

DIANA CHYLIŃSKA
Kielce University of Technology
e-mail: dianachylinska@gmail.com

THE INFLUENCE OF PARTICULAR PARAMETERS ON THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE IMPLETION OF REGENERATIVE HEAT EXCHANGER

Abstract

The article describes the process of unsteady heat transfer that occurs between the impletion of regenerative heat exchanger and the surrounding air. A mathematical model of this phenomenon and its exemplary solution using the method of elementary balances were presented. Numerical calculations using Mathcad were applied. As a result, the set temperature field is formed in the heat exchanger wall. The influence of the geometrical dimensions (length of the filling) and air velocity on the temperature distribution in the fill were analysed.

Keywords: regenerative heat exchanger, heat transfer, non-stationary state, the method of elementary balances

1. Introduction

The use of regenerative heat exchanger for heat recovery (cooling) in the ventilation system or air conditioning generally helps to reduce not only the operating costs of buildings by reducing energy demand for heating and cooling of supply air, but also the investment costs related to the potential use of heaters and air coolers with much smaller heat exchange surface [1].

There are two types of regenerative heat exchangers used in ventilation systems:

1. A rotary heat exchanger (with a rotating storage mass).
2. A non-rotating heat exchanger with a mass accumulation.

Regeneration is the process that occurs when streams of supply and exhaust air interchangeably flow the same area. Heat transfer in completing the regenerative heat exchanger is a transient heat conduction. Solving problems in the field of transient heat flow with analytical methods often requires very good mathematical background [2].

This paper presents the computational model that allows the analysis of the temperature distribution in the impletion of the regenerative heat exchanger for non-stationary conditions. The model assumes one-dimensional temperature field. As an initial condition uniform fill temperature (all nodes) is assumed and

the boundary condition of the third kind are adopted. The influence of the geometrical dimensions (length of the filling), and air velocity on the temperature distribution in the fill were analyzed.

2. A mathematical model of heat transfer in the impletion of regenerative heat exchanger (heating process)

Non-stationary one-dimensional heat conduction in the layer of filling in the regenerative heat exchanger was considered. As a filling thickness δ was adopted. Due to the fact that next to the both sides of the element, air flow with identical parameters occurs, analysis of temperature distribution was made in the mid-filling element $\delta/2$. The heating process of filling was considered. Heat transfer model was developed using one of the numerical methods for solving heat conduction problems, namely the method of elementary balances. The test area was divided into geometric elements, for which the energy balance sheet based on the following assumptions was prepared:

- the average air temperature $T_{pow_{sr}}$,
- a one-dimensional temperature field:
 $T = f(x, \tau)$,
- precondition: temperature of the plate:
 $T(\tau = 0) = \text{const} = 10^\circ\text{C}$,

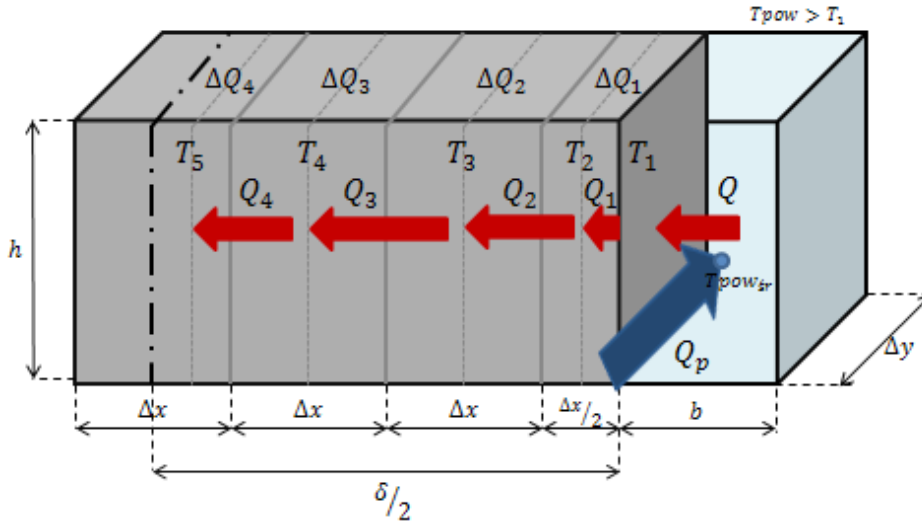


Fig. 1. The division of the test area on the geometric elements (physical model of heating process)

