

УДК 519.63
МРНТИ 30.17.35

<https://doi.org/10.55452/1998-6688-2023-20-3-26-37>

Исахов А.А.^{*1,2}, Байбатырова К.Е.¹

¹Казахстанско-Британский технический университет, 050000, г. Алматы, Казахстан

²Казахский национальный университет имени аль-Фараби, 050040, г. Алматы, Казахстан

*E-mail: al.isakhov@kbtu.kz

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЖИДКОСТЕЙ НА КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОПЕРЕНОС В ЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВАХ

Аннотация. Влияние соотношения сторон корпуса и различных теплофизических свойств жидкостей на теплопередачу было исследовано в прямоугольном корпусе с массивом микросхем размером 3x3, установленных заподлицо, размещенных на передней вертикальной стенке с постоянной температурой и охлаждаемых противоположной стенкой. Для изучения теплопередачи внутри корпуса было проведено моделирование для четырех соотношений сторон корпуса ($A=1.0, 5.0, 7.5, 20.0$) и пяти различных сред (воздух, вода, FC-40, FC-72, FC-88). Численные результаты показывают, что самые высокие скорости наблюдаются в воздухе, в то время как низкие скорости были замечены в воде и в трех диэлектрических жидкостях FC-40, FC-72, FC-88. Максимальные скорости воздуха для компонента W получены на высоте $Z=5.5$. Замечено, что при уменьшении соотношения сторон корпуса скорость потока жидкости увеличивается. Максимальное число Nu было обнаружено, когда корпус был заполнен диэлектрическими жидкостями FC-72 и FC-88, а минимальное – в воздухе. Чтобы убедиться в том, что выбранные численные методы, компьютерная программа были реализованы корректно, была выполнена тестовая задача. Между результатами обнаружено хорошее соответствие.

Ключевые слова: теплопередача, микросхемы, соотношение сторон, теплофизические свойства жидкостей, диэлектрические жидкости.

Введение

В современном мире, где многие процессы автоматизированы, технологии стали неотъемлемой частью нашей жизни. Во многих устройствах, которые нас окружают, используется интегральная схема. При длительной и высокопроизводительной работе в микросхемах повышается температура и выделяется тепловой поток. Однако нужно отметить, что безопасный предел температуры в микросхемах – 85 °C [1]. Соответственно, вопрос об эффективном охлаждении в электронных устройствах остается актуальным и сегодня, так как есть возможность повысить долговременную надежность соединения на 50% при каждом снижении температуры на 20 °C [2]. Пристальное внимание уделяется естественной конвекции в корпусах из-за того, что она находит применение в охлаждении электронных устройств. Из-за практической значимости данной темы было рассмотрено множество экспериментальных, численных и теоретических исследований.

Chu et al. [3] провел двумерное исследование в горизонтальном канале, где на вертикальной стене расположен источник тепла, а противоположная стена охлаждалась. В ходе исследования изучалось влияние изменений расположения, размера, соотношения сторон источника тепла. Chadwick et al. [4] в вертикальном корпусе исследовали естественную конвекцию с одним и несколькими двумерными источниками тепла, установленными заподлицо. В своем исследовании они брали во внимание такие параметры, как соотношение сторон, диапазон чисел Грасгофа и расположение источников тепла. Ahmed Refai and Yovanovich [5] рассмотрели заполненный воздухом квадратный корпус, где между нижней и верхними частями вертикальной границы изменяется расположение источника тепла. Варьируя местоположение нагревателей и граничные условия, они изучили влияние на скорость теплопередачи в диапазоне Ra от 0 до 10^6 . В квадратной полости Shuja et al. [6] провели исследование с различными соотношениями сторон от 0.25 до 4 в выступающем источнике тепла. Было выяснено, что соотношения сторон в выступающем источнике тепла имеют внушительное влияние на характеристики теплопереноса.

