

УДК 532.5.

ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПРОСЛОЙКАХ

Е.Е. Юдакова

Научный руководитель: доцент, д.ф.-м.н. М.А. Шеремет
Национальный исследовательский Томский государственный университет,
Россия, г. Томск, пр. Ленина, 36, 634050
E-mail: katrin.ud17@gmail.com

FEATURES OF THE DEVELOPMENT OF NATURAL CONVECTION IN VERTICAL LAYERS

E.E. Yudakova

Scientific Supervisor: Assoc. Prof., Dr. M.A. Sheremet
Tomsk State University, Russia, Tomsk, Lenin str., 36, 634050
E-mail: katrin.ud17@gmail.com

Abstract. Numerical analysis of natural convection in vertical air layers has been performed. Governing equations formulated using dimensionless stream function, vorticity and temperature has been solved by the finite difference method. The developed computational code has been validated comprehensively. Effects of the height of the cavity and the thickness of solid walls on the heat transfer performance in vertical layers have been studied. The correlation for the average Nusselt number has been obtained.

Введение. Естественная конвекция в закрытых полостях широко изучается в последние десятилетия [1–3]. Этот способ теплообмена имеет широкий спектр приложений в машиностроении, энергетике, электронике и других отраслях. Чаще всего в качестве рабочей области выступают вертикальные прослойки, заполненные воздухом, подверженные влиянию внешних тепловых потоков [1–3]. Конвективный теплообмен также сопровождается процессами теплопроводности.

В настоящей работе было проведено численное исследование естественной конвекции в вертикальной воздушной прослойке при наличии изотермических вертикальных стенок, толщина которых варьировалась.

Постановка задачи и методы решения. Геометрическая постановка задачи совместно с граничными условиями представлена на рис. 1. Вязкая несжимаемая жидкость, удовлетворяющая приближению Буссинеска, циркулирует внутри замкнутой вертикальной полости с изотермическими вертикальными стенками, горизонтальные стенки области являются теплоизолированными.

Дифференциальные уравнения в безразмерных переменных «вихрь скорости – функция тока – температура» примут вид [4]:

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} = -\omega \quad (1)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + \frac{\partial \Psi}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial x} - \frac{\partial \Psi}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial y} = \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial \theta}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{1}{\sqrt{Ra \cdot Pr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Для элементов твердой стенки безразмерное уравнение теплопроводности имеет следующий вид:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{a_w/a_f}{\sqrt{Ra \cdot Pr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Здесь x, y – безразмерные декартовы координаты; τ – безразмерное время; θ – безразмерная температура; ψ – безразмерная функция тока; ω – безразмерная завихренности скорости; $Pr = \mu / (\rho_f a_f)$ – число Прандтля; $Ra = \rho_f g \beta_f (T_h - T_c) L^3 / (\mu a_f)$ – число Рэлея; μ – вязкость жидкости; ρ_f – плотность жидкости; a_f – температуропроводность жидкости; a_w – температуропроводность материала твердой стенки; g – ускорение свободного падения; β_f – термический коэффициент объемного расширения жидкости.

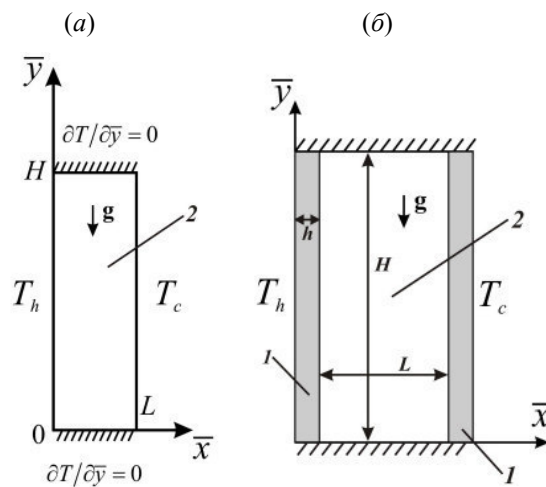


Рис. 1. Область решения задачи: (а) – полость с бесконечно тонкими вертикальными стенками, (б) полость с вертикальными твердыми стенками конечной толщины

В начальный момент времени предполагалось, что среда неподвижна и начальная температура совпадает с температурой холодной стенки, поэтому $\psi = 0$, $\omega = 0$, $\theta = 0$.

Граничные условия записывались следующим образом:

$$\tau > 0:$$

$$\psi = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0, \quad \theta = 1 \quad \text{и} \quad \text{д} \quad x = 0, \quad 0 \leq y \leq A,$$

$$\psi = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0, \quad \theta = 0 \quad \text{и} \quad \text{д} \quad x = 1, \quad 0 \leq y \leq A,$$

$$\psi = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0 \quad \text{и} \quad \text{д} \quad y = 0 \quad \text{и} \quad y = A, \quad 0 \leq x \leq 1$$

При наличии твердых стенок конечной толщины получаем граничные условия IV рода на внутренних границах «твердые стенки – жидкость»: $\left\{ \theta_f = \theta_w, \quad \frac{\partial \theta_f}{\partial x} = \frac{\lambda_w}{\lambda_f} \frac{\partial \theta_w}{\partial x} \right.$. Здесь λ_f и λ_w – теплопроводность жидкости и материала твердой стенки, соответственно.

Сформульована крайова задача була розв'язана чисельно методом кінцевих різниць. Розроблений метод рішення був протестований на множині модельних задач [4].

Висновок. Чисельні дослідження виконані при наступних значеннях безрозмірних комплексів: число Прандтля $Pr = 0.7$, число Рейля $Ra = 10^4 - 10^6$, відносна товщина твердих стінок $\delta = 0 - 0.1$ і відносна висота порожнини $A = H/L = 1 - 4$.

На рис. 2 показано вплив геометричного параметра і відносної товщини твердих стінок на середнє число Нуссельта при $Ra = 10^6$. Представлені розподіли відображають зменшення інтенсивності теплообміну з ростом товщини стінок і висоти прошлойки. При цьому збільшення δ проявляється також і в затягуванні досягнення стаціонарного режиму теплообміну.

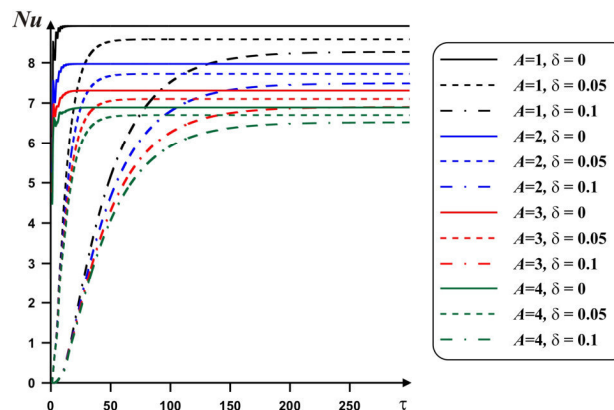


Рис. 2. Залежність середнього числа Нуссельта від геометричного параметра A і відносної товщини твердих стінок δ при $Ra = 10^6$

В ході моделювання показан ріст інтегрального коефіцієнта теплообміну з ростом числа Рейля і його зменшення з збільшенням товщини твердих стінок δ і геометричного параметра A . С допомогою методу найменших квадратів встановлено кореляційне співвідношення для середнього числа Нуссельта:

$$\overline{Nu} = 0.207 \cdot Ra^{0.268} \cdot (1 + \delta)^{-0.414} \cdot A^{-0.107} \quad \text{при } 10^4 \leq Ra \leq 10^6, \quad 1 \leq A \leq 4, \quad 0 \leq \delta \leq 0.1$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Bae Y., Kim S.H., Seo J.-K., Kim Y.I. Analytical modeling of natural convection in a tall rectangular enclosure with multiple disconnected partitions // Nuclear Engineering and Technology. – 2016. – Vol. 48. – P. 925–931.
2. Huang Y., El Mankibi M., Cantin R., Coillot M. Application of fluids and promising materials as advanced inter-pane media in multi-glazing windows for thermal and energy performance improvement: A review // Energy & Buildings. – 2021. – Vol. 253. – P. 111458.
3. Foruzan Nia M., Gandjalikhan Nassab S.A., Ansari A.B. Transient numerical simulation of multiple pane windows filling with radiating gas // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2019. – Vol. 108. – P. 104291.
4. Шеремет М.А. Сопряженные задачи естественной конвекции. Замкнутые области с локальными источниками тепловыделения. – Берлин: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. – 176 с.