

Автономная система электроснабжения, компенсированный автономный асинхронный генератор, асинхронный двигатель, экспериментальная установка.

The experimental researches autonomous power supply system with compensated asynchronous generator and an induction motor of comparable capacity have done.

An autonomous power system, compensated autonomous asynchronous generator, induction motor, the experimental equipment.

УДК 536.24

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГІДРОДИНАМІКИ І ТЕПЛООБМІНУ В ОХОЛОДЖУВАЧАХ ПОВІТРЯ ПТАХІВНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ

**В.Г. Горобець, доктор технічних наук
В.І. Троханяк, аспірант***

Проведено математичне моделювання процесів масо- і теплопереносу в рекуперативних теплообмінниках для охолодження зовнішнього повітря, що надходить у пташники. Виконано інженерний розрахунок теплообмінника та проведено чисельне моделювання гідродинамічних та теплових процесів, використовуючи програмний продукт САПР ANSYS Fluent 14.0. Отримано розподіли швидкостей, тисків та температур у теплообміннику-рекуператорі.

Теплообмінник-рекуператор, математичне моделювання тепло- і масопереносу, інженерний розрахунок.

Тепловий режим пташників є одним із вирішальних факторів, які визначають продуктивність цієї галузі тваринництва. Утримання птиці в холодних, вологих приміщеннях з незадовільною вентиляцією призводить до зменшення приросту її ваги на 20–30 %, зниження несучості на 30–35 % та підвищення захворюваності молодняку в 2–3 рази, а також перевитрат кормів та перевищення строків вирощування, встановлених зоотехнічними нормами. Тепловий режим пташника встановлюється в результаті теплообмінних процесів, що протікають як всередині приміщення, так і через його зовнішнє огороження. Він формується під впливом системи опалення та вентиляції залежно від метеорологічних параметрів зовнішнього повітря і теплотехнічних характеристик будівельних конструкцій.

* Науковий керівник – доктор технічних наук, В.Г. Горобець

© В.Г. Горобець, В.І.Троханяк, 2013

Суть роботи полягає у проведенні теоретичних досліджень, пов'язаних з регуляцією теплообмінних процесів у пташниках, що відбуваються як всередині приміщення, так і через його зовнішні огороження залежно від метеорологічних параметрів зовнішнього повітря і теплотехнічних характеристик. Отримані дані розрахунків дають можливість провести правильний вибір будівельних конструкцій для систем опалення та вентиляції пташників,

Мета досліджень – створення математичної моделі переносу і проведення інженерного розрахунку та розрахунку локальних гідродинамічних і теплових характеристик теплообмінника регенеративного типу для охолодження повітря в пташниках за допомогою пакета САПР ANSYS Fluent 14.0, розробка нової конструкції теплообмінника-регенератора.

Матеріали та методика досліджень. Відомо, що мінімальна вентиляція працює в зимовий період і розраховується для видалення шкідливих речовин (аміак, вуглекислий газ, пил та волога) і забезпечення необхідної подачі повітря, насиченого киснем.

Перехідна вентиляція працює у весняно-осінній період. На зміну розповсюдження повітря по всьому пташнику, яке використовується при мінімальній вентиляції, поступово вмикається режим розповсюдження повітря по довжині пташника. Система вентиляції враховує температуру, вік птиці і обмежує швидкість повітряних потоків.

Тунельна вентиляція працює в літній період року (при температурі більше 26 °C). На цьому етапі важливо забезпечити видалення надлишкового тепла, яке створює птиця.

У комплекті з тунельною вентиляцією часто використовують охолоджувальні системи. У цьому випадку охолоджувальною системою буде рекуперативний теплообмінник.

При виборі напрямку руху теплоносія перевагу надають протитечії і перехресному потоку, для яких питоме теплове навантаження найвище [1]. Крім того, при протитечії холодний теплоносій може бути нагрітий до більш високої температури, ніж при прямоточній схемі апарата. Схема компоновки теплообмінника наведено на рис. 1.

Вибір матеріалу труб залежить від агресивності теплоносія. Для неагресивних середовищ при малих тисках і температурах застосовують сталі безшовні труби із сталі марок 10, 20, для агресивних – безшовні труби із легированих сталей, міді, алюмінію. Діаметр труб залежить від вибраного матеріалу та умов експлуатації. У наведеному випадку вибрано сталі безшовні труби із зовнішнім діаметром трубки 8 мм та товщиною стінки 1 мм.

Температура вхідного повітря в теплообмінник 40 °C, орієнтовна вихідна температура 19,5 °C. Масова витрата повітря на вході 43350 кг/год. Висота проходу для повітря в теплообмінника 1,001 м, ширина 1,006 м. Ширина міжтрубної відстані 0,005 м.

При розрахунку теплообмінника використано два підходи – виконано інженерний розрахунок теплообмінника та проведено чисельне моделювання процесів тепло- і масообміну, використовуючи пакет прикладних програм САПР ANSYS Fluent 14.0.

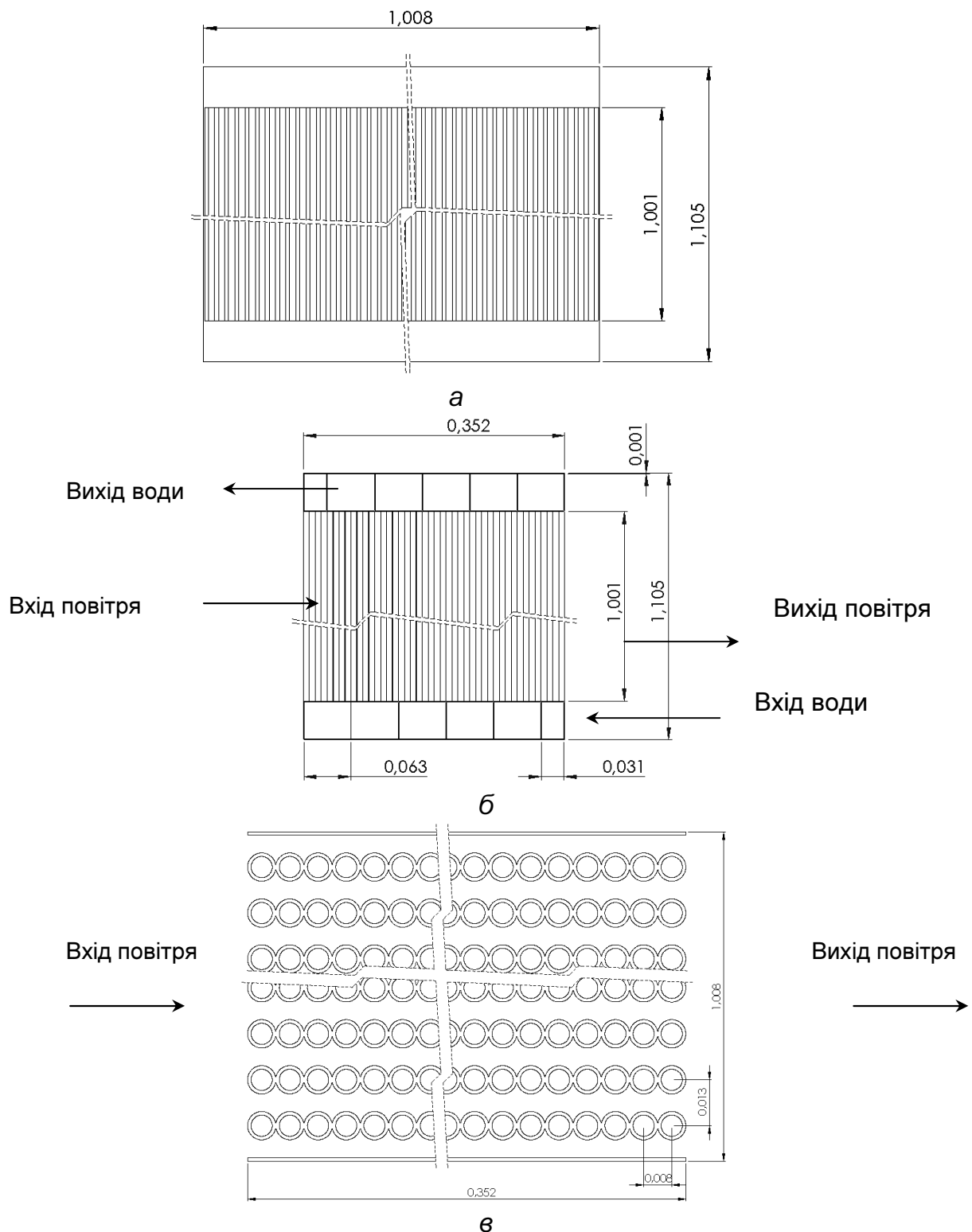


Рис. 1. Загальний вигляд кожухотрубного теплообмінника;
 а – вигляд спереду; б – вигляд збоку; в – вигляд зверху

Інженерний розрахунок теплообмінника. Нижче наведено інженерний розрахунок теплообмінника системи вентиляції пташника, який виконується в такій послідовності.

Вибираємо кількість рядів труб, шт: $n_p = \frac{l - S}{S + d_{тр.зв}}$.

Знаходимо об'ємну витрату повітря, м³/с: $G = \frac{G_m}{\rho \cdot 3600}$.

Кількість теплоти, переданої від повітря до води, кВт:

$$Q = \frac{G_m}{3600} \cdot C_p (T_1' - T_1'').$$

Швидкість руху повітря на початку каналу, м/с: $W = \frac{G}{F_{пер} \cdot (n_p + 1)}$.

Еквівалентний діаметр трубного пучка, м: $d_{екв} = \frac{4 \cdot F_{пер}}{P_{пер}}$.

Коефіцієнт теплообміну для повітря, Вт/м²·°C: $\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{екв}}$.

Значення середньологарифмічної температури, °C: $\Delta T_{лог} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right)}$.

Кількість рядів труб, шт: $m = \frac{F_{пуч}}{F_{пер}}$.

Загальна довжина теплообмінника, м: $L_{тр} = m \cdot d_{тр.зв}$.

Результати розрахунку наведено в таблиці.

Порівняльна таблиця теплообмінників

Основний параметр теплообмінника	Традиційний теплообмінник	Запропонований теплообмінник
Кількість переданої теплоти від повітря до води, кВт	248,09	248,09
Температура води на виході з теплообмінника, °C	14	13,5
Швидкість руху повітря на початку каналу, м/с	17,85	27,2
Коефіцієнт теплообміну для повітря, Вт/м ² ·°C	88,46	229,28
Значення середньологарифмічної температури, °C	16,41	16,41
Еквівалентний діаметр теплообмінника, м	0,00673	0,00995
Довжина теплообмінника, м	2,35	0,352

Моделювання процесів масо- і теплопереносу теплообмінника для охолодження вентильованого повітря за допомогою САПР ANSYS Fluent 14.0. Розглядається стаціонарний, турбулентний потік нестисливого в'язкого газу. При цьому необхідно виконати умови прилипання частинок повітря до твердої стінки або відсутність ковзання газу по поверхні. Таким чином, виконуються граничні умови рівності нулю швидкості газу на поверхні нерухомих стінок.

Процес тепло- і масопереносу в теплообміннику можна описати за допомогою рівнянь [2]:

- рівняння руху в проекції на вісь Ox :

$$\frac{\partial v_x v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y v_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right);$$

- рівняння руху в проекції на вісь Oy :

$$\frac{\partial v_x v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_y v_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} \right);$$

- рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0.$$

де $\bar{v} = (v_x, v_y)$ – швидкість руху повітря, м/с; p – тиск, Па; ρ – густина повітря, кг/м³; μ – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

Граничні умови:

- із умов непротікання випливає:

$$x = 0; v_x = 0; x = L_x; v_x = 0;$$

$$y = 0; v_y = 0; y = L_y; v_y = 0;$$

- із умов прилипання випливає:

$$x = 0; v_x = 0; x = L_x; v_x = 0;$$

$$y = 0; v_y = 0; y = L_y; v_y = U.$$

де L_x і L_y – відповідно довжина і ширина каналу, м; U – швидкість руху повітря, м/с.

Нині існує велика кількість моделей турбулентності. Однак жодна з відомих моделей не є універсальною для всіх існуючих класів течій. Вибір оптимальної моделі турбулентності залежить від типу течії, необхідної точності рішення, доступних обчислювальних ресурсів тощо. З різноманіття загальноновизнаних моделей турбулентності можна виділити клас найбільш вживаних – RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) моделі, до яких належить сімейство k-е моделей. У розглянутому випадку вибрано стандартну k-е модель (KES) [3-5].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k(U_j - U_{g.j.})) &= P_k + P_b - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon(U_j - U_{g.j.})) &= \frac{C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 3} P_b}{T_t} - \\ &- C_{\epsilon 4} \rho \epsilon S_{kk} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + S_\epsilon \end{aligned}$$

Велика кількість інженерних гідродинамічних та теплових задач вирішується шляхом використання комерційних програмних пакетів. Розрахункова сітка створюється безпосередньо в пакеті або імпортується з іншого редактора. Нині у програмних пакетах використовуються два види

сітки: тетраїдальна і декартова. За допомогою тетраїдальної сітки можна створювати осередки, близькі за формою до границь розрахункової області і до зон з великими градієнтами швидкостей і температур, що дозволяє добре моделювати приграничні шари. У той же час, створення тетраїдальної сітки є дуже трудомістким. За допомогою декартової сітки можна створювати тільки прямокутні осередки, що може призвести до погіршення розв'язків рівнянь приграничного шару, проте декартова сітка є більш простою при її створенні.

Існує ряд способів, що дозволяють вирішувати рівняння переносу в області приграничних шарів за наявності високих градієнтів параметрів потоку. Прикладами таких способів є технологія АЛПС і технологія підсіточного дозволу геометрії, реалізовані в програмному комплексі ANSYS. Технологія АЛПС (адаптивна локально подрібнена сітка) дозволяє дробити вибрані осередки в усіх напрямках в задане число раз (адаптувати до заданого рівня). При цьому для осередків, що знаходяться поруч, сітка подрібнюється так, щоб розмір двох сусідніх осередків не відрізнявся більш, ніж в 2 рази. Подрібнення осередків можна задати як в тілі, так і на поверхні. Технологія підсіточного дозволу геометрії тіла дозволяє автоматично точно відтворювати форму поверхні. Вигляд такої сітки для кількох труб і елемента поверхні наведено на рис. 2.

Результати розв'язків показано на рисунках 3–6. На рис. 3 представлено розподіл температур в елементі теплообмінника для двох сусідніх рядів труб.

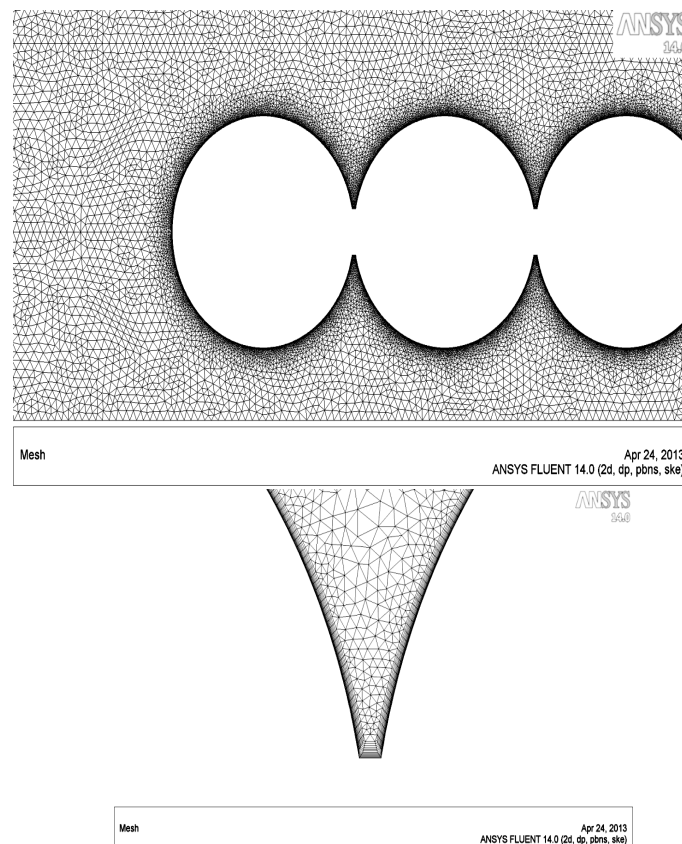


Рис. 2. 2D сітка (вигляд зверху)

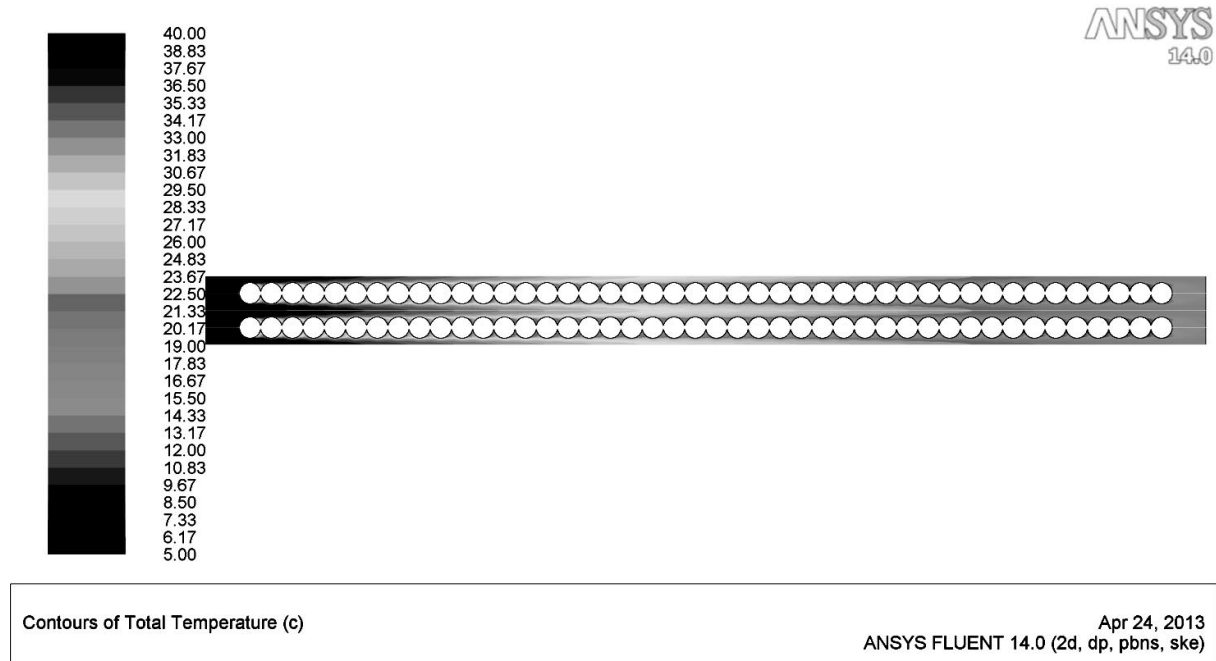


Рис. 3. Зміна загальної температури в каналі, °C

На рис. 4 показано розподіл усереднених значень температури повітря по центру каналу.

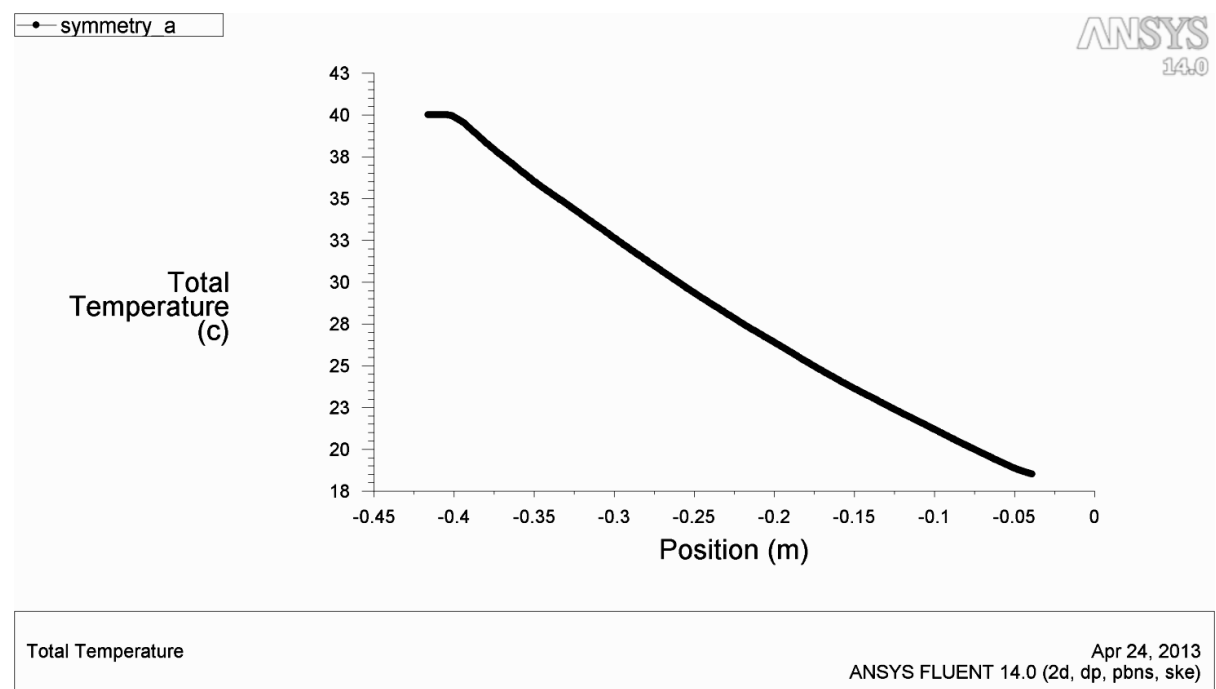


Рис. 4. Загальна температура всередині каналу, °C

Розподіл поля швидкостей в каналі теплообмінника наведено на рис. 5.

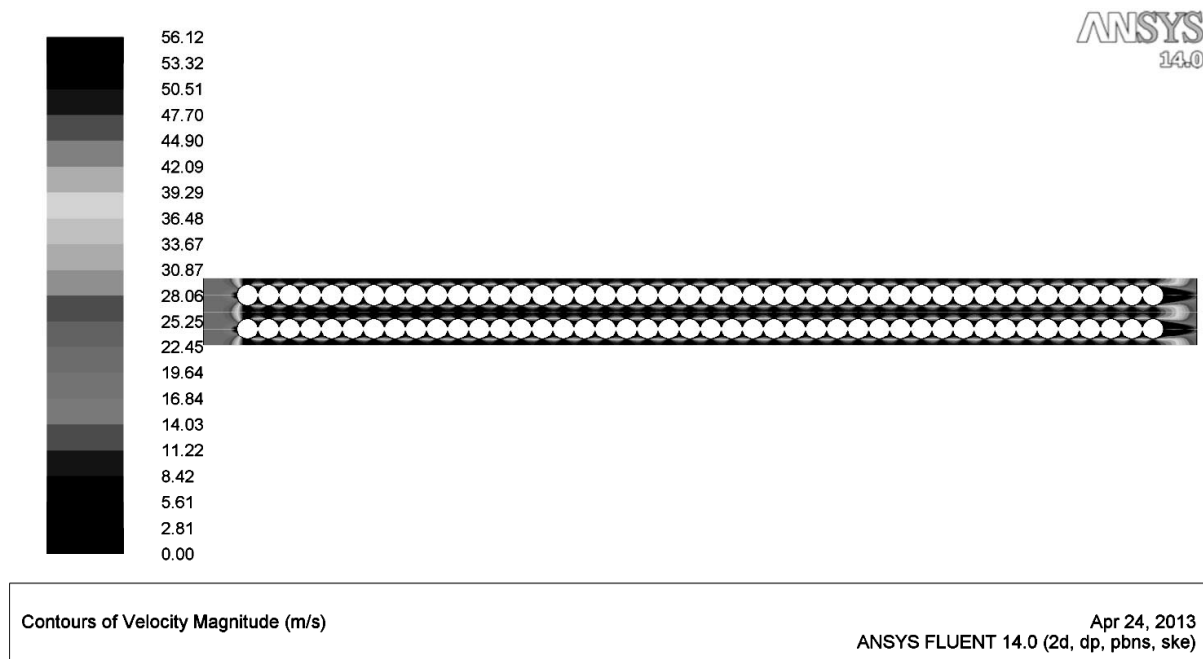


Рис. 5. Швидкість повітря в каналі, м/с

Детальні розподіли вектора швидкостей для елемента каналу показано на рис. 6.

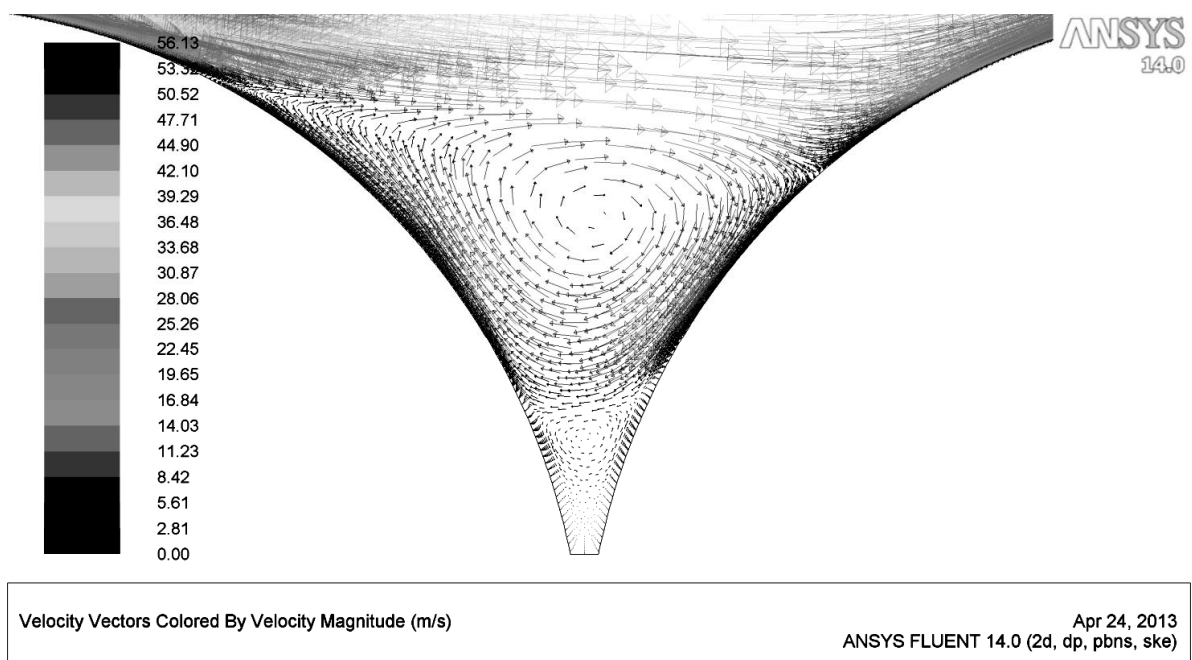


Рис. 6. Вектор швидкості, м/с

Результати досліджень. Таким чином, моделювання процесів масо- і теплопереносу з використанням пакета прикладних програм дає можливість визначити всі локальні гідродинамічні та теплові характеристики течії в каналах теплообмінника. Це, в свою чергу, дає змогу вибрати оптимальну геометрію теплообмінника.

При проведенні інженерних розрахунків отримано дані, які повністю підтверджуються розрахунками з використанням пакета САПР ANSYS

Fluent 14.0. Згідно з проведеними розрахунками швидкість повітря на вході в канал становить 27,3 м/с, температура повітря на вході 40 °С, на виході 19,5 °С. Коефіцієнт теплообміну на поверхні – 229,3 Вт/м²·°С. Значення середньологарифмічної температури 16,4 °С. Загальна довжина теплообмінника 0,352 м.

Крім вищенаведених розрахунків, був проведений розрахунок з традиційною геометрією циліндричного кожухотрубного теплообмінника з шаховим розташуванням труб, результати яких для порівняння наведено в таблиці. Використовуючи отримані результати, проведено їх порівняльний аналіз. Як витікає з проведених розрахунків кількість переданої теплоти від повітря до води, температура води на виході з теплообмінника, значення середньологарифмічної температури та еквівалентний діаметр суттєво не відрізняються. При цьому коефіцієнт теплообміну для повітря для нової конструкції теплообмінника збільшився у 2,5 раза, а довжина теплообмінника зменшилась у 6,5 раза.

Висновки

1. Проведено інженерний розрахунок кожухотрубного теплообмінника нової конструкції для охолодження повітря вентиляційної системи пташника. Знайдено, що його масогабаритні показники суттєво кращі, порівняно з відомими конструкціями.
2. Проведено чисельне моделювання процесів гідродинаміки та теплопереносу в теплообміннику нової конструкції за допомогою САПР ANSYS Fluent 14.0. Отримано локальні розподіли поля швидкостей, векторів швидкості та температур.
3. У результаті проведених інженерних та чисельних розрахунків запропоновано нову, ефективну конструкцію теплообмінника для охолодження повітря в пташнику для літнього періоду року.

Список літератури

1. Виноградов С.Н. Выбор и расчет теплообменников / Виноградов С.Н., Таранцев К.В., Виноградов О.С. – Пенза: Изд-во ПГУ, 2001. – 100 с.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г.Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
3. Bardina J.E. Turbulence Modeling Validation, Testing and Development / Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J, // California, NASA reports. – April, 1997, 88 с.
4. Hanjalic, K. Advanced Turbulence Closure Models: A View on the Current Status and Future Prospects, Int. J. Heat & Fluid Flow, 1994, vol. 15, pp. 178–203.
5. Speziale C.G. Modeling of Turbulent Transport Equations, in T. Gatski, M. Hussaini and J. Lumley, eds. Simulation and Modeling of Turbulent Flows. – Oxford University Press, 1996.

Проведено математическое моделирование процессов массо- и теплопереноса в рекуперативных теплообменниках для охлаждения наружного воздуха, поступающего в птичники. Выполнен инженерный расчет теплообменника и численное моделирование гидродинамических и тепловых процессов, используя программный продукт САПР ANSYS Fluent 14.0. Получены рас-

пределения скоростей, давлений и температур в теплообменнике-рекуператоре.

Теплообменник-рекуператор, математическое моделирование тепло- и массопереноса, инженерный расчет.

The mathematical modeling of mass and heat transfer in a recuperative heat exchanger to cool the outside air entering the poultry houses is performed. There are performed the engineering calculations and numerical modeling of hydrodynamic and thermal processes using CAD software ANSYS Fluent 14.0 for heat exchanger. The distribution of velocity, pressure and temperature in the heat exchanger, heat exchanger are found.

Heat exchanger, mathematical modeling of heat and mass transfer, engineering calculation.

УДК 62-533.65

АДАПТИВНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ «ТЕМПЕРАТУРА ПОВІТРЯ - ВРОЖАЙНІСТЬ ТОМАТІВ»

В.В Козирський, доктор технічних наук

І.М.Болбот, кандидат технічних наук

Ю.О. Батанов, аспірант*

Проаналізовано вплив температури повітря на врожайність томатів. Запропоновано адаптивну математичну модель, що дозволяє прогнозувати врожайність різних сортів томатів, враховуючи температуру повітря в теплиці.

Адаптивна математична модель, врожайність, мікроклімат, тепличне господарство, температура повітря.

Управління біотехнічними об'єктами в наш час вимагає від існуючих автоматичних систем керування в тепличних господарствах використання нових алгоритмів роботи, які б дозволили враховувати особливості біологічної складової. Використання адаптивної математичної моделі, визначення рівня врожайності дозволить враховувати реальну врожайність овочів. Тим самим математична модель процесу виробництва буде більш чітко наближена до своїх реальних значень.

Будуючи математичну модель рівня врожайності томатів виникають деякі труднощі. Так, неможливо побудувати математичну модель для різних сортів томатів, тому що рівень врожайності у них при різних температурах неоднаковий, виникає потреба в побудові адаптивної математичної моделі. Потрібно розглянути адаптивний алгоритм уточнення параметрів

* Науковий керівник – доктор технічних наук, професор В.В Козирський

© В.В. Козирський, І.М. Болбот, Ю.О. Батанов, 2013