Ogut [7] исследовал в двумерном наклонном квадратном корпусе с источником тепла, локализованном в центре на левой вертикальной стороне, и охлаждающейся правой стороной с использованием пяти наножидкостей на основе воды. С учетом горизонтальной и вертикальной ориентации пластины Kang and Jaluria [8] экспериментально изучили влияние разных факторов на коэффициент конвективной теплопередачи и тепловое поле. Fujii et al. [9] рассмотрели в вертикальных параллельных пластинах с выступающими источниками тепла естественную конвекционную теплопередачу. С несколькими выступающими нагревателями в прямоугольном корпусе с охлаждающейся верхней стенкой Desai et al. [10] смоделировали численно естественную конвекцию. Afrid and Zebib [11] в своей работе использовали двумерную сопряженную модель ламинарного течения и численно смоделировали воздушное охлаждение одиночных и нескольких равномерно нагретых устройств, расположенных на вертикальной стене, с использованием естественной конвекции.

Исследование с пятью выступающими нагревателями, расположенными вертикально на вертикальной стенке в прямоугольной полости, провели Keyhani et al. [12]. Оценивалось влияние на естественную конвекцию различных соотношений сторон полости. Chuang et al. [13] выполнил исследование, где анализировалось изменение температуры в трех чипах при пяти различных позициях в трехмерном ламинарном потоке естественной конвекции. В прямоугольном корпусе, заполненном диэлектрической жидкостью FC-75, Wroblewski and Joshi [14] рассмотрели влияние различных размеров выступающих чипов и корпуса на максимальную температуру чипа. Была изучена естественная конвекция Sezai and Mohamad [15] в горизонтальном корпусе с одним источником тепла, который был расположен в нижней части корпуса и охлаждался сверху. Liu et al. провели несколько исследований с применением сопряженной теплопроводности-конвекции на подложке в корпусе [16], в цилиндре [17], в подземном прямоугольном воздуховоде [18]. Изменяя расположение трех источников тепла, Liu et al. [16] провели моделирование сопряженной теплопроводности-конвекции. Высокая температура была обнаружена на верхнем чипе при вертикальном и шахматном расположении трех чипов. В горизонтальном канале с массивом 6x3 нагревателями, расположенными на вертикальной стене, Gavara and Kanna [19] численно изучили трехмерную естественную конвекцию.

Существует ряд работ, касающихся моделирования естественной конвекции в корпусах с массивом дискретных источников тепла 3x3. Такое моделирование было проведено Joshi et al. [20] в корпусе с прямоугольными выступами, где они изучили экспериментально естественное конвекционное охлаждение с использованием диэлектрической жидкости FC-75. Mukutmoni, Joshi, Kelleher [21] (1995) для массива выступов размером 3x3, которые охлаждались погружением в жидкость FC-75, исследовали влияние теплопроводности подложки на естественную конвекцию. Tou et al. [22], используя похожее расположение источников тепла, изучили естественную конвекцию в прямоугольном корпусе, заполненном различными жидкостями (вода, FC-72, FC-77, этиленгликоль). Tou and Zhang [23], применили ту же геометрию, что и в работе [22], они поворачивали корпус, заполненный жидкостью, вокруг горизонтальной оси X, чтобы оценить влияние наклона на процессы теплопереноса. Tso et al. [24] провели похожее исследование в наклонной прямоугольной полости с нагревателями 3x3, где анализируют сложные взаимодействия тепловых полей и полей внутреннего потока жидкости. С целью исследовать охлаждение электронного оборудования с использованием наножидкостей Purusothaman [25] выбрали трехмерный прямоугольный корпус с естественной конвекцией и источниками тепла, расположенными 3x3 на одной из стенок.

Основные положения

Для проведения численного моделирования были использованы уравнения Навье-Стокса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \beta g(T - T_0) \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} &= 0 \end{aligned}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

Материалы и методы

В данной работе исследуется теплоперенос в прямоугольном корпусе с использованием различных жидкостей. Для моделирования естественной конвекции в прямоугольном корпусе с изменением соотношений сторон и при различных жидкостях была выбрана схема, основанная на изменении давления в связи с ламинарным потоком. Гравитационное ускорение было направлено отрицательное по z-направлению. Анализ сетки был выполнен для повышения точности вычислений, на основе этого анализа было обнаружено, что размер элемента 0.4 мм подходит лучше всего. Выше указаны граничные условия, которые применялись. Теплофизические свойства жидкостей, которые были использованы при вычислениях, указаны в таблице 2.

