

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕЧЕНИЯ В ВОДОЕМЕ С ЛОКАЛЬНЫМ СТОКОМ ТЕПЛА И УЧАСТКАМИ ВВОДА И ВЫВОДА ЖИДКОСТИ

Демьянович Н.В.¹, Максимов В.И.¹, Нагорнова Т.А.¹

¹Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Томск, Россия (634050, Томск, пр. Ленина 30), e-mail: elf@tpu.ru

Проведено математическое моделирование смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости в прямоугольной области с локальным стоком тепла и источниками ввода и вывода массы. Решена система нестационарных уравнений Навье-Стокса в безразмерной постановке. Рассматривался режим смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости при $Re=1000$, $Gr=10^6$, $Pr=7.1$. Проанализированы изолинии функции тока и поля температур в рассматриваемой области. Изучено влияние стока теплоты и его местоположение в водоеме на формирование конвективных течений и изменение температурного режима. Выявлены основные закономерности теплопереноса в исследуемой области. Установлено, что распределение теплового потока происходит в основном по горизонтальному направлению течения основного потока. Проведен анализ влияния расположения стока тепла и числа Рейнольдса на интенсивность теплообмена.

Ключевые слова: теплонасосная установка, вынужденная конвекция, тепловые режимы водоемов, теплообменник-испаритель.

MODELLING OF CONVECTIVE FLOW IN A RESERVOIR WITH A LOCAL HEAT SINK AND AREAS OF INPUT AND OUTPUT OF THE LIQUID

Demyanovich N.V.¹, Maksimov V.I.¹, Nagornova T.A.¹

¹National research Tomsk polytechnic university, Tomsk, Russia (634050, Tomsk, av. Lenina, 30), e-mail: elf@tpu.ru

The mathematical modeling of mixed convection of a viscous incompressible fluid in a rectangular area with a local heat sink and sources of input and output of mass are carried out. Solved the system of non-stationary Navier-Stokes equations in the dimensionless formulation. Was examined the mode of mixed convection of a viscous incompressible fluid at $Re = 1000$, $Gr = 10^6$, $Pr = 7.1$. Analyzed the contours of stream function and temperature field in this area. Studied the Influence of the heat sink and its location in the water on the formation of convective flows and changes in temperature regime. Investigated the basic regularities heat transfer in the study area. Established that the distribution of heat flux occurs mainly in the horizontal direction of main flow. Analyzed the influence of the location of the heat sink and the Reynolds number on the intensity of heat exchange.

Keywords: heat pump system, forced convection, thermal regimes of reservoirs, the evaporator heat exchanger.

Современные тенденции выработки тепловой и электрической энергии экологичными и экономичными способами обусловили разработку и применение в энергетике теплонасосных систем и установок [4,2]. Но для их эффективного использования необходим анализ тепловых режимов водоемов с теплообменником-испарителем теплового насоса. При решении такого рода задач целесообразно учитывать особенности течения жидкости в режиме смешанной конвекции. Известны результаты численного моделирования сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса в прямоугольной газовой области при наличии источника тепловыделения [3,6-8]. Но моделирование конвективных течений в водоеме в условиях сложного теплообмена с окружающей средой, а также притоков и стоков тепла, до настоящего времени не проводилось. Поэтому целесообразным является

математическое моделирование смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости в прямоугольной области с локальным стоком тепла и с источниками ввода и вывода массы.

Для решения задачи конвективного теплопереноса рассматривалась прямоугольная полость (с теплообменником-испарителем теплового насоса), имеющая участки ввода и вывода жидкости и одну свободную поверхность (рис. 1).

При моделировании предполагалось, что теплофизические свойства жидкости и материала стен не зависят от температуры. Жидкость считалась теплопроводной, вязкой, ньютоновской, удовлетворяющей приближению Буссинеска. Режим течения – ламинарный, границы полости (за исключением участков ввода и вывода воды) – непроницаемы. Не учитывался отток массы за счет испарения со свободной поверхности. В начальный момент времени принималось, что температура во всей рассматриваемой области постоянна и одинакова.

Эти допущения не вносят в постановку задачи значительных ограничений, но позволяют упростить ее решение. Температура теплообменника-испарителя остается неизменной в течение всего процесса.