- boundary condition of the third type:

$$\lambda \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x=0} = \alpha [T_{pow_{sr}} - T(0, \tau)]$$

- constant plate parameters (c_{pm}, ρ_m, λ) and air (c_p, ρ, α) are known,
- there are no internal heat sources,
- each element is represented by a node that is located in the center of gravity of the element,
- each element has temperature equal to the node's temperature,
- whole heat capacity of the element is focused in the node,
- nodes lying on the surface of the body are regarded as without capacity.

Figure 1 illustrates the physical model created for the case to analyse the temperature distribution for the heating process of the impletion.

In the non-stationary conditions, assuming isobaric heat flow, the heat inflow to the relevant node or nodes from the adjacent or surface of the body will increase enthalpy. Energy balance equation in the nodes in each intervals can be written as follows:

$$\begin{cases} Q_p = Q \\ Q = Q_1 \\ Q_1 = \Delta Q_1 + Q_2 \\ Q_2 = \Delta Q_2 + Q_3 \\ Q_3 = \Delta Q_3 + Q_4 \\ Q_4 = \Delta Q_4 \end{cases} \quad (1)$$

The result is:

$$\begin{aligned} Q_p &= c_p \cdot G \cdot (T_{pow_p} - T_{pow_k}) \\ Q &= \alpha \cdot F \cdot \left(\frac{T_{pow_p} - T_{pow_k}}{2} - T_{1,i+1} \right) \\ Q_1 &= \left(T_{1,i+1} - T_{2,i+1} \right) \cdot F \cdot \frac{\lambda}{4} \\ \Delta Q_1 &= c_{pm} \cdot \frac{m}{2} \cdot \frac{T_{2,i+1} - T_{2,i}}{\Delta \tau} \\ Q_2 &= \left(T_{2,i+1} - T_{3,i+1} \right) \cdot F \cdot \frac{\lambda}{3\Delta x} \\ \Delta Q_2 &= c_{pm} \cdot m \cdot \frac{T_{3,i+1} - T_{3,i}}{\Delta \tau} \\ Q_3 &= \left(T_{3,i+1} - T_{4,i+1} \right) \cdot F \cdot \frac{\lambda}{\Delta x} \\ \Delta Q_3 &= c_{pm} \cdot m \cdot \frac{T_{4,i+1} - T_{4,i}}{\Delta \tau} \\ Q_4 &= \left(T_{4,i+1} - T_{5,i+1} \right) \cdot F \cdot \frac{\lambda}{3\Delta x} \\ \Delta Q_4 &= c_{pm} \cdot m \cdot \frac{T_{5,i+1} - T_{5,i}}{\Delta \tau} \end{aligned} \quad (2)$$

where: α – thermal diffusion coefficient, W/m²K, c_p – heat capacity of air, J/kgK; G – mass flow, kg/s; T_{pow_p} – initial air temperature, °C, T_{pow_k}

– final air temperature, °C; F – surface, m², λ – thermal conductivity coefficient, W/mK; T_i – node temperature, °C; Dx – distance, m, c_{pm} – specific heat capacity of plate, J/kgK, m – mass, kg; Δt – time, s.

3. The influence of air velocity on the temperature distribution in the impletion of regenerative heat exchanger – the example of calculation

The numerical calculations by means of Mathcad were presented. The following data were used: initial air temperature $T_{pow} = 20^\circ\text{C}$, thermal diffusion coefficient $\alpha = 40 \text{ W/m}^2\text{K}$, specific heat capacity of air $c_p = 1005 \text{ J/kgK}$, air density $\rho_p = 1.205 \text{ kg/m}^3$, thermal conductivity coefficient $\lambda = 200 \text{ W/mK}$, specific heat capacity of plate $c_{pm} = 870 \text{ J/kgK}$, density of plate material $\rho_m = 2700 \text{ kg/m}^3$, $\Delta x = 0.002 \text{ m}$, $\Delta y = 0.2 \text{ m}$,

$h = 0.5 \text{ m}$, $b = 0.02 \text{ m}$, $\Delta\tau = \frac{\Delta y}{v}$. At the initial time a constant temperature in all nodes in the analyzed area was assumed $T(\tau = 0) = \text{const} = 10^\circ\text{C}$.

The following air velocities were considered:

$v_1 = 2 \text{ m/s}$, $v_2 = 1 \text{ m/s}$.

The figure below shows fragmentary results of made simulation. Figure 2 illustrates the temperature changes for the heating process at the various nodes of the model in the subsequent time intervals with incorporation of two variants of the air flow rate.

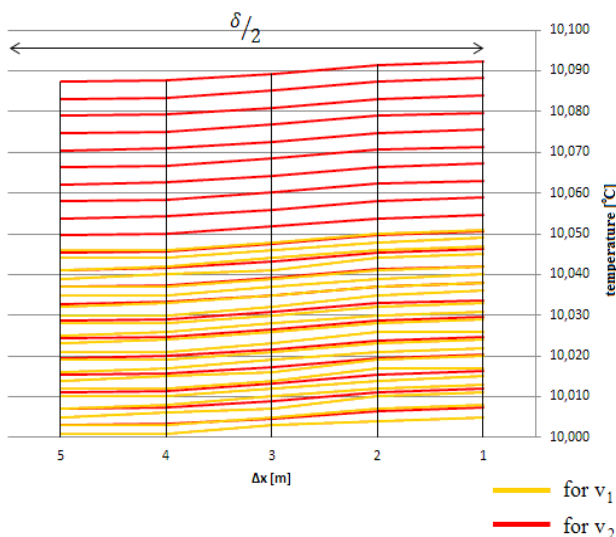


Fig. 2. The temperature distribution for the heating process at the various nodes of the model in the subsequent time intervals (with incorporation of two variants of the air flow rate)

4. The influence of the geometrical dimensions on the temperature distribution in the impletion of regenerative heat exchanger

For the same data as in section 3 computational simulation was performed taking into account the length of the impletion $\Delta y = 0.2 \text{ m}$ oraz $\Delta y = 0.1 \text{ m}$.

The figure below shows fragmentary results of made simulation. Figure 3 illustrates the temperature changes for the heating process at the various nodes of the model in the subsequent time intervals with incorporation of two variants of the length of the impletion.

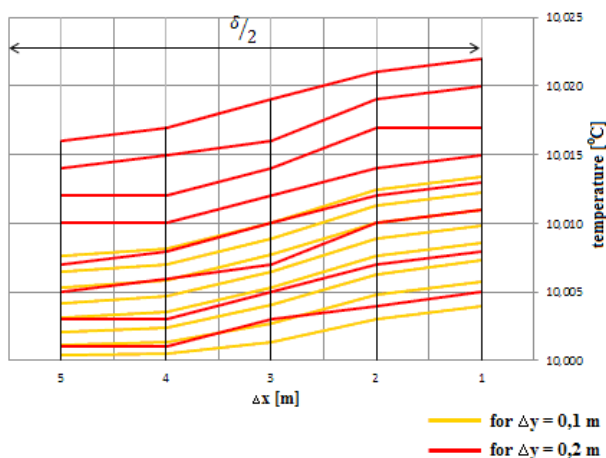


Fig. 3. The temperature distribution, for heating process, in the various nodes of the model in the subsequent time intervals (with incorporation of two variants of the length of the impletion)

5. Conclusions

Adopted mathematical model and the sample solution allow to make a simplified calculation of the temperature distribution in the filling on the regenerative heat exchanger. It also allows to estimate the final temperature of the air at a given initial temperature of the air. With it one can better understand the processes of heat exchange occurring in the device, which has an impact on the determination of optimum operating conditions of the heat exchanger. Through various computational simulations it shows how significant impact the individual parameters: geometric dimensions and airflow have on the work of the regenerator.