Геометрия исследуемой области изображена на рисунке 1. Параметры и размеры геометрии были использованы те же, что и в работе Tou et.al. [22]. На вертикальной передней стенке расположен массив 3x3 чипов. Размер всех чипов одинаковый, и они имеют квадратную форму (12.7x12.7 мм). В данном исследовании температура стоит именно на чипах, которые расположены на передней стенке, так как именно они нагреваются. Противоположная стенка является холодной. Остальные стенки остаются адиабатическими. Во время моделирования изменялась только ширина корпуса, все остальные параметры геометрии оставались неизменными.

Для решения трехмерных уравнений Навье-Стокса был выбран алгоритм SIMPLE. Для переменных конвективно-диффузионного переноса используется схема степенного закона. Была применена стандартная инициализация. Расчеты велись с шагом по времени 0.1 и выполнено 10 000 итераций. Чтобы быть уверенным в правильности выбранных численных методов и убедиться, что компьютерная программа была реализована правильно, сначала была решена тестовая задача, результаты которой сравнивались с результатами Tou et.al.[22].

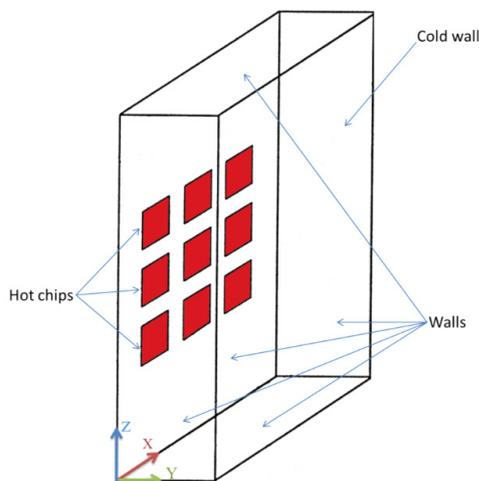


Рисунок 1 – Геометрия исследуемой области

Таблица 1 – Размеры геометрии корпуса

Ширина (мм)	Высота (мм)	Длина (мм)	Соотношение сторон (мм)
95.25	95.25	57.2	1.0
19.05	95.25	57.2	5.0
12.7	95.25	57.2	7.5
4.7625	95.25	57.2	20.0

Таблица 2 –Теплофизические свойства

Свойства	Воздух	Вода	FC-40	FC-72	FC-88
$\rho(kg/m^3)$	1.225	998.2	1870	1680	1640

Продолжение таблицы 2

c_p (J/kgK)	1007	4184	1050	1050	1050
k (W/m K)	0.02476	0.5674	0.067	0.059	0.056
ν (kg/ms)	1.802e-05	0.00123	0.0041	0.00064	0.0005
β (K ⁻¹)	0.0035	0.0001523	0.0012	0.0016	0.0016

Граничные условия:

На чипах: $\theta = 358.15K, u = v = w = 0$

На холодной стенке: $\theta = 288.15K, u = v = w = 0$

На стенках: $\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0, u = v = w = 0$