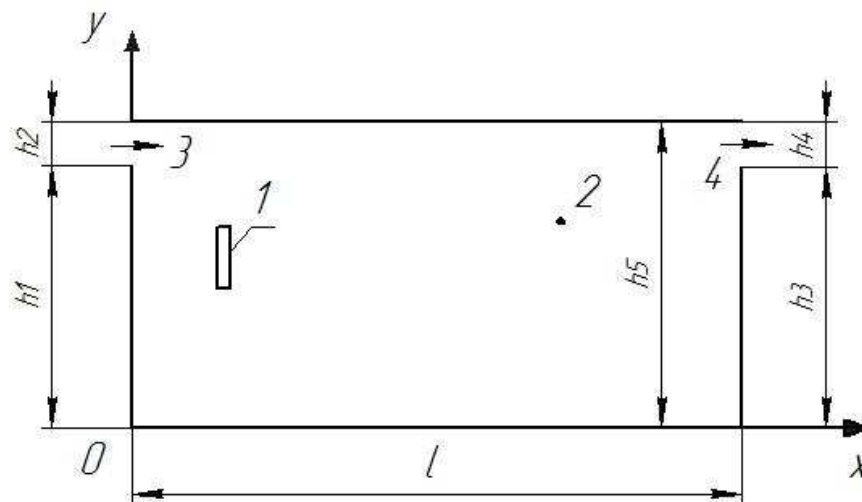


Рис. 1. Область решения задачи: 1) теплообменник-испаритель, 2) водоем, 3) участок ввода жидкости, 4) участок вывода жидкости

На участке ввода массы (рисунок 1) горизонтальная скорость принимается постоянной, на выходе из полости приняты условия симметрии по продольному направлению.

Отметим, что в реальных водоемах возможна реализация трехмерных распределений температур и компонент скоростей, но в рассматриваемой задаче поперечная составляющая скорости будет меньше двух других компонент, соответствующих основной плоскости (X,Y) движения вводимой в резервуар воды. Поэтому можно считать принятое допущение о двумерной постановке задачи обоснованным.

Процесс переноса тепла в жидкости (рисунок 1) для принятой физической модели описывается системой нестационарных двумерных уравнений Навье-Стокса в приближении Буссинеска с нелинейными граничными условиями [7]. Задача решалась в безразмерной постановке.

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Omega}{\partial X} + V \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} \right) + \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial X} \right), \quad (1)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = \Omega. \quad (3)$$

здесь $\text{Gr} = g\beta L^3 \Delta T / \nu^2$ - число Грасгофа; g – ускорение, создаваемое массовыми силами; β - температурный коэффициент объемного расширения; ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости; L – характерный размер полости; $\text{Re} = V_{in} L / \nu$ - число Рейнольдса; $\text{Pr} = \nu / a$ - число Прандтля; a - коэффициент температуропроводности; $\Theta = (T - T_0) / (T_{in} - T_0)$ - безразмерная температура;

Начальные условия имеют вид:

$$\begin{aligned} \Psi(X, Y, 0) &= 0, \\ \Omega(X, Y, 0) &= 0, \\ \Theta(X, Y, 0) &= 0 \end{aligned}$$

Граничные условия:

– на внешних границах (кроме верхней) области заданы условия теплоизоляции:

$$\left. \begin{aligned} \Psi &= 0, \quad \frac{\partial \Psi}{\partial X} = 0, \\ \frac{\partial \Theta}{\partial n} &= 0. \end{aligned} \right\} \text{при} \begin{cases} Y = 0, \quad 0 \leq X \leq \frac{l}{L}; \\ X = 0, \quad 0 \leq Y \leq \frac{h_5}{L}; \\ X = \frac{l}{L}, \quad 0 \leq Y \leq \frac{h_5}{L}; \end{cases}$$

– на верхней границе жидкости задано условие «свободной поверхности»:

$$\left. \begin{aligned} \tau_z &= \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2}, \\ \frac{\partial \Theta_f(X, Y)}{\partial Y} &= \text{Bi} \cdot \Theta_f(X, Y) + \text{Bi} \cdot \frac{T_0 - T_e}{T_{in} - T_0} + K_i, \end{aligned} \right\} \text{при} Y = \frac{h_5}{L}, \quad 0 \leq X \leq \frac{l}{L};$$

– на входе в полость:

$$\left. \begin{array}{l} \Theta = 1, \\ \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 1, \end{array} \right\} \text{при } X = 0, \frac{h_1}{L} \leq Y \leq \frac{h_5}{L},$$

– на выходе из полости:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial \Theta(X, Y)}{\partial Y} = 0, \\ \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 1, \end{array} \right\} \text{при } X = \frac{l}{L}, \frac{h_3}{L} \leq Y \leq \frac{h_5}{L},$$

– на границах теплообменника: $\Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial X(\partial Y)} = 0, \Theta = 0$.

