

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ СТАНЦІЙ ТА
ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ РГР З ДИСЦИПЛІНИ
«ДЖЕРЕЛА ТА СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ОПАЛЕННЯ ТА
КОНДИЦІЮВАННЯ»
ДЛЯ ЗДОБУВАЧІВ ВИЩОЇ ОСВІТИ (РІВНЯ - БАКАЛАВР)
ЗАОЧНОЇ ФОРМИ НАВЧАННЯ
СПЕЦІАЛЬНОСТІ 141 – ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОТЕХНІКА ТА
ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

Затверджено
на засіданні кафедри ТЕСЕТ
протокол № 1 від 29.08.2024

« » « » 2024 p.

ЗМІСТ

1. Мета виконання розрахунково-графічної роботи	4
2. Тепловий розрахунок теплообмінника ГВП	4
3.Додатки	10
Література	11

1.МЕТА ВИКОНАННЯ РГР

Метою виконання розрахунково-графічної роботи є закріплення практичних навичок щодо вибору серійного теплотехнічного обладнання, яке використовується в системах теплопостачання муніципального призначення. для організації опалення і гарячого водопостачання.

Для організації системи опалення в теплових пунктах будівель використовується серійне теплотехнічне обладнання, яке визначається схемою приєднання системи до теплових мереж, а саме, або елеватори (гідравлічно залежні системи), або теплообмінники (незалежні системи).

В закритих системах гарячого водопостачання (ГВП) серійним теплотехнічним обладнанням визначаються теплообмінники, за допомогою яких здійснюється підігрів холодної водопровідної води. В якості гріючого теплоносія в теплообмінниках ГВП використовується мережевий теплоносій. Температура підігріву водопровідної води встановлюється місцевими регламентами і дорівнює 50 °С, 55 °С або 60 °С. Температура мережевого теплоносія на вході і виході з теплообмінника визначається у відповідності графіка якісного регулювання за тепловим навантаженням на опалення з урахуванням ГВП навантаження.

В РГР вирішується задача вибору теплообмінника ГВП за результатами теплового розрахунку. Базовою характеристикою теплообмінника, за якою визначається типорозмір серійного теплообмінника, є значення поверхні теплообміну. Визначення поверхні теплообміну є метою теплового розрахунку теплообмінника.

Для виконання теплового розрахунку теплообмінника необхідні дані щодо температур теплоносіїв початкових і кінцевих (на вході і виході з теплообмінника) і витратами теплоносіїв – чотири параметри.. В практиці виконання теплових розрахунків теплообмінника один з чотирьох параметрів може буди невідомим і визначається на основі теплового балансу апарата.

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА ГВП

В якості прикладу вирішення задачі за темою РГР розглядається тепловий розрахунок теплообмінника ГВП з метою визначення поверхні теплообміну для вибору типорозміру серійного апарата.

За результатами теплового розрахунку визначити площину поверхні водоводяного теплообмінника, в якому гріючий теплоносій (вода теплових мереж) рухається усередині трубок розміром $d_{вн} / d_{н}$, (30/33 мм), з початковою температурою $t_1' = 125$ °С і кінцевою температурою $t_1'' = 85$ °С, витрати мережевого теплоносія $G_1 = 7$ кг/с. Теплоносій, що нагрівається – водопровідна вода, рухається в міжтрубному просторі з початковою температурою $t_2' = 45$ °С і кінцевою температурою $t_2'' = 110$ °С, витрати водопровідної води G_2 . Таким чином Схема взаємного руху теплоносіїв – протитечія (рис.1).

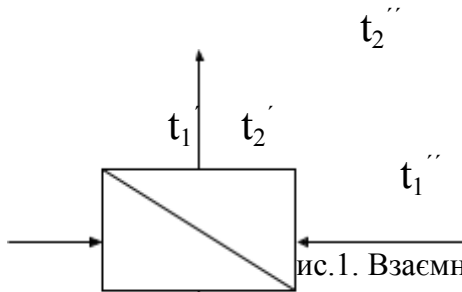
Процес теплової взаємодії між «гарячим» і «холодним» теплоносіями в апараті поверхньового типу здійснюється у формі складного процесу теплообміну - теплопередачі.

Поверхня теплообміну підігрівача F визначається за допомогою основного співвідношення теплопередачі

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \rightarrow F = Q / (k \Delta t), \quad (1)$$

де

Q - теплова потужність теплообмінника, кВт,
 k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К),
 F - поверхня теплообміну, м²,
 Δt - середній температурний напір, °С.



