олії та теплопередачі не потрібен.

12. Для графіку розподілу температур біля бокової стінки каstrулі оцінимо товщини пристінних шарів  $\delta$ .

Для олії:  $\delta_{ол} = \lambda_{ол}/\alpha_{ол} = 0,156/113 = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,4 \text{ мм}.$

Для повітря:  $\delta_n = \lambda_n / \alpha_n = 0,030 / 6,75 = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,4 \text{ мм}$

Будуємо графік розподілу температури біля бокової стінки каструлі у масштабі.



13. Розрахуємо тепловий баланс для нагрівача. Каструля від нагрівача одержує тепловий потік ( $\eta_n = 1$ ):

$$Q_n = P \cdot \eta_n = 3000 \cdot \text{Вт.}$$

З урахуванням тепловтрат середній корисний тепловий потік:

$$Q_{кор} \approx Q_n - Q_{втр max} / 2 \approx 3000 - 417 / 2 = 2,79 \text{ кВт.}$$

14. Розрахуємо час нагріву каструлі. Для її нагріву потрібна теплота:

$$Q_\tau = m C(t_k - t_n), \quad \text{де } m = \rho V K,$$

$$V = \pi d^2 h / 4 = 3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 0,2 / 4 = 14,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 14,1 \text{ л.}$$

$$Q_\tau = \rho V K C(t_{ол} - t_n) = 970 \cdot 14,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot 2200 (135 - 26) = 3,29 \cdot 10^6 = 3,29 \text{ МДж.}$$

Розрахуємо час нагріву каструлі:

$$\tau = Q_\tau / Q_{кор} = 3,29 \cdot 10^6 / 2,79 \cdot 10^3 = 1178 \text{ с} \approx 19,6 \text{ хв.}$$

Розрахуємо повний коефіцієнт використання теплоти :

$$\eta_{нов} = Q_{кор} / P = 2790 / 3000 = 93,0 \text{ \%}.$$

## Контрольні запитання для самоперевірки

1. Назвіть основні рівняння, що використовуються під час розрахунку роботи, їх мету та сенс.
2. Тепловий потік, питомий тепловий потік та витрата теплоти. Одиниці вимірювання.
3. Конвекція та її види.
4. Що таке тепловіддача ?
5. Закон Ньютона - Ріхмана.
6. Від чого залежить коефіцієнт тепловіддачі ?
7. Ламінарний та турбулентний режими руху рідини. Їх вплив на тепловіддачу.
8. Пристінний шар: його властивості та вплив на тепловіддачу.
9. Критерії подібності, що використовуються під час теплового розрахунку та їх фізичний сенс.
10. Природа вільної конвекції. Критеріальне рівняння для вільної конвекції.
11. Критеріальні рівняння для різних видів конвекції.
12. Теплове випромінювання та його природа.
13. Закон Стефана -Больцмана.
14. Рівняння теплового балансу. Що ми одержуємо з його допомогою ?
15. Ефективний коефіцієнт теплопередачі, його сенс та вираз.
16. Термічні опори для теплопровідності, конвекції та теплопередачі. Внутрішній та зовнішній термічні опори стінки.

**Теплофізичні властивості сухого повітря**

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu \cdot 10^5, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$Pr$
-40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	12,43	0,712
<b>0</b>	1,293	1,005	2,442	1,72	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,512	1,77	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,593	1,81	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,675	1,86	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,756	1,91	16,96	0,699
<b>50</b>	1,093	1,005	2,826	1,96	17,96	0,698
60	1,060	1,005	2,896	2,01	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,966	2,06	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,047	2,11	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,128	2,15	22,10	0,690
<b>100</b>	0,946	1,009	3,210	2,19	23,13	0,688

Таблиця 1.2

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

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

Таблиця 1.3

## Теплофізичні властивості води

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{К}^{-1}$	$Pr$
0	999,9	4,217	0,561	1,792	-0,68	13,47
10	999,7	4,193	0,580	1,308	0,88	9,46
20	998,2	4,182	0,599	1,005	2,07	7,01
30	995,7	4,179	0,616	0,801	3,03	5,42
40	992,2	4,179	0,631	0,658	3,85	4,33
50	988,1	4,181	0,644	0,554	4,57	3,55
60	983,2	4,185	0,654	0,475	5,23	2,99
70	977,8	4,19	0,663	0,414	5,84	2,56
80	971,8	4,197	0,670	0,365	6,41	2,22
90	965,3	4,205	0,675	0,326	6,96	1,96
100	958,4	4,216	0,680	0,295	7,50	1,75

