

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕХРЕСНОГО РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА В СЕРЕДОВИЩІ SOLIDWORKS FLOWSIMULATION

Використання відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) в найближчі десятиліття буде тільки зростати, що обумовлене, з одного боку, необхідністю зменшувати негативний вплив на оточуюче середовище та, з іншого боку, економічною та енергетичною доцільністю.

В світлі сучасних економічних реалій та питань енергетичної безпеки промислове виробництво, зокрема і виробництво будівельних матеріалів, змушене шукати шляхи до зменшення використання викопних видів палива, зокрема вугілля, мазуту, природного газу. В Україні щорічні потреби в паливно-енергетичних ресурсах тільки на 45% покривається за рахунок власного виробництва та видобутку викопних джерел енергії. Підвищення енергонезалежності можна досягти покращуючи енергетичну ефективність технологічних процесів у виробництві будівельних матеріалів та використовуючи ВДЕ замість не відновлюваних енергетичних ресурсів, котрі імпортуються в нашу країну.

Саме тому в Україні та за кордоном теплогенератори для спалювання біомаси, потужність яких становить зазвичай 2...500 кВт, знаходять все більш ширше застосування і використовуються в процесах сушіння будівельних матеріалів, сільському господарстві, тощо. Такі теплогенератори працюють на деревній щепі, гранулах, пелетах, торфі, дровах та мають різну ефективність. Так, наприклад, компанія MEPU здійснила власну оцінку ефективності використання різних видів палива теплогенераторів, що відображено в таблиці 1.

Таблиця 1

Коефіцієнт корисної дії (ККД) теплогенераторів фірми MEPU при різних видах палива

Вид палива	ККД (%)
Електроенергія	97,0
Газ	87,1
Гранули деревинні	86,0
Дизельне паливо	81,6
Деревина суха тирса	80,5
Мазут	72,6
Кам'яне вугілля	56,1
Дрова	49,5
Торф	38,6
Сира деревина тирса	35,1

Результати ряду досліджень показують, що енергетичний потенціал по біомасі в Україні складає порядку 23,1 млн. тон умовного палива в рік. В зв'язку з цим, в даній роботі запропоновано використовувати теплогенератори на біомасі для сушіння каоліну в обортовому сушильному барабані (типорозмір барабана $D=1.8$, $L=10$ м). Початкова вологість каоліну становить 20%, кінцева 6%. З врахуванням напруженості об'єму сушильного барабана по волозі ($57 \text{ кг/м}^3\cdot\text{год}$). Для уникнення забруднення каоліну продуктами горіння біомаси, пропонується використовувати голчастий теплообмінник-рекуператор перехресного типу для нагрівання повітря (приблизно до 550°C) продуктами горіння біомаси. Таким чином і в сушильний барабан буде подаватися прогріте в голчастому перехресному рекуператорі повітря, а продукти горіння біомаси після виходу з рекуператора та після проходження очисного обладнання, будуть викидатися в атмосферу.

З врахуванням розрахованої корисної витрати тепла на сушку (1560 кВт), тепловмісту сушильного агента розраховано необхідний об'єм сушильного агента та вибрано теплогенератор фірми «ИНКА» марка ПОВ 1700 (теплова потужність 1700 кВт). Прийнято, що димові гази мають температуру на вході в рекуператор $t_{\text{газ}} = 1100^\circ$ (по даних фірми-виробника теплогенератора), об'ємний вихід димових газів $V_{\text{газ}} = 1500 \text{ м}^3/\text{год}$. На основі вказаних початкових даних здійснено моделювання та розрахунок голчастого рекуператора для підігріву повітря у кількості $V_{\text{пов}} = 1350 \text{ м}^3/\text{год}$ до температури 550°C .

Модель трубного перехресного голчастого рекуператора з розподільчою решіткою представлена на рис.1,а. В якості матеріалу для теплообмінних труб використано хромисту нержавіючу сталь з вмістом хрому 25 %. Прийнято, що металевий корпус рекуператора футерований шамотною цеглою.

Результати моделювання теплообміну в розробленому рекуператорі в середовищі SolidWorks FlowSimulation показали, що вхідний потік повітря не рівномірно розподіляється по теплообмінних трубах (рис.1,б), більша частина потоку проходить через теплообмінні труби, котрі знаходяться в центрі. Тому, для підвищення ефективності теплообмінника, запропоновано встановити розподільну решітку (позиція 4, рис.1,а) для більш рівномірного розподілу вхідного потоку повітря по теплообмінних трубах.

Відомо, що ефективність теплообмінника можна обчислити наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{T_{hot}^{inlet} - T_{hot}^{outlet}}{T_{hot}^{inlet} - T_{cold}^{inlet}} \quad (1)$$

де T_{hot}^{inlet} – температура димових газів на вході, T_{hot}^{outlet} – температура димових газів на виході і T_{cold}^{inlet} – температура повітря на вході.

За залежністю (1) було обчислено ефективність теплообмінника без розподільчої решітки та з встановленням розподільчої решітки на основі ряду імітаційних досліджень при різних подачах повітря і продуктів горіння біомаси. Встановлення розподільчої решітки дозволяє в середньому на 7–12 % підвищити ефективність теплообмінника.

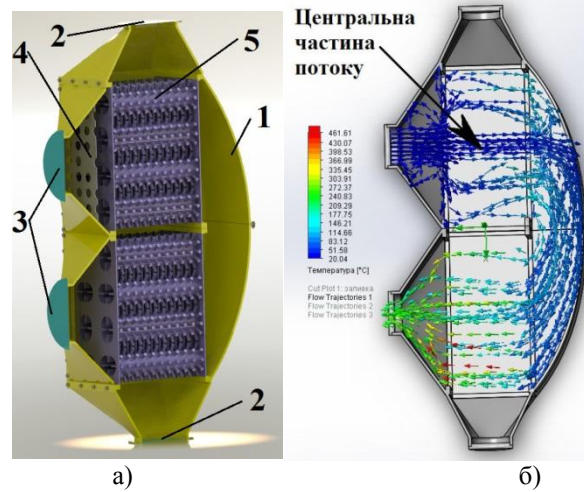


Рис. 1. Голчатий перехресний рекуператор: 1- корпус рекуператора, 2 – кришки, на яких задаються умови та цілі дослідження для входу і виходу продуктів горіння, 3 – кришки, на яких задаються умови та цілі дослідження для входу і виходу повітря, 4 – решітчаста перегородка для перерозподілу вхідного потоку повітря, 5 – теплообмінні голчаті труби

З іншої сторони встановлення розподільчої решітки призводить до появи додаткових гідравлічних втрат. Гідравлічні втрати наближено обчислюються як різниця між тиском на вході і виході (ΔP) за наступною залежністю:

$$\xi = \frac{\Delta P}{\rho V^2 / 2} \quad (2)$$

де ρ – щільність газів, V – швидкість газів.

Для одержання складових залежності (2) в проекті FlowSimulation формувалися відповідні поверхневі цілі дослідження, а саме: тиск та швидкість повітря на вході та на виході. Після проведення ряду досліджень при різних подачах повітря, встановлено, що після встановлення розподільчої решітки гідравлічні втрати зростають тим більше, чим більша швидкість вхідного потоку. В цілому зростання гідравлічних втрат становить 5-10%.

По результатах моделювання визначено, що рекуператор повинен мати поверхню нагріву не менше 6 м². Також визначено максимальне, мінімальне та середнє значення параметрів сушильного тепло агента на виході з рекуператора: тиск, температура та швидкість потоку, ефективність теплообмінника, гідравлічні втрати.

В цілому запропоновані заходи (встановлення решітки для більш рівномірного розподілу повітря по теплообмінних трубах) дозволяють підвищити теплову ефективність розробленого рекуператора на 7–12 %.