ис.1. Взаємний рух теплоносіїв за схемою протитечії

Кількість теплоти, якою обмінюються теплоносії в процесі теплопередачі, згідно закону збереження енергії, визначається рівнянням теплового балансу.

Рівняння теплового балансу теплообмінника є рівнянням між кількістю теплоти, яку віддає «гарячий» теплоносіє (Q_1), і кількістю теплоти, яку отримує «холодний» теплоносіє (Q_2)

За умов задачі тепловий баланс теплообмінника складається за схемою:

$$Q_1 = Q_2 = Q,$$

$$Q_1 = G_1 \cdot c_p (t_1' - t_1''),$$

де c_p - теплоємність води (в розрахунках задачі можна прийняти $c_p = 4,19$ кДж/(кг·К))

$$Q_2 = G_2 \cdot c_p (t_2'' - t_2')$$

$$Q = G_1 \cdot c_p (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_p (t_2'' - t_2') \quad (2)$$

Згідно (1) для визначення поверхні теплообміну апарату F , необхідно знати теплову потужність апарату, коефіцієнт теплопередачі і середній температурний напір.

Теплова потужність теплообмінника ГВП, яка дорівнює тепловому навантаженню гарячого водопостачання, розраховується згідно з рівнянням (2):

$$Q = G_1 \cdot c_p (t_1' - t_1'') = 7 \cdot 4,19 \cdot (125 - 85) = 1183 \text{ кВт}$$

Рівняння (2) дозволяє визначити витрати «холодного» носія G_2 (див. умови задачі - значення G_2 невідомо,)

УВАГА! Якщо невідома величина G_1 , то G_2 повинна бути величиною відомою і алгоритм дій щодо визначення G_1 не змінюється, тобто $G_1 = G_2 [(t_2'' - t_2') / (t_1' - t_1'')]$

$$G_2 = Q / [c_p (t_2'' - t_2')] =$$

$$= 1183 / [4,19 \cdot (110 - 45)] = 4,3 \text{ кг/с.}$$

Середній температурний напір, а саме середнєлогарифмічний напір визначається відповідно до співвідношення

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln (\Delta t_6 / \Delta t_m),$$

де Δt_6 - більший температурний напір,

Δt_m - менший температурний напір.

Визначення Δt_6 і Δt_m виконується згідно зі схемою взаємного руху теплоносіїв (протитечія).

На рис.2 наводиться графік зміни температури теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну апарата F при протитечії їх взаємного руху. Більший (Δt_6) і менший (Δt_m) напори температур визначаються величинами різниці:

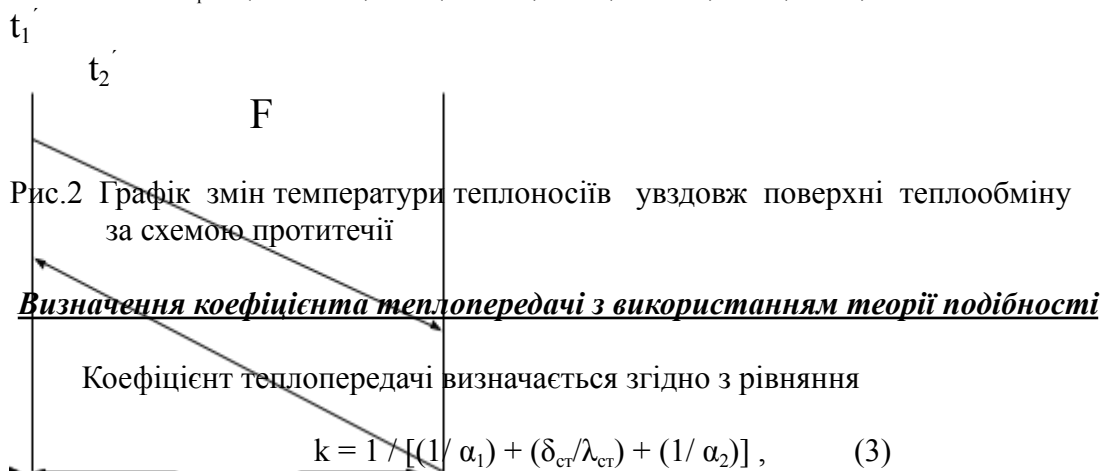
$$(t_1' - t_2'') \text{ або } (t_1'' - t_2').$$

За умов задачі Δt_6 і Δt_m відповідно дорівнюють:

$$\Delta t_6 = 85 - 45 = 40^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_m = 125 - 110 = 15^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln (\Delta t_6 / \Delta t_m), = (40 - 15) / \ln (40 / 15) = 25,5^\circ\text{C},$$



де

$\delta_{ст}$ - товщина стінки трубки, яка визначається рівнянням

$$\delta_{ст} = (d_n - d_{вн}) / 2 = (0,033 - 0,030) / 2 = 0,0015 \text{ м},$$

$\lambda_{ст}$ - коефіцієнт теплопровідності матеріала трубки (сталь) [$\lambda_{ст} = 58 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$].

α_1 - коефіцієнт тепловіддачі від «гарячого» теплоносія (в трубках апарата) до внутрішньої поверхні трубки, $\text{Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$,

α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубок до «холодного» теплоносія (в міжтрубному просторі)

Згідно рекомендацій [2] швидкість теплоносія в трубках апарата (w_1) доцільно обмежувати діапазоном значень 0,5...3 м/с. Для виконання розрахунків значення швидкості гріючого («гарячого») теплоносія в трубному просторі приймається (за власним бажанням з урахуванням наведених рекомендацій)

$$w_1 = 1,15 \text{ м/с}.$$

Площина «живого» перерізу ходи гріючого теплоносія в трубному просторі визначається за співвідношенням

$$f_1 = G_1 / \rho_1 \cdot w_1,$$

де G_1 - витрати гріючого теплоносія, кг/с, ($G_1 = 7 \text{ кг/с}$)

ρ_1 - густина гріючого теплоносія (визначається при середній температурі гріючого теплоносія t_{1cp})

$$t_{1cp} = (t_1' + t_1'') / 2 = (125 + 85) / 2 = 105^\circ\text{C},$$

(величина густини визначається за допомогою таблиці 1 Додатків :

$$\text{ - при } t_{1cp} = 105^\circ\text{C} \rightarrow \rho_1 = 955 \text{ кг/м}^3,$$

w_1 - швидкість гріючого теплоносія ($w_1 = 1,15 \text{ м/с}$).

$$f_1 = 7 / (955 \cdot 1,15) = 0,0064 \text{ м}^2$$

Кількість трубок однієї ходи складає

$$n = 4 \cdot f_1 / (\pi \cdot d_{\text{вн}}^2) = 4 \cdot 0,0064 / (3,14 \cdot 0,03^2) = 9 \text{ шт.}$$

Внутрішній діаметр корпусу апарата D_0 визначається за умов шахового розташування трубок ($\alpha = 60^\circ$) з відносним кроком $\beta = 1,33$ і коефіцієнтом використання трубної дошки $\psi = 0,85$, а саме

$$D_0 = 1,3 \cdot \beta \cdot d_{\text{н}} \sqrt{(n \cdot \psi) \cdot \sin \alpha} = 1,3 \cdot 1,33 \cdot 0,033 \sqrt{(9/0,85)} = 0,15 \text{ м}$$

Площина «живого» перерізу міжтрубного простору (простір руху «холодного» носія) f_2 визначається так:

$$f_2 = (\pi \cdot D_0^2 / 4) - (n \cdot \pi \cdot d_{\text{н}}^2 / 4) = 0,01 \text{ м}^2.$$

Швидкість руху «холодного» теплоносія визначається за допомогою відповідного рівняння і складає:

$$w_2 = G_2 / (f_2 \cdot \rho_2) = 4,3 / (0,01 \cdot 974) = 0,44 \text{ м/с},$$

де ρ_2 - густина «холодного» теплоносія при середній температурі $t_{2\text{ср}}$ (див. табл. 1 Додатків)

$$t_{2\text{ср}} = (t_2' + t_2'') / 2 = (45 + 110) / 2 = 77,5^\circ\text{C} \rightarrow \rho_2 = 974 \text{ кг/м}^3$$

Теплофізичні властивості «гарячого» і «холодного» теплоносіїв при відповідних середніх температурах ($t_{1\text{ср}} = 105^\circ\text{C}$, $t_{2\text{ср}} = 77,5^\circ\text{C}$), які потрібні для розрахунків **коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 - густина (ρ_1 , ρ_2), коефіцієнт кінематичної в'язкості (ν_1 , ν_2), критерій Прандтля (Pr_1 , Pr_2), коефіцієнт теплопровідності (λ_1 , λ_2)** - визначаються за допомогою таблиці 1 (див.Додатки) :

«гарячий» теплоносії

$$\begin{aligned} \rho_1 &= 955 \text{ кг/м}^3 \\ \nu_1 &= 0,283 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \\ Pr_1 &= 1,67 \\ \lambda_1 &= 0,685 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \end{aligned}$$

«холодний» теплоносії

$$\begin{aligned} \rho_2 &= 944 \text{ кг/м}^3 \\ \nu_2 &= 0,378 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \\ Pr_2 &= 2,3 \\ \lambda_2 &= 0,673 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \end{aligned}$$

Коефіцієнти тепловіддачі **α_1 і α_2** визначаються згідно критеріальних рівнянь, у формі

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n,$$

де Nu – визначуваний критерій подібності

$$Nu = (\alpha \cdot L) / \lambda,$$

де L – визначальний розмір (для теплоносія, який рухається в трубах $L = d_{\text{вн}}$, а для теплоносія, який рухається в міжтрубному просторі $L = d_{\text{екв}}$);

Re – визначальний критерій гідродинамічної подібності (визначає режим руху рідини – ламінарний, перехідний, турбулентний);

Pr - визначальний критерій Прандтля;

Критерій Рейнольдса для «гарячого» теплоносія: визначається за співвідношенням

$$Re_1 = w_1 \cdot d_{\text{вн}} / \nu_1 = 1,15 \cdot 0,003 / 0,283 \cdot 10^{-6} = 122 \cdot 10^3$$

$Re_1 > 10^4$ – режим течії «гарячого» теплоносія турбулентний. За таких умов для визначення коефіцієнта тепловіддачі рекомендується використовувати критеріальне рівняння у вигляді

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} =$$

$$= 0,02 (122 \cdot 10^3)^{0,8} \cdot 1,67^{0,43} = 293.$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі від гріючого теплоносія до стінки трубки α_1 визначається за рівнянням

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \lambda_1 / d_{\text{вн}} =$$

$$= 293 \cdot 0,685 / 0,030 = 6690 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Критерій Рейнольдса для «холодного» теплоносія дорівнює:

$$Re_2 = w_2 \cdot d_{\text{екв}} / \nu_2 = 0,44 \cdot 0,0284 / 0,378 \cdot 10^{-6} = 33,1 \cdot 10^3,$$

де $d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр, м, величина якого визначається співвідношенням

$$d_{\text{екв}} = (D_o^2 - n \cdot d_n^2) / (D_o + n \cdot d_n) = (0,15^2 - 9 \cdot 0,033^2) / (0,15 + 9 \cdot 0,033) = 0,0284 \text{ м}.$$

$Re_2 > 10^4$ – режим руху – турбулентний, і тоді коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубки до «холодного» теплоносія (α_2) визначається за допомогою критеріального рівняння

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} =$$

$$= 0,021 (33,1 \cdot 10^3)^{0,8} \cdot 2,3^{0,43} = 129,4.$$

Тоді

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_{\text{екв}} = 129,4 \cdot 0,673 / 0,0284 = 306,7 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Згідно рівняння (3) коефіцієнт теплопередачі дорівнює

$$k = 1 / [(1 / \alpha_1) + (\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}}) + (1 / \alpha_2)] = 2000 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площина поверхні теплообміну

Відповідно до умов задачі поверхня теплообміну згідно з рівнянням (1) дорівнює

$$F = Q / (k \cdot \Delta t_{\text{cp}}) = 1183 \cdot 10^3 / (2000 \cdot 25,5) = 23,2 \text{ м}^2$$

Примітка! В формулі (1) значення Q підставляти у Вт (1183000 Вт), бо в розмірностях α і λ використовуються Вт.

Серед характеристик теплообмінників поверхньового типу найважливішою є значення поверхні теплообміну (F). Саме за допомогою цієї характеристики виконується вибір серійних теплообмінників відповідної конструкції.

Теплообмінники типу МВН – кожухотрубні апарати, які компонується в односекційних або в багатосекційних варіантах відповідно до визначеної величини поверхні теплообміну (за результатами теплового розрахунку).

Згідно теплового розрахунку теплообмінника поверхня теплообміну складає

$$F = 23,2 \text{ м}^2.$$

Таким чином, розрахунковим вимогам відповідають, наприклад, такі варіанти серійних теплообмінників типу MBH 2052-62 [3] (табл.2 Додатків):

- односекційний варіант - MBH 2052-36 ($F = 29,1 \text{ м}^2$, $n = 151$), запас (резерв) за рахунок поверхні теплообміну складає $6,1 \text{ м}^2$, що дозволяє підвищити теплову потужність апарату відносно умов задачі);

- багатосекційний варіант (2 секції) - MBH 2052-32, (поверхня однієї секції $F = 13,3 \text{ м}^2$, $n = 63$), резерв за рахунок поверхні теплообміну складає $3,4 \text{ м}^2$

Кінцевий вибір серійної комплектації теплообмінника типу MBH 2052-62 повинен враховувати техніко-економічні показники, такі, як поверхня теплообміну обраного серійного апарата, можливість використання резерву поверхні теплообміну, а також економічні показники (наприклад, вартість).

3. ДОДАТКИ

Таблиця 1

Теплофізичні властивості води [2]

Температура, °C	Теплоємність c_p , кДж/(кг·К)	Густина, ρ , кг/м ³	Коеф-т тепло- провідності, λ , Вт/(м·К)	Кінематича в'язкість, $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Критерій Прандтля, Pr
0	4,2	999,9	0,556	1,796	13,66
10	4,2	999,7	0,576	1,310	9,54
20	4,2	998,2	0,599	1,010	7,07
30	4,2	995,7	0,627	0,804	5,44
40	4,2	992,2	0,631	0,659	4,33
50	4,2	988,1	0,643	0,556	3,57
60	4,2	983,2	0,656	0,478	3,00
70	4,2	977,8	0,664	0,416	2,68
80	4,2	971,8	0,668	0,367	2,24
90	4,2	965,3	0,678	0,328	1,97

100	4,25	958,4	0,682	0,296	1,76
120	4,3	943,4	0,686	0,246	1,44
140	4,3	925,4	0,686	0,212	1,23
160	4,35	907,5	0,684	0,192	1,11
180	4,45	887	0,675	0,174	1,01
200	4,53	865	0,665	0,162	0,95

Таблиця 2

Технічні характеристики водоводяних односекційних
и багатосекційних теплообмінників МВН 2052-62 [3]

Позначення (нормаль)	Внутр.діаметр корпуса, $D_{\text{вн}}$, мм	Поверхня нагріву однієї секції, F , м ²	Кількість трубок, n
МВН 2052-21	50	0,38	4
МВН 2052-22		0,77	
МВН 2052-23	64	0,67	7
МВН 2052-24		1,35	
МВН 2052-25	82	1,15	12
МВН 2052-26		2,32	
МВН 2052-27	106	1,80	19
МВН 2052-28		3,66	
МВН 2052-29	158	3,53	37
МВН 2052-30		7,14	
МВН 2052-31	207	6,58	63
МВН 2052-32		13,3	
МВН 2052-33	259	10,4	109
МВН 2052-34		21,0	
МВН 2052-35	309	14,3	151
МВН 2052-36		29,1	

Таблиця 3

Варіанти завдання до виконання РГР

Вар.	t_1' , °C	t_1'' , °C	t_2' , °C	t_2'' , °C	Q_1 , кг/с	Q_2 , кг/с	$d_{\text{звн}}/d_{\text{вн}}$, мм/мм
1	60	45	10	50	-	1,0	16/14
2	65	47	10	55	-	1,2	16/14
3	60	44	10	50	-	1,6	16/14
4	65	49	10	55	-	1,3	16/14
5	60	46	10	50	-	2,0	16/14
6	65	47	10	55	-	1,5	16/14
7	60	41	10	50	-	2,2	16/14
8	65	48	10	55	-	1,9	16/14
9	60	44	10	50	-	2,5	16/14
10	65	47	10	55	-	2,8	15/14

ЛІТЕРАТУРА

- 1.Титар С.С. Системи енергопостачання промислового підприємства. Навчальний посібник. Одеса: АО БАХВА, 2002. – 356 с.
2. Б.Х.Драганов, А.А.Долинський та інш. Теплотехніка: Підручник. – Київ; «ІНКОС», 2005. – 504 с.
- 3.Лабай В.Й. Приклади і задачі з курсу тепломасообміну: Навч.посібник/ - Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2017. – 228 с.