Таблиця 1.4

## Теплофізичні властивості незбираного молока

$t, ^\circ\text{C}$	10	20	30	40	50	60	70	80	100
$\mu \cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$	2,47	1,79	1,33	1,04	0,85	0,71	0,62	0,57	0,53
$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	2,39	1,74	1,30	1,02	0,84	0,70	0,62	0,57	0,54
$\rho, \text{кг/м}^3$	1040	1030	1025	1020	1015	1010	1005	995	980
$C_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	3,9	3,91	3,92	3,93	3,94	3,95	3,96	3,98	4,0
$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	0,56	0,57	0,58	0,59	0,6	0,61	0,62	0,62	0,62

Таблиця 1.5

**Теплофізичні властивості соняшникової олії**

$t, ^\circ\text{C}$	30	40	50	60	70	80	90	110	130
$\mu \cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$	45,5	32,2	23,1	17,7	13,6	10,7	8,13	6,17	4,64
$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	925	920	915	910	904	900	894	882	870
$C_p, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	1,9	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	2,05	2,12	2,2
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	0,165	0,163	0,161	0,16	0,159	0,158	0,157	0,156	0,156

Таблиця 1.6

**Теплофізичні властивості бульйону (і супу)**

(прийняти за середні значення на інтервалах температур 50...100 °С

величини:  $C_p = 3,9 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\lambda = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ )

$t, ^\circ\text{C}$	40	50	60	70	80	90	100
$\mu \cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$	12,0	9,2	7,45	6,2	5,3	4,63	4,1
$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	1020	1010	1000	990	980	970	960

## Українсько-російський словник

визначальний	-	определяющий
використання	-	использование
випромінювання	-	излучение
витрата	-	расход
виштовхування	-	выталкивание
вільний	-	свободный
втрата	-	потеря
в'язкість	-	вязкость
густина	-	плотность
загальний	-	общий
кількість теплоти	-	количество теплоты
коефіцієнт корисної дії (ККД)	-	коэффициент полезного действия (КПД)
критеріальне рівняння	-	критериальное уравнение
навколишнє середовище	-	окружающая среда
насичена пара	-	насыщенный пар
пароутворення	-	парообразование
питомий (для 1 кг)	-	удельный
питомий об'єм	-	удельный объём
площа	-	площадь
побудувати	-	построить
поверхня	-	поверхность
повітря	-	воздух
подібність	-	подобие
потік	-	поток
похибка	-	погрешность, ошибка
прискорення	-	ускорение
пристінний шар	-	пограничный слой
рідина	-	жидкость
розв'язання	-	решение
розрахунок	-	расчет
співвідношення	-	соотношение
стала	-	постоянная
ступінь чорноти	-	степень черноты
тепловіддача	-	теплоотдача
тепловтрати	-	теплопотери
теплоносій (ТН)	-	теплоноситель
теплообмінник	-	теплообменник
тиск	-	давление
час	-	время
шар	-	слой

Навчальне видання

Укладачі: МАЛАФАЄВ Микола Тимофійович  
ТОРЯНИК Олександр Іванович

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВТРАТ ВІД ПОВЕРХНІ  
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ  
до виконання самостійної роботи з курсу  
“Теплотехніка”

для студентів ННІХТБ  
за напрямком підготовки 6.051701

Розрахунково-графічне завдання

Підп. до друку 12 .01.11                      Формат 60 x 84 1/16.  
Папір газет. Друк офс.                      Ум.друк. арк. 1,5                      Обл.-вид.арк. 1,3  
Тираж 150 прим.                      Зам.  
Харківський державний університет харчування та торгівлі  
61051, Харків-51, вул. Клочківська, 333  
РВВ ХДУХТ, 61051, Харків-51, вул. Клочківська, 333