здесь $Bi = \alpha_k L / \lambda_f$ – число Био; $\tau_z = \tau_z L / V_{in} \mu$ – безразмерное касательное напряжение; $K_i = W Q_i L / \lambda(T_{in} - T_0)$ – безразмерное число испарения; τ_z – касательное напряжение на свободной поверхности; μ – динамическая вязкость жидкости; α_k – коэффициент теплообмена между внешней средой и рассматриваемой областью решения по границе $y = h_5$; T_e – температура окружающей среды; λ_f – коэффициент теплопроводности жидкости; $W = A(P_n - P'') / \sqrt{2\pi R_g \cdot T_{pb} / M}$ – массовая скорость испарения; T_{pb} – температура испарения; P_n – давление насыщения; P'' – парциальное давление испаряющихся компонентов; R_g – газовая постоянная; Q_i – теплота фазового перехода; A – коэффициент аккомодации; M – молекулярный вес.

Решение уравнений (1–4) с соответствующими начальными и граничными условиями реализовано методом конечных разностей на равномерной сетке. При решении задачи использовался алгоритм [1,3,5,7], разработанный для численного решения задач естественной конвекции в замкнутых прямоугольных областях с локальными источниками энергии. Моделирование осуществлялось в среде Matlab.

Численные исследования проведены при следующих значениях безразмерных величин, соответствующих режиму смешанной конвекции: $Re = 500 \div 1000, Gr = 10^5 \div 10^6$, и температур: $T_0 = 278K, T_{in} = 293 \div 313K, T_i = 274K, T_e = 258 \div 278K$.

На рисунке 2 представлены линии тока и поле температур, характеризующие режим смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости в прямоугольной области для различных вариантов положения теплообменника-испарителя теплового насоса в водоеме. Установлено, что при расположении испарителя в нижней левой части водоема (рис. 2 а, б) формируются два центральных вихря. Холодная масса воды, циркулирующая около стока тепла не перемешивается с основным потоком жидкости. В результате формируется

застойная зона, что приводит к уменьшению интенсивности теплообмена испарителя с окружающей жидкостью.

