

В. Ф. Сіренко, к.т.н., доцент, Сумський національний аграрний університет

При забезпеченні температурних режимів в енергетичній галузі, технологічних процесах переробної та хімічної промисловості часто використовуються кожухотрубчасті теплообмінники. Передача теплової енергії супроводжується складними тепловими і гідродинамічними процесами. Тому проектування і розрахунок теплообмінної апаратури відбувається в декілька етапів. Кінцевою метою проектування є створення найбільш економічно обґрунтованого апарату, що має мінімальні капітальні та експлуатаційні витрати. Ця мета в даний час досягається методом вибору з багатьох рішень.

В основу представленої роботи покладено використання енергетичного коефіцієнта, рівного відношенню теплового потоку до витрачаємої потужності для перекачування теплоносіїв.

Використовуючи відомі рівняння отримано залежності:

1) Перепаду тиску від співвідношення площі тепалообмена і площі перерізу трубок;

2) Питомих витрат на перекачування теплоносіїв, віднесених до одиниці площі теплообміну, причому на питомі витрати в основному впливає величина швидкостей третьої ступені.

Проаналізовано рівняння тепловіддачі від рідини до стінки тубки. Отримано вираз коефіцієнта тепловіддачі, з якого видно, що α слабо залежить від $d-0,2$.

Представлені наочні результати обчислення залежностей коефіцієнта тепловіддачі і питомих енергетичних витрат від величини швидкості течії у відносних величинах від базової швидкості.

Намічено кілька шляхів для зменшення енергетичних витрат при перекачуванні теплоносіїв без значного збільшення поверхні теплообміну.

Ключові слова: теплообмін, кожухотрубчасті теплообмінники, поверхня теплопередачі, гідравлічний опір, потужність перекачування.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Для створення і підтримання температурного режиму в теплових, масообмінних та інших процесах хімічної технології та переробної галузі і в системах опалення необхідно здійснювати підведення або відведення теплової енергії від робочого середовища.

У промисловості для проведення таких процесів широко застосовують кожухотрубчасті та пластинчасті теплообмінні апарати, які прості по конструкції, надійні в експлуатації і можуть мати площу поверхні теплообміну до 1000 м².

При розробці кожухотрубчастих теплообмінних апаратів необхідно вирішувати цілий комплекс завдань:

1. Визначення теплового навантаження на апарат.

2. Обґрунтований вибір теплоносія, який буде рухатися по трубному простору.

3. Попередній проектний розрахунок необхідної поверхні теплообмінника.

4. Вибір стандартного теплообмінного апарату та схеми руху теплоносіїв через нього.

5. Розрахунок кінетики теплопередачі в обраному апараті і перевірка наявності необхідного запасу поверхні.

6. Гідравлічний розрахунок теплообмінника.

7. Конструювання теплообмінного апарату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Гідравлічний розрахунок теплообмінника передбачає визначення напору на подолання опорів, що виникають, і потужності насоса, що ви-

трачається на прокачування теплоносіїв в теплообміннику. Результати цього розрахунку визначають в значній мірі експлуатаційні затрати та величину коефіцієнта теплопередачі, тобто загальну теплопродуктивність і теплоефективність апарату. Тому важливим шляхом поліпшення досконалості теплообмінного апарату є зменшення питомої потужності на прокачування теплоносіїв.

Теплогідродинамічну досконалисть апарату можна характеризувати відношенням двох видів енергії: теплоти Q , переданої через поверхню теплообміну, і роботи, витраченої на подолання гідродинамічного опору і вираженої в тих же одиницях. Таким чином, міру використання витраченої роботи на передачу теплоти можна виразити відношенням [4]

$$E=Q/N, \quad (1)$$

Де Q – тепла потужність теплообмінника, Вт;

N – потужність на прокачування теплоносіїв, Вт.

Чим більше значення E , тим при інших рівних умовах теплообмінник або його поверхня теплообміну досконалиша з теплогідродинамічної (енергетичної) точки зору. Енергетичний коефіцієнт — величина безрозмірна, тому чисельник і знаменник виразу можна відносити до довільної, але однієї і тієї ж одиниці, наприклад до одиниці поверхні теплообміну (теплові показник), до одиниці маси - поверхні теплообміну (масовий показник) або до одиниці об'єму (об'ємний показник). При порівнянні апаратів значення можна

відносити до всієї теплоти та до всієї затраченої роботи або до одиниці поверхні, маси або об'єму апарату. [4]

Цей запропонований показник, хоч і характеризує ступінь гідроенергетичної довершеності, але не вказує на шляхи її поліпшення і тому на практиці приходиться вибирати конструкцію із декількох розрахованих.

Формулювання цілей статті. Проаналізувати фактори, що впливають на гідравлічний опір проточних частин кожухотрубчатих теплообмінників і дати рекомендації по вибору раціональних геометричних і технологічних параметрів при проектуванні теплообмінної апаратури.

Виклад основного матеріалу дослідження. Завдання інтенсифікації процесу теплообміну і створення високоефективних теплообмінних апаратів, вельми актуальна. Для інтенсифікації процесів теплообміну застосовують наступні прийоми:

1) запобігання відкладень (шламу, солей, корозійних окислів) шляхом систематичного промивання, чищення і спеціальної обробки поверхонь теплообміну і попереднього виділення з теплоносіїв речовин і домішок, що дають відкладення;

2) продування трубного і міжтрубного простору від інертних газів, що різко знижують теплообмін при конденсації парів;

3) штучна турбулізація потоку.

4) виконання ребер на поверхні теплообмінника.

Але можливості додаткової турбулізації і збільшення теплообмінної поверхні за рахунок оребрення майже вичерпані і пов'язані із значним ростом гідравлічного опору проточної частини теплообмінників.

Як видно із загальноприйнятого підходу [1,2] до проектування та розрахунку теплообмінного обладнання, гідравлічний розрахунок проточної частини стоїть на останніх позиціях.

Зі збільшенням швидкості теплоносія потужність на його прокачування росте значно швидше, ніж кількість переданої теплоти, тобто для певного апарату або певної поверхні теплообміну значення енергетичного коефіцієнта зменшується зі збільшенням швидкості теплоносія.

Але в цих дослідженнях не враховується вплив режимів течії рідини та входження характерного розміру (наприклад, внутрішнього діаметру теплообмінних трубок в кожухотрубчатих теплообмінниках) у виразах для критерію Нуссельта.

За основу беремо відоме рівняння Дарсі-Вейсбаха для визначення втрати напорів h_{emp} по довжині круглої труби [1] без врахування місцевих опорів на вході і виході із теплообмінних трубок і штуцерів, які визначаються із конкретної схеми теплообмінника

$$h_{emp} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (2)$$

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, залежить від режимів течії теплоносіїв;

L – довжина проточної трубки, м;

d – еквівалентний розмір, м;

v – середня швидкість течії теплоносіїв в перерізі каналу, м/с;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$, прискорення вільного падіння.

При визначенні потужності перекачки теплоносіїв більш актуальним є перепад тиску Δp [3]

$$\Delta p = \rho g h_{emp} = \rho \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2}, \quad (3)$$

Де ρ – густина теплоносія, кг/м³.

Шляхом нескладних перетворень, домноживши чисельник і знаменник на $4\pi d n$

отримаємо вираз із співвідношенням площ

$$\Delta p = \rho \lambda \frac{F_{m-o}}{f_{n.m.}} \frac{v^2}{8} = \rho \lambda B \frac{v^2}{8}, \quad (4)$$

Де $B = \frac{F_{m-o}}{f_{n.m.}}$ – співвідношення площ теплообміну (бічної поверхні трубок) та перерізу трубного пучка.

F_{T-o} – поверхня теплопередачівсіх трубок, м²;

$$F_{m-o} = \pi d n L,$$

n – кількість трубок в трубному пучку;

Сумарний переріз всіх трубок в трубному пучку, м²

$$f_{n.m.} = n \frac{\pi d^2}{4}. \quad (5)$$

В цьому рівнянні, при розрахунку втрат тиску в кожухотрубчатому теплообміннику, безпосередньо введена площа теплообміну у співвідношенні із живим перерізом трубчатки, що спрощує енергетичні оцінки апарату вже на стадії проектування.

Потужність, що витрачається для перекачки теплоносія по трубному пучку [1]

$$N = \Delta p G_V = \rho \lambda \frac{F_{m-o}}{f_{n.m.}} \frac{v^2}{8} v f_{n.m.} = \frac{\rho \lambda}{8} F_{m-o} v^3, \quad (6)$$

G_V – об'ємна витрата теплоносія, м³/с.

Поділивши ліву і праву частини цього рівняння на величину поверхні теплообміну, отримаємо вираз для знаходження питомих витрат потужності для перекачування теплоносія із заданою швидкістю віднесеного до 1 м² площі теплообміну

$$\frac{N}{F_{m-o}} = \frac{\rho \lambda}{8} v^3. \quad (7)$$

Таким чином, при заданій швидкості течії гідравлічний опір проточної частини визначається лише коефіцієнтом гідравлічного тертя, який в свою чергу є функцією режиму течії рідини.