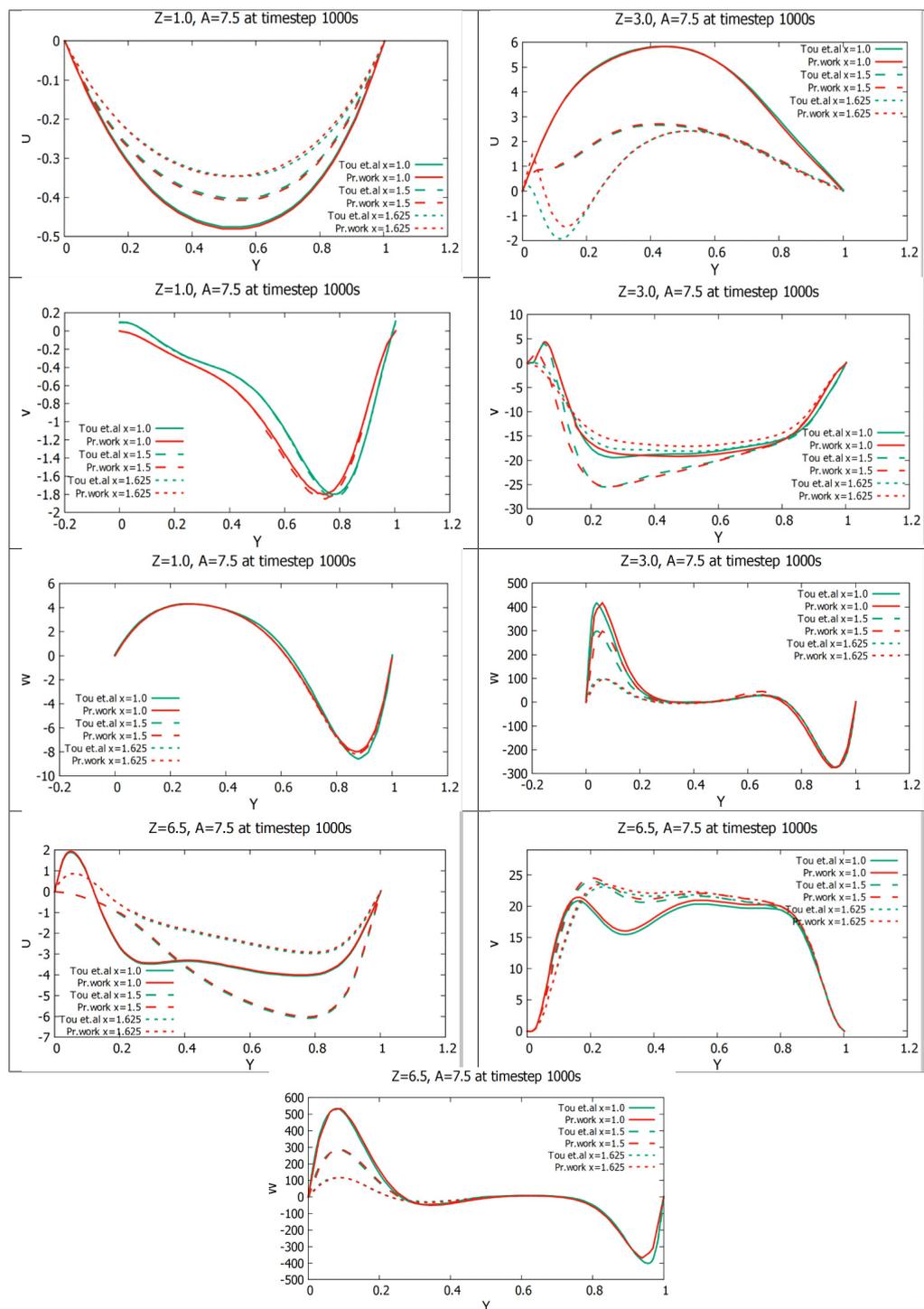


Рисунок 2 – Профили скоростей U, V, W на $Z=1.0, Z=3.0, Z=6.5$

Результаты и обсуждение

На рисунке 3 представлены результаты влияния свойств жидкости на поведение потока жидкостей. Полученные результаты показали, что среди U , V , W компонентов скоростей во всех соотношениях и при различных жидкостях именно компоненты по W имеют высокие скорости. Поэтому было решено рассматривать результаты только по W -компоненту. На рисунке 3 изображены скорости по W -компоненту в разных средах при соотношениях сторон $A=1.0, 5.0, 7.5, 20.0$ и взятые на различных высотах $Z=1.0, Z=3.0, Z=5.5, Z=6.5$. Сравнивая значение скоростей по W во всех соотношениях сторон и высот, было обнаружено, что именно в воздухе самые максимальные показатели скорости, нежели в других жидкостях. В воде, FC-40, FC-72, FC-88 наблюдаются низкие скорости. Это можно объяснить тем, что вязкость жидкостей больше, чем вязкость воздуха. Так как это ламинарное течение, где в движении жидкости преобладают силы вязкости, то с увеличением вязкости жидкости увеличивается ее сопротивление потоку, а это приводит к снижению скорости жидкости. Также низкая плотность воздуха обеспечивает легкость течения, а значит, увеличