

Якщо $G_1 > G$, то залежність обернена. Отже, залежно від форми включення та механічних властивостей матеріалів тіла і включення, локальне руйнування композиції може розпочатися як у матриці біля вершин включення, так і в точках $(0, \pm c)$ та $(\pm a, 0)$ у включенні.

Зауважимо, що у праці [4] одержано чисельний розв'язок і досліджено вплив форми тонкостінного включення іншої конфігурації у пластині на КІН.

Література

1. Векуа И.Н. Об одном интегро-дифференциальном уравнении Прандтля / И.Н. Векуа // Прикладная механика. – 1945. – Т. 9, № 2. – С. 143-150.
2. Стадник М.М. Метод розв'язування тривимірних термопружних задач для тіл з тонкими включеннями / М.М. Стадник // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 1994. – Т. 30, № 6. – С. 30-40.
3. Stadnyk M.M. A limit equilibrium of an infinite body with a complex form thin cylindrical elastic inclusion / M.M. Stadnyk, I.Ya. Gorbachevskiy // Proc. Int. Conf. "Strength, Durability and Stability of Materials and Structures" (Kaunas, Sept. 18-20, 1996). – Kaunas, 1996. – P. 152-157.
4. Сулим Г.Т. Влияние формы тонкостенного включения на концентрацию напряжений в пластине / Г.Т. Сулим // Физико-химическая механика материалов. – 1981. – Т. 17, № 3. – С. 64-68.

Стадник М.М., Горбачевский И.Я. Упругое состояние тела с туннельным включением профиля Векуа

С помощью метода скачков напряжений и смещений на тонком упругом включении получено аналитическое решение задачи о концентрации напряжений в неограниченном теле с цилиндрическим включением профиля крыла конечного размаха. Исследовано влияние кривизны контура в торцевой части включения и его механических характеристик на напряженно-деформированное состояние тела.

Ключевые слова: тонкое туннельное включение, скачки напряжений и смещений, концентрация напряжений в теле.

Stadnyk M.M., Horbachevskyy I.Ya. An Elastic state of a body with the tunnel Vekua profile inclusion

An analytical solution of the stress concentration problem for an infinite body with thin elastic tunnel inclusion having the contour type wing of finite span is obtained due to using the method of stresses and displacements jumps. The influence of contour curvature in the end of inclusion and its mechanical characteristics on stress-strain state of the body.

Keywords: thin tunnel inclusion, stresses and displacements jumps, stress concentration in a body.

УДК 674.047

Проф. І.М. Озарків, д-р техн. наук;
доц. І.А. Соколовський, канд. техн. наук;

доц. М.С. Кобринович, канд. фіз.-мат. наук – НЛТУ України, м. Львів

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Проведено аналіз сучасних теплообмінників з метою покращення регенеративної функції рекуперативних апаратів. Розкрито їхні особливості. Наведено методику розрахунку теплорекуперативних теплообмінників. Показано шляхи визначення коефіцієнтів тепловіддачі цих апаратів. Описано особливості розміщення таких систем та їх недоліки.

Вступ. Відомо, що відпрацьовані агенти сушіння (вологе атмосферне повітря, водяна пара) видаляються через витяжні канали сушильних камер в навколишнє середовище, несучи з собою велику кількість теплоти. Тому для зменшення енергоспоживання на сушіння теплопродукції та збереження екологічного стану довкілля слід використовувати регенерацію тепла відпрацьованого сушильного агента.

Зокрема, відпрацьоване повітря можна використовувати для підігрівання свіжого повітря, що подається для регулювання відносної вологості повітря в камері. Доцільність використання теплових викидів буде визначатися їх кількісним виходом, температурою та вологовмістом повітря. Зауважимо, що під час сушіння одних і тих же самих пиломатеріалів м'яким або нормальним режимом витрати пароповітряної суміші по трактах припливно-витяжних каналів відрізняються більше, ніж у три рази.

Підігрівання свіжого атмосферного повітря за рахунок тепла відпрацьованого повітря в сучасних сушильних камерах здійснюється в рекуперативних (регенеративних) апаратах. Більшість із них представляють собою теплообмінні апарати поверхневого типу, коли тепло передається через стінку, яка розділяє два газові потоки (свіжого і відпрацьованого повітря), за схемою перехресного або протитечійного протікання теплоносія і холодильного агента (свіжого повітря).

Повітряний рекуперативний теплообмінник [1] – це насадка, що складається із щільних каналів, утворених суміжними тонкими металевими листами. Одну частину теплообмінника розташовують у потоці відпрацьованого повітря, а другу – в холодному потоці свіжого атмосферного потоку. Таким чином, перенесення теплоти в такому теплообміннику здійснюється завдяки температурному перепаду в двох частинах теплообмінника, що розділені між собою саме герметичною перегородкою.

В окремих випадках для інтенсифікації теплообміну зовнішня поверхня труб має ребра, що збільшує ККД таких систем рекуперації до 60...70 %. У випадку розташування припливно-витяжних каналів на певній віддалі один від другого використовують рекуперативні апарати із проміжковим теплоносієм. Така система представляє собою газорідні теплообмінники, що встановлені в потоках відпрацьованого та свіжого повітря. Недоліком такої системи рекуперації є необхідність додаткового використання носіїв для подачі рідини, що циркулює між теплообмінниками.

У реальних умовах поверхня теплообміну рекуперативних теплообмінників має кінцеві розміри, а це значить, що мають місце теплові втрати. Крім того, в цьому випадку не спостерігається повного використання початкового перепаду температур. Ступінь ефективності таких рекуперативних теплообмінників становить 0,40...0,70. Зазначимо, що ефективність роботи рекуператорів підвищується, коли, крім передачі явного тепла, здійснюється перенесення прихованого тепла, наприклад перегрітої пари.

Використання рекуперативних апаратів, як показала практика, в камерах безперервної дії дає змогу зекономити до 20...25 % теплової енергії від загального теплоспоживання. Економія теплоти за рахунок рекуперації в ка-

мерах періодичної дії становить 10...15 % від загального теплопостачання, що пов'язано із низьким значенням відносної вологості відпрацьованого агента сушіння (температура точки роси є також невеликою).

Утилізація теплоти сушильних установок. На рис. 1 наведено принципальну схему рекуперації тепла відпрацьованого в камері повітря. Вологе відпрацьоване повітря із витяжного каналу (1) сушильної камери поперечним потоком пароповітряної суміші проходить теплообмінники першого (2) і другого (3) ступенів і далі з допомогою вентилятора (6) видаляється в атмосферу. Після поверхневих теплообмінників вологе повітря проходить скруббер (4), в якому він віддає частину теплоти нагрівачій воді. У теплообміннику першого ступеня (2) перехресним потоком проходить технологічний агент (від камер), а в теплообміннику другого ступеня (3) – вентиляційне повітря. З метою розширення регульованих можливостей в системі загальнообмінної вентиляції встановлено паровий калорифер (7), а також обвідний канал, який дає змогу подавати повітря в сушильний зал (приміщення), минаючи при цьому теплообмінник.

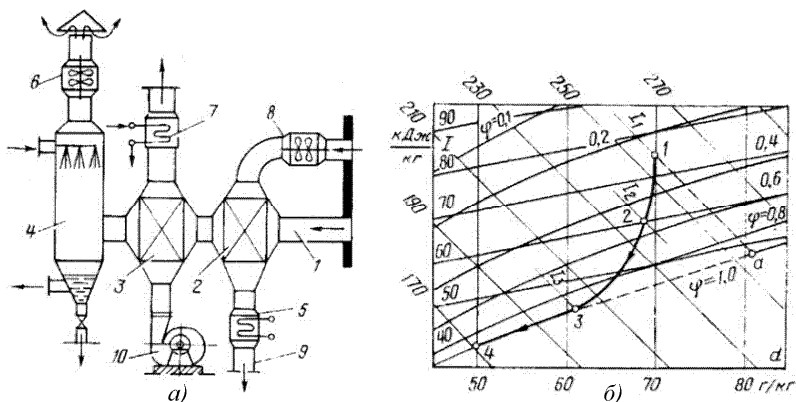


Рис. 1. Трьохступенева система рекуперації теплоти повітря, що видається із сушильної камери (б) і термодинамічний процес трьохступеневої теплорекупераційної установки

Подача свіжого повітря в систему загальнообмінної вентиляції здійснюється з допомогою вентилятора (10). Технологічне повітря забирається із приміщення цеху вентилятором (8) через теплообмінник (2) і калорифер (5), далі каналом (9) подається в сушильну камеру.

Варто зазначити, що в сушильних камерах теплота, витрачена на випаровування води в процесі сушіння з деревини, в основній своїй частині (близько 95 %) передається відпрацьованому повітрю, температура якого залежно від режиму рівня 70...80 °C за вологості $d=70...80$ °C г/кг сух. повітря. Термодинамічний процес використання теплоти відпрацьованого повітря у регенеративних установках показано на рис. 1, б. На цій діаграмі лінії "1-2" і "2-3" відповідають процесом передачі теплоти в ТУ-I повітрю, і в ТУ-II – повітрю загальнообмінної вентиляції. Лінія "3-4" – відповідає утилізації тепла

відпрацьованого повітря в скрубєрі. Більш повна утилізація тепла (лінія "3-4") можлива тільки за наявності низькотемпературного поглинача (наприклад холодної води).

Питома кількість води, що нагрівається, залежить від її початкової температури і визначається за співвідношенням

$$\Delta\omega = \frac{I_3 - I_4}{C_v \cdot (t_{вл} - t_{в.к})}, \frac{\text{кг}}{\text{кг}}. \quad (1)$$

Методика розрахунку теплорекуперативних установок. Для реконструкції теплоти на сьогодні успішно використовують пластинчаті і трубні теплообмінники [2]. Досвід експлуатації теплорекуперативних теплообмінників значною мірою залежить від можливості очищення поверхонь теплообміну для повітря, що видаляється із сушильної камери. Для цього зручніше і доцільніше в трубах теплообмінників пропускати вологе повітря по міжтрубному просторі, що значно полегшило б можливість використання для очищення зовнішньої поверхні труб паробудувальних апаратів.

Об'ємний коефіцієнт теплообміну визначається:

$$L_y = L_f \cdot f, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}}, \quad (2)$$

де: L_f – поверхневий коефіцієнт теплообміну, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; f – поверхня теплообміну, що відповідає 1 м^3 теплообмінного апарату, $\text{м}^2 / \text{м}^3$.

Треба зазначити, що питома поверхня f теплообмінного апарату визначається його конструкцією, а коефіцієнт поверхневого теплообміну α_f – формою теплообмінної поверхні і аеродинамікою її обтікання потоком повітря. Кількість теплоти, що передається теплообміннику визначається:

- для першого ступеня

$$Q_1 = G_c(I_1 - I_2), \text{кДж} / \text{год}, \quad (3)$$

- для другого ступеня

$$Q_2 = G_c(I_2 - I_3), \text{кДж} / \text{год}, \quad (4)$$

де: G_c – витрати абсолютно сухого повітря, кг/год.

Тоді, поверхня теплообмінників визначається:

$$F = \frac{Q}{3,6 \cdot E_{заб} \cdot K_m \cdot \bar{\Theta}}, \text{м}^2, \quad (5)$$

де: $E_{заб}$ – коефіцієнт забезпечення поверхні теплообміну; $\bar{\Theta}$ – середнє значення теплообмінного потенціалу; Q – витрата теплоти у даному ступені теплообмінника. Коефіцієнт теплопередачі

$$K_m = \frac{L_1 \cdot L_2}{L_1 + L_2}, \quad (6)$$

де α_1, α_2 – відповідно коефіцієнти теплообміну (тепловіддачі) на сторонах сухого і вологого повітря, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплообміну на стороні сухого повітря у пластинчастих теплообмінниках визначається

$$\lambda_1 = 0,018 \cdot \frac{\lambda}{d_{екв}} \left(\frac{\omega \cdot d_{екв}}{\nu} \right)^{0,80}, \quad (7)$$

де: α , ν – відповідно коефіцієнти теплопровідності і кінематичної в'язкості повітря; ω – швидкість повітря; $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр щілиноподібних каналів. Еквівалентний діаметр

$$d_{екв} = \frac{4 \cdot f_{н.л.}}{\Pi}, \quad (8)$$

де: $f_{н.л.}$ – площа поперечного перерізу; Π – периметр каналу.

У трубних теплообмінниках при русі повітря в середині труб коефіцієнт теплообміну визначається за формулою

$$Nu_f = 0,018 \cdot Re_f^{0,80}, \quad (9)$$

де індекс "f" належить до середньої температури повітря в трубі, тобто $\bar{t} = \frac{t_{вх} + t_{вих}}{2}$. У разі зовнішнього обтікання пучка труб коефіцієнт теплообміну

може бути розрахований за формулами М.В. Кузнєцова [2] залежно від розташування схеми труб:

- у разі коридорного розташування

$$Nu_f = 0,18 \cdot Re_f^{0,64}, \quad (10)$$

- у разі шахматного розташування

$$Nu_f = 0,29 \cdot Re_f^{0,60}. \quad (11)$$

Вплив конденсації пари на середнє значення коефіцієнта теплообміну на стороні вологого повітря (відпрацьованого повітря) розраховують за формулою

$$\alpha_2 = \alpha'_2 \left[1 + \frac{\Delta d (i_{II} - i_K)}{1000 \cdot \Delta t \cdot C_{в.о.}} \right] \cdot \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}, \quad (12)$$

де: α'_2 – коефіцієнт теплообміну вологого повітря в сухій зоні за відсутності конденсату водяної пари; Δd – зниження вологовмісту в межах теплообмінника, г/кг сух. пов.; Δt – зниження температури вологого повітря у межах теплообмінника, $^\circ C$; i_n , i_K – відповідно ентальпія пари в повітрі і утворюваного конденсату (води), кДж/кг; $C_{в.о.}$ – питома ізобарна теплоємність повітря за початкового вологовмісту d_o , кДж / (кг $\cdot$ $^\circ C$).

Коефіцієнт теплообміну рекуперативного тепловловлювача, в якому охолоджувальне (відпрацьоване) повітря рухається по прямим каналах двокутного перерізу, а нагріваєче повітря – по хвилових каналах, за відсутності конденсації в прямим каналах визначається

$$Nu_f = 0,020 \cdot Re_f^{0,80}. \quad (13)$$

а зі сторони профільної поверхні

$$Nu_f = 0,24 \cdot Re_f^{0,67} \sqrt{\frac{d_o}{S_1}}, \quad (14)$$

де d_o – внутрішній розмір двокутного каналу, м; S_1 – крок поверхні.

В останній формулі визначальним розміром є зовнішній розмір двокутного потоку, тобто

$$d = d_0 + 2 \cdot \delta, \quad (15)$$

де δ – товщина листа (аркуша) м.

Висновок. Об'ємний коефіцієнт теплообміну є параметром, який дає змогу оцінити ефективність будь-якого рекуперативного теплообмінника з метою подальшого використання його в сушильній техніці.

Література

1. Озарків І.М. Основи техноекології : навч. посібн. / І.М. Озарків, Й.С. Мисак, В.С. Джигирей, М.Д. Кірик, І.А. Соколовський, І.І. М'якуш. – Львів : НВФ "Українські технології", 2009. – 336 с.
2. Озарків І.М. Основи аеродинаміки і теплообміну : навч. посібн. / І.М. Озарків, Л.Я. Сорока, Ю.І. Грицюк. – К. : Вид-во ІЗМА, 1997. – 280 с.

Озаркив И.М., Соколовский И.А., Кобринович М.С. Особенности расчета регенеративных теплообменников

Проведен анализ современных теплообменников с целью улучшения регенеративной функции рекуперативных аппаратов. Раскрыты их особенности. Приведена методика расчета теплорекуперативных теплообменников. Показаны пути определения коэффициентов теплоотдачи данных аппаратов. Описаны особенности размещения таких систем и их недостатки.

Ozarkiv I.M., Sokolovskyy I.A., Kobrynovich M.S. Features of calculation of regenerative heat exchangers

Analysis of modern heat exchangers to improve the regenerative function of recuperative devices have been done. Their were exposed features. The method of heat-recuperative exchangers calculating has been represented. Peculiarities of placement of such systems and their shortcomings.

УДК 66.047.45

Доц. І.М. Петрушка, канд. техн. наук;

проф. М.С. Мальований, д-р техн. наук – НУ "Львівська політехніка"

ПРОГНОЗУВАННЯ ЯКОСТІ ХРОМАТОГРАФІЧНОГО РОЗДІЛЕННЯ СУМІШІ ОРГАНІЧНИХ РОЗЧИННИКІВ

Запропоновано математичну модель для прогнозування процесу розділення бінарних органічних сумішей з використанням рідинної хроматографії імпульсним методом на основі гетерогенної адсорбційної моделі (HIAS) з врахуванням активності центрів адсорбції відносно складових розчину. Визначено енергетичні константи неоднорідності поверхні адсорбенту K_1 , K_{II} та суму квадратичних відхилень між розрахунковими і експериментальними значеннями для ізотерм адсорбції bi-Langmuir і Unilan.

Ключові слова: адсорбція, хроматографія, розчинники, ізотерми.

Постановка проблеми. Для забезпечення екологічної безпеки водних об'єктів ефективним методом нейтралізації органічних розчинників з однорідних рідинних середовищ використовують адсорбцію останніх на природних чи штучних сорбентах. Проте фізична адсорбція не дає змоги розділити багатокomпонентні органічні суміші на окремі складові. На даний час якісне