References:

[1] Rosiński M.: *Odzyskiwanie ciepła w wybranych technologiach inżynierii środowiska*. Politechnika Warszawska, Warszawa 2012.
 [2] Hobler T.: *Ruch ciepła i wymienniki*. WNT, Warszawa 1986.

Wpływ wybranych parametrów na rozkład temperatury dla okresu nagrzewania wypełnienia regeneracyjnego wymiennika ciepła

1. Wprowadzenie

Zastosowanie regeneracyjnego wymiennika ciepła do odzysku ciepła (chłodu) w systemie wentylacji czy klimatyzacji zasadniczo umożliwia obniżenie nie tylko kosztów eksploatacji budynków, poprzez zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło do ogrzania i ochłodzenia powietrza nawiewanego, lecz także kosztów inwestycyjnych, związanych z możliwością wykorzystania nagrzewnic i chłodnic powietrza o znacznie mniejszej powierzchni wymiany ciepła [1].

Wyróżniamy dwa rodzaje regeneracyjnych wymienników ciepła stosowanych w systemach wentylacji:

1. Rotacyjny wymiennik ciepła (z wirującą masą akumulacyjną),
2. Nieobrotowy wymiennik ciepła z masą akumulacyjną.

Regeneracja jest to proces zachodzący wówczas, gdy strumienie powietrza nawiewanego i wywiewanego na zmianę omywają tę samą powierzchnię wymiennika. Ruch ciepła w wypełnieniu regeneracyjnego wymiennika ciepła ma charakter nieustalonego przewodzenia ciepła. Rozwiązywanie zadań z dziedziny nieustalonego przepływu ciepła metodami analitycznymi często wymaga bardzo dobrego przygotowania matematycznego [2].

W niniejszej publikacji przedstawiono model obliczeniowy pozwalający na analizę rozkładu temperatury w wypełnieniu regeneracyjnego wymiennika ciepła dla warunków niestacjonarnych. W modelu założono jednowymiarowe pole temperatury. Jako warunek początkowy przyjęto jednakową temperaturę wypełnienia (we wszystkich węzłach) oraz przyjęto warunek brzegowy trzeciego rodzaju. Przeanalizowano wpływ wymiarów geometrycznych (długości wypełnienia) oraz prędkości przepływu powietrza na rozkład temperatury w wypełnieniu.

2. Model matematyczny wymiany ciepła dla nagrzewania wypełnienia regeneracyjnego wymiennika ciepła

Rozważono niestacjonarne jednowymiarowe przewodzenie ciepła w warstwie wypełnienia regeneracyjnego wymiennika ciepła. Jako wypełnienie przyjęto płytę o grubości δ . Ze względu na fakt, iż z obu stron elementu przepływa powietrze o identycznych parametrach dokonano analizy rozkładu temperatury w połowie elementu wypełnienia $\delta/2$. Rozpatrzono proces nagrzewania wypełnienia. Model wymiany ciepła opracowano wykorzystując jedną z numerycznych metod rozwiązywania zagadnień przewodzenia ciepła, a mianowicie metodę bilansów elementarnych. Badany obszar podzielono na elementy geometryczne i sporządzono dla nich bilanse energii uwzględniając następujące założenia:

- uwzględniono średnią temperaturę powietrza w otoczeniu elementu wypełnienia $T_{pow_{sr}}$,
- jednowymiarowe pole temperatury $T = f(x, \tau)$,
- warunek początkowy: temperatura płyty $T(\tau = 0) = \text{const} = 10^\circ\text{C}$,
- warunek brzegowy III rodzaju:

$$\lambda \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x=0} = \alpha [T_{pow_{sr}} - T(0, \tau)]$$

- stałe parametry materiału wypełnienia (c_{pm}, ρ_m, λ) oraz parametry powietrza (c_p, ρ, α),
- brak obecności wewnętrznych źródeł ciepła,
- każdy element reprezentowany jest przez węzeł leżący w środku ciężkości elementu,
- cały element ma temperaturę równą temperaturze węzła,
- w węzłach leżących wewnątrz skupiona jest cała pojemność cieplna elementów,
- węzły leżące na powierzchni ciała traktowane są jako bezpojemnościowe.

Na rysunku 1 przedstawiono model fizyczny opracowany w celu dokonania analizy rozkładu temperatury dla okresu nagrzewania wypełnienia.

Przy założeniu izobarycznego przepływu ciepła, w warunkach niestacjonarnego przewodzenia, ciepło dopływające do rozpatrywanego węzła z węzłów sąsiednich lub z powierzchni ciała powoduje przyrost entalpii elementu. Równania bilansu energii dla poszczególnych węzłów można zapisać w sposób przedstawiony we wzorze (1). W efekcie otrzymujemy (2).

3. Wpływ prędkości przepływu powietrza na rozkład temperatury w elemencie wypełnienia – przykład obliczeniowy

Przy użyciu programu Mathcad wykonano obliczenia numeryczne. Przyjęto następujące dane: początkowa temperatura powietrza $T_{pow} = 20^{\circ}\text{C}$, współczynnik wnikania ciepła $\alpha = 40 \text{ W/m}^2\text{K}$ ciepło właściwe powietrza $c_p = 1005 \text{ J/kgK}$, gęstość powietrza $\rho_p = 1,205 \text{ kg/m}^3$, współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda = 200 \text{ W/mK}$, ciepło właściwe materiału $c_{pm} = 870 \text{ J/kgK}$, gęstość materiału (aluminium) $\rho_m = 2700 \text{ kg/m}^3$, wymiary geometryczne wypełnienia: $\Delta x = 0,002 \text{ m}$, $\Delta y = 0,2 \text{ m}$, $h = 0,5 \text{ m}$, $b = 0,02 \text{ m}$,

krok czasowy $\Delta\tau = \frac{\Delta y}{v}$. W chwili początkowej przyjęto stałą temperaturę we wszystkich węzłach analizowanego obszaru $T(\tau=0) = \text{const} = 10^{\circ}\text{C}$. Rozpatrzono następujące prędkości przepływu powietrza: $v_1 = 2 \text{ m/s}$, $v_2 = 1 \text{ m/s}$.

Rysunek 2 obrazuje rozkład temperatury, dla okresu nagrzewania, w elemencie wypełnienia z uwzględnieniem dwóch wariantów prędkości przepływu powietrza.

4. Wpływ wymiarów geometrycznych elementu wypełnienia na rozkład temperatury

Dla identycznych danych jak w punkcie 3 wykonano symulację obliczeniową uwzględniając dwie długości elementu wypełnienia $\Delta y = 0,1 \text{ m}$ oraz $\Delta y = 0,2 \text{ m}$. Rysunek 3 przedstawia fragmentaryczne wyniki wykonanej symulacji – rozkład temperatury, dla okresu nagrzewania, w elemencie wypełnienia z uwzględnieniem dwóch wariantów długości elementu wypełnienia.

5. Podsumowanie

Zaprezentowany model matematyczny i jego przykładowe rozwiązanie umożliwiają wykonanie uproszczonej kalkulacji rozkładu temperatury w wypełnieniu regeneracyjnego wymiennika ciepła. Pozwala on także oszacować końcową temperaturę powietrza przy zadanej temperaturze początkowej powietrza. Dzięki niemu można lepiej zrozumieć

procesy wymiany ciepła zachodzące w urządzeniu, co ma wpływ na określenie optymalnych warunków pracy wymiennika. Poprzez różne symulacje obliczeniowe pokazuje jak znaczące oddziaływanie na pracę regeneratora mają poszczególne parametry: wymiary geometryczne oraz prędkość przepływu powietrza.