З іншого боку маємо рівняння тепловіддачі для трубного пучка до якого також входить вираз

поверхні тепловіддачі

$$Q = \alpha F_{m-o} \Delta t_{cp} \quad (8)$$

Де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²*град.;

Δt_{cp} – середня різниця температур теплоносіїв, град.;

F_{m-o} – поверхня теплопередачі всіх трубок, м²;

$$F_{m-o} = \pi d_n L \quad (9)$$

Теплове навантаження для теплоносія, що прокачується в трубах, Q визначається із виразу

$$Q = c \rho \frac{\pi d_e^2}{4} v (t_{вих} - t_{вх}), \quad (10)$$

де c – теплоємність теплоносія, Дж/кг*град.;

$t_{вих}$ – температура теплоносія на виході після нагрівання, град.;

$t_{вх}$ – температура теплоносія на вході в теплообмінник, град.

Прирівнявши вирази для теплового навантаження (8),(10) отримаємо величину необхідного коефіцієнта тепловіддачі від стінок трубок до теплоносія для нагріву заданої кількості робочого середовища до заданої температури при заданій поверхні тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\rho c v \Delta t_{cp}}{(t_{вих} - t_{вх}) B} \quad (11)$$

Вирахувати величину фактичного коефіцієнта тепловіддачі із врахуванням гідродинамічної обстановки та фізичних властивостей теплоносія можна виходячи із критерія Нуссельта [3]

$$Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda_m} \quad (12)$$

де λ_m – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/м*град.

Із експериментальних даних для розвинутого турбулентного режиму ($Re > 4000$) [3] складене рівняння для визначення критерія Нуссельта

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0.25}, \quad (13)$$

де $Pr = \frac{v}{a}$ – критерій Прандтля, що показує

співвідношення в'язкісних та температуропровідних характеристик теплоносія.

Тут a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с.

При теплоносіях, що нагріваються, співвідношення ($Pr/Pr_{ст}$) з невеликою погрешністю можна прийняти =1 [5].

Слід відмітити, що коефіцієнт тепловіддачі сам по собі вже є питомим показником, що визначає потік теплової енергії через 1 м² поверхні тепловіддачі при середній різниці температур стінки та теплоносія в 1°С.

Після об'єднання останніх двох формул (12),(13) коефіцієнт тепловіддачі дорівнює

$$\alpha = \frac{0.021 v^{0.8} \lambda_m Pr^{0.43}}{v^{0.8} d_e^{0.2}} \quad (14)$$

Якщо в попередніх дослідженнях вказувалось [5] на залежність коефіцієнта тепловіддачі α лише від швидкості, то в такому запису простежується незначний вплив і еквівалентного розміру d_e .

Звертаючись до виразу (1) для енергетичного коефіцієнту після підстановок (6) та (8) отримаємо

$$E = \frac{8 \alpha \Delta t_{cp}}{\rho \lambda v^3}, \quad (15)$$

де відношення величини теплового потоку в кожухотрубному теплообміннику до потужності для перекачування теплоносіїв, а точніше до енергії для турбулізації рідини, не залежить від геометричних параметрів, що визначають величину поверхні теплообміну.

Найбільший негативний вплив на величину теплогідродинамічної ефективності, зважаючи на (7) та (14), має середня швидкість теплоносія. Виходячи із останнього рівняння (15) ситуацію частково можна виправити шляхом раціональної організації руху теплоносіїв, тим самим збільшивши середню різницю температур між гріючим та нагріваемими середовищами.

Наприкінці приведемо таблицю, в якій відображений вплив зміни швидкості теплоносія, як на зміну коефіцієнта тепловіддачі, так і на питомі енергетичні затрати. У відповідності із рекомендаціями [3] діапазон зміни швидкості рідкого теплоносія в прямих трубах складає 0,25-1,5 м/с. За базу відліку коефіцієнта тепловіддачі та питомого гідравлічного опору взята швидкість в 0.25 м/с, а в таблицю занесені відносні показники до отриманих при базовій швидкості.

V, м/с	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5
α , Вт/м ² С ⁰	1	1.74	2.41	3.03	3.62	4.19
N/F _{m-o} , Вт/м ²	1	8	27	64	125	216

Ці дані показують, що при підвищенні швидкості течії маємо різке зростання питомих затрат потужності порівняно із незначним збільшенням коефіцієнта тепловіддачі. Якщо до швидкості 1 м/с величина N/F_{m-o} (вираз (7)) сягає до прийнятних 5 Вт/м², то подальше збільшення швидкості в 1,5 раза приводить до збільшення втрат майже в 4 рази при скромному зростанні коефіцієнта тепловіддачі на 25%. При сучасному підході із збереженням енергії цей фактор може бути вирішальним. Найбільш доцільним незначне збільшення поверхні тепловіддачі слід вважати за рахунок подовження трубок в трубному пучку.

Висновки. Спрощений аналіз енергетичних показників руху теплоносія в трубних пучках (без врахування гідродинамічних режимів) показує, що за інших рівних геометричних умов зміна швидкості теплоносія по різному впливає на величини, що характеризують роботу апарату: коефіцієнт теплопередачі змінюється пропорційно швидкості (або витрати) в ступені 0.6—0.8, гідродинамічний опір — пропорційно швидкості в сту-

пені 2.0, а потужність на прокачування теплоносія — в ступені 3.

З метою зменшення енергозатрат на прокачування, які можна підрахувати вже на стадії

ескізного проектування, слід ретельно розробляти схему руху теплоносіїв і вибирати їх витрати при доцільній швидкості течії.

Список використаної літератури:

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебн. для машиностроительных вузов / [Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др.]. - М. : Машиностроение, 1982.- 423 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача.- М.: Энергоиздат, 1981. -415 с.
3. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
4. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок: Учеб.пособие для вузов / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; Под ред. А.М. Бакластова. М.: Энергоиздат, 1981. 336 с.
5. Савельев Н.И. Расчет и проектирование кожухотрубчатых теплообменных аппаратов: учеб. пособие / Н.И. Савельев, П.М. Лукин. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та. 2010. – 80 с.

Сиренко В.Ф. Энергетические затраты в проточных частях кожухотрубчатых теплообменников

При обеспечении температурных режимов в энергетической отрасли, технологических процессах перерабатывающей и химической промышленности часто используются кожухотрубчатые теплообменники. Передача тепловой энергии сопровождается сложными тепловыми и гидродинамическими процессами.

Поэтому проектирование и расчет теплообменной аппаратуры происходит во много этапов. Конечной целью проектирования есть создание наиболее экономически обоснованного аппарата, имеющего минимальные капитальные и эксплуатационные затраты. Эта цель в настоящее время достигается методом выбора из множества решений.

В основу представленной работы положено использование энергетического коэффициента, равного отношению теплового потока к расходуемой мощности для перекачивания теплоносителей.

Используя известные соотношения получены зависимости:

- 1) Перепада давления от соотношения площади теплообмена и площади сечения трубок;
- 2) Удельных затрат на перекачивание теплоносителей, отнесенных к единице площади теплообмена; на удельные затраты в основном влияет величина скорости в третьей степени.

Проанализировано уравнение теплоотдачи от жидкости к стенке трубки. Получено выражение коэффициента теплоотдачи, из которого видно, что α слабо зависит от $d^{0,2}$.

Представлены наглядные результаты вычисления зависимостей коэффициента теплоотдачи и удельных энергетических затрат от величины скорости течения в относительных величинах от базовой скорости.

Намечено несколько путей для уменьшения энергетических затрат при перекачивании теплоносителей без значимого увеличения поверхности теплообмена.

Ключевые слова: теплообмен, кожухотрубчатые теплообменники, поверхность теплопередачи, гидравлическое сопротивление, мощность перекачки.

Sirenko V.F. Energy costs in running parts of the tube heat exchangers

While providing temperature conditions in the energy industry, technological processes of processing and chemical industries are often used shell-and-tube heat exchangers. The transfer of thermal energy is accompanied by complex thermal and hydrodynamic processes.

Therefore, the design and calculation of heat exchangers occurs in many stages. The ultimate goal of design is to create the most economically viable system, with minimal capital and operating costs. This objective is currently achieved by selecting from a variety of solutions.

The basis of the presented work laid the use of energy factor, is the ratio of heat flux to power consumed for pumping of fluids.

Using the obtained dependencies:

- 1) the pressure Drop from the ratio of the square of teploobmena and cross-sectional area of the tubes;
- 2) Unit costs for pumping heat transfer per unit heat transfer area; in unit costs mainly affected by the velocity cubed.

Analyzed the equation of heat transfer from fluid to the wall of the expression of the heat transfer coefficient, which shows that α weakly depends on $d^{0,2}$.

Presents illustrative results of calculation of dependency of heat transfer coefficient and specific energy consumption the magnitude of velocity in relative terms of base speed.

Identified several ways to reduce energy costs when pumping heat transfer without significant increase of the heat transfer surface.

Keywords: heat transfer, tube heat exchangers, heat transfer, hydraulic resistance, power pumping.

Дата надходження до редакції: 09.11.2015

Рецензент: д.т.н., проф. Топілін Г.Є.

УДК 331.472.338.432

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ШКІДЛИВИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ НА РОЗВИТОК ПРОФЕСІЙНИХ ЗАХВОРЮВАНЬ ПРАЦІВНИКІВ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

О. В. Семерня, Сумський національний аграрний університет

Метою данної статті є проведення аналізу впливу шкідливих виробничих факторів на працівників різних галузей сільського господарства, що призводять до розвитку професійних захворювань та запропоновані оптимальні рішення проблеми щодо профілактики цих захворювань.

Ключові слова: професійне захворювання, професійне здоров'я, умови праці, виробниче середовище, трудовий процес, профілактика, шкідливі виробничі фактори, хімічні фактори

Постановка проблеми

На сьогоднішній день актуальним залишається пошук шляхів вдосконалення контролю за станом професійної захворюваності в Україні та розробки і впровадження ефективних профілактичних технологій з урахуванням особливостей умов праці, оскільки стан професійної захворюваності характеризує рівень соціально-економічного, технічного, культурного, етичного розвитку держави.

В Україні майже 78 тисяч аграрних підприємств, на яких працюють близько 2 млн осіб. Це орієнтовно 20% від усього працюючого населення країни. Тому питання збереження життя, здоров'я працівників в сільському господарстві є дуже нагальним.

Сільськогосподарське виробництво складається з багатьох галузей. Це насамперед півництво, тваринництво, птахівництво, виробництво комбикормів, вирощування овочів тощо. Кожна з цих галузей має свої особливості умов праці, характеризується наявністю певних несприятливих факторів, тривалий вплив яких на організм працюючих може призвести до розвитку професійного захворювання.

Професійне захворювання - захворювання, що виникло внаслідок професійної діяльності працівника та зумовлюється виключно або переважно впливом шкідливих речовин і певних видів робіт та інших факторів, пов'язаних з роботою.

Науково-технічний прогрес, докорінно змінюючи характер праці, породжує нові фактори виробничого середовища, які несприятливо впливають на працюючих. Зросла загроза впливу існуючих виробничих шкідливостей внаслідок інтенсифікації виробничих процесів. З'явилися поняття факторів малої інтенсивності, комбінованого впливу декількох шкідливих факторів виробничого середовища.

Проблеми, що існують з охороною праці в сільському господарстві, перш за все, пов'язані з тим, що немає системності у їх вирішенні.

Аналіз основних досліджень і

публікацій, у яких започатковано роз'яснення проблеми.

Всебічним вивченням професійної захворюваності в Україні вчені займалися багато років. Дослідженню стану професійного захворювання присвячені роботи багатьох вітчизняних вчених, зокрема: О. Коршунова, А. Кухаренка, А. Курінного, А. Соловійова, О. Фролова, Ю. Кундієва, О. Смика, А. Нагорної, М. Соколової.[1] Оцінка стану і тенденцій професійної захворюваності проводилася по країні в цілому, за окремими галузями, а також як порівняльна оцінка стану професійної захворюваності в Україні та в світі. Проблема професійного захворювання висвітлювалась не тільки в працях вітчизняних вчених, а й зарубіжних (Kraut A., Newman G.S., Van Dijk F.J.H., Rosenman Kenneth D.). [7,8]

Приведені в літературі дані щодо професійної захворюваності в різних країнах можуть використовуватись в якості орієнтиру для її аналізу та свідчать про особливості підходу до вивчення і висвітлення цієї проблеми по регіонах і країнах у цілому. Не дивлячись на те, що Україна має розвинене сільське господарство, процент випадків професійних захворювань є найменшим і складає 0,8 % в країнах ОЕСР (Організація економічного співробітництва та розвитку), в сільському господарстві реєстрували від 1,3 % (Норвегія) до 9,6 % (Франція) і навіть 10,0 % (Іспанія) всіх випадків профзахворювань.

Так як число сільськогосподарських професійних захворювань до цих пір зареєстрованих в світі дуже мало, незважаючи на кілька факторів ризику. Виявлені погані умови гігієни праці часто спостерігаються в сільськогосподарських установах, тому розумно припустити, щовнаш час, навіть в найрозвиненіших країнах, існує значне заниження професійних захворювань в цьому секторі. Невизначеність щодо цих даних призводить до невизначеності в правильній характеристиці ризиків, атакою визначенні пріоритетів для профілактичних заходів.