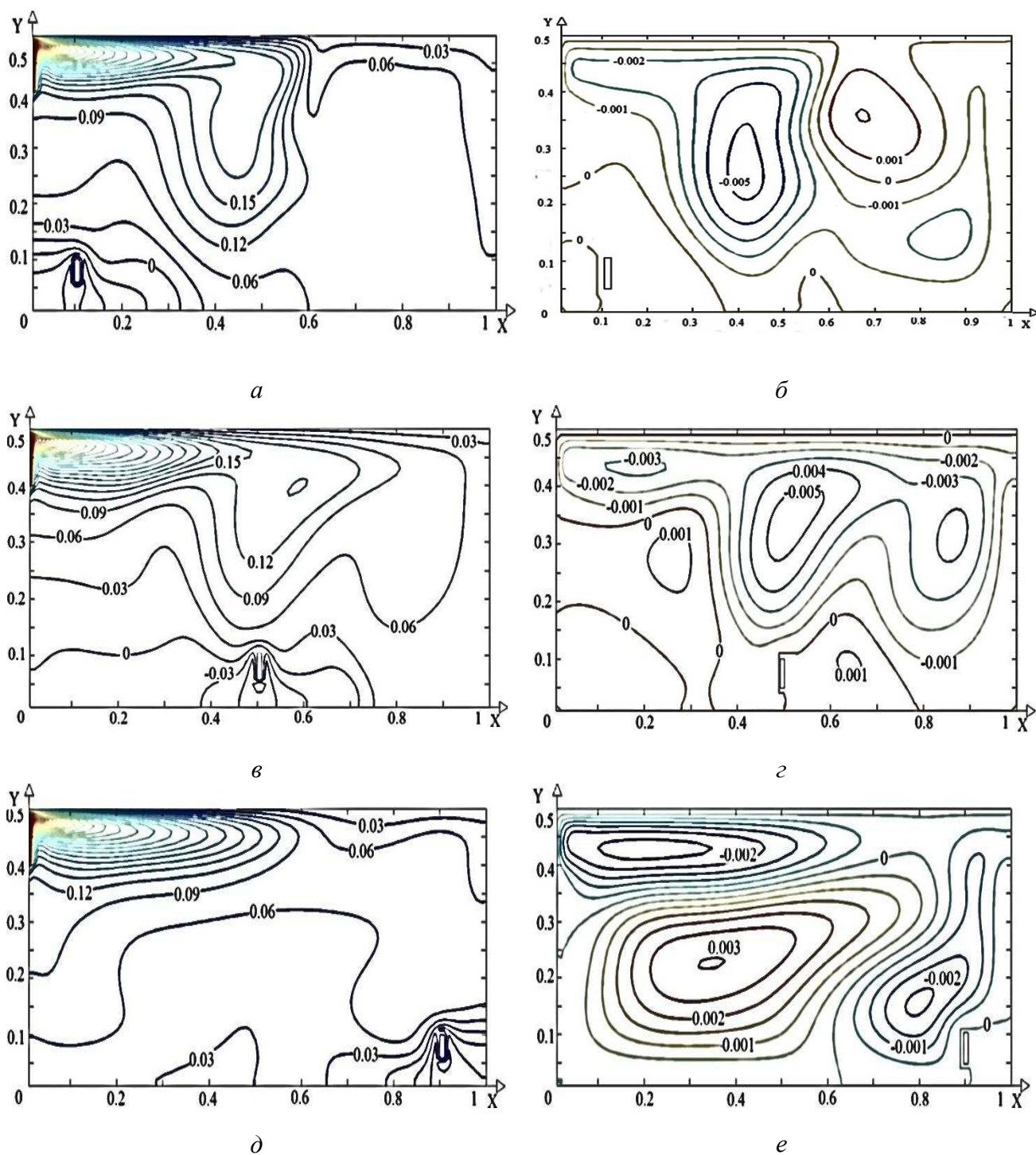


Рис. 2. Поле температуры (*a*, *в*, *д*) и линии тока (*б*, *г*, *e*) для различных положений теплового насоса (1 – *a*, *б*; 2 – *в*, *г*; 3 – *д*, *e*)

При расположении стока тепла в нижней центральной зоне (рис. 2 *в*, *г*) два основных вихря смещаются к правой стенке за счет образования вторичных вихрей в левой области. Теплообмен между жидкостью и испарителем интенсифицируется, так как последний

находится в области основного вихря, что приводит к отсутствию обширных застойных низкотемпературных зон. Распределение температуры в этом случае достаточно равномерно по всему объему водоема. Смещение испарителя к правой стенке (рис. 2 д, е) делает возможным образование трех обширных вихрей. Основной вихрь располагается в центре, другой в области ввода жидкости (высокотемпературный), третий у теплообменника (низкотемпературный).

Проведен анализ влияния числа Рейнольдса на значения среднего числа Нуссельта на трех границах полости и свободной поверхности жидкости:

$$Nu_{avg1} = \frac{1}{0.4} \int_0^{0.4} \left| \frac{\partial \Theta}{\partial X} \right|_{X=0} dY \text{ (рисунок 3 а)}, \quad Nu_{avg2} = \frac{1}{0.4} \int_0^{0.4} \left| \frac{\partial \Theta}{\partial X} \right|_{X=1} dY \text{ (рисунок 3 б)},$$

$$Nu_{avg3} = \int_0^1 \left| \frac{\partial \Theta}{\partial Y} \right|_{Y=0} dX \text{ (рисунок 3 в)}, \quad Nu_{avg4} = \int_0^1 \left| \frac{\partial \Theta}{\partial Y} \right|_{Y=1} dX \text{ (рисунок 3 г)}.$$

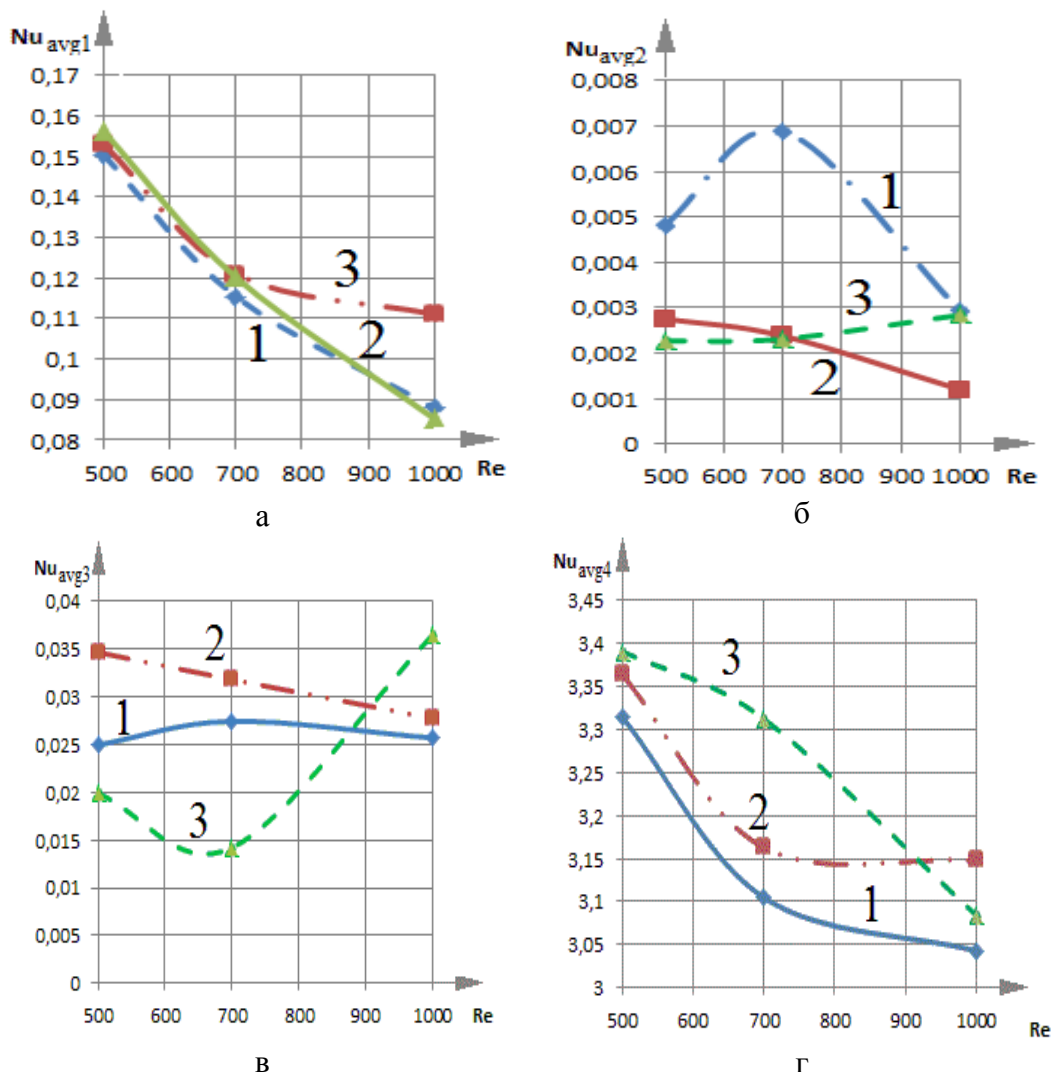


Рис. 3. Зависимость среднего числа Нуссельта от числа Рейнольдса при различном расположении теплообменника-испарителя теплового насоса.

Видно (рис. 3), что с увеличением числа Re на границах $X = 0$ и $Y = 1$ (рис. 3 а, з) происходит снижение значений безразмерного коэффициента теплообмена для всех вариантов расположения теплообменника испарителя.

Следует отметить, что расположение теплового насоса в левой и средней части водоема препятствует развитому циркуляционному течению по центру водоема. В тоже время зависимости $Nu_{avg} = f(Re)$ для границ $X = 1$ и $Y = 0$ области решения при крайнем левом и крайнем правом размещении теплообменника отличаются своей немонотонностью. Наблюдаются точки излома (рис. 3 б, в). Такое расположение стока тепла при низких скоростях ввода воды препятствует продвижению потока жидкости с температурой $\Theta = 1$ к соответствующим угловым зонам рассматриваемой области и контакту с прилегающими стенками. Но при увеличении циркуляционных течений достигаются достаточные для перетока части энергии жидкости за испаритель, расположенный слева (рис. 2 а, б), условия. Температуры выравниваются, в результате интенсивность теплообмена снижается (зависимость 1 на рис. 3 б, в). Расположение теплообменника справа (рис. 2 д, е) препятствует движущемуся теплomu потоку жидкости достигать нижней части границы $X = 1$. Это обстоятельство оказывает влияние на средний коэффициент теплообмена (рис. 3 а, з).

Также стоит заметить, что числа Нуссельта на свободной поверхности водоема (Nu_{avg}) (рис. 3 з) значительно выше. На твердых границах Nu_{avg} не превышает 0.16, на свободной же – среднее число Нуссельта достигает 3.3. На границе жидкости $Y = 1$ осуществляется интенсивный отток теплоты, но с увеличением числа Рейнольдса диапазон изменений значений среднего по этой границе числа Нуссельта незначителен.

Можно отметить, что зависимости $Nu_{avg} = f(Re)$ изменяются при разных схемах размещения теплообменника-испарителя. Можно сделать вывод, что при смене положения стока тепла в водоеме соответственно изменяются и температурные режимы.

Сформулированная модель смешанной конвекции жидкости в водоеме, используемом в качестве низкопотенциального источника энергии испарителя теплового насоса, с локальными участками ввода и вывода массы может быть использована для усовершенствования методики расчета тепловых режимов водоемов – источников низкопотенциальной теплоты.

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр Федеральной целевой программы 2.1321.2014).

Список литературы

1. Анализ свободноконвективных режимов теплопереноса в замкнутой области при работе инфракрасных излучателей / Г.В. Кузнецов, Н.И. Куриленко, В.И. Максимов, Г.Я. Мамонтов, Нагорнова Т.А. // Известия РАН. Энергетика. – 2014. – № 5. – С. 37-44.
2. Елистратов С. Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: дис. док. техн. наук – Новосибирск. 2010. – 383 с.
3. Кузнецов Г. В., Максимов В. И. Смешанная конвекция в прямоугольной области с локальными источниками ввода и вывода массы в условиях неоднородного теплообмена // Известия Томского политехнического университета. – 2006. – Т. 309. – № 5. – С. 114-118.
4. Перспективы применения ТН при утилизации теплоты городских стоков / Слесаренко В.В., Князев В. В., Вагнер В. В., Слесаренко И. В. // Энергосбережение и водоподготовка. – 2012. – № 3. – С. 28-33.
5. Свободно-конвективный теплоперенос в отапливаемых с использованием газовых инфракрасных излучателей производственных помещениях / Кузнецов Г.В., Куриленко Н.И., Максимов В.И., Мамонтов Г.Я., Нагорнова Т.А. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2013. – № 1-2. – С. 18-26.
6. Heat transfer under heating of a local region of a large production area by gas infrared radiators / Kuznetsov G.V., Kurilenko N.I., Maksimov V.I., Mamontov G.Ya., Nagornova T.A. // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2013. – V. 86. – № 3. – P. 519-524.
7. Kuznetsov G.V., Maksimov V.I. Mathematical modeling of convective-conductive heat transfer in a rectangular domain in a conjugate statement // Journal of Engineering Thermophysics. – 2007. – V. 16. – № 4. – P. 270-275.
8. Maksimov V.I., Nagornova T.A. Influence of heatsink from upper boundary on the industrial premises thermal conditions at gas infrared emitter operation // EPJ Web of Conferences. – 2014. Vol. 76. – Article number 01006.

Рецензенты:

Борисов Б.В., д.ф.-м.н., профессор каф. Теоретической и промышленной теплотехники НИ ТПУ, г. Томск;

Голдаев С.В., д.ф.-м.н., с.н.с., профессор каф. Теоретической и промышленной теплотехники НИ ТПУ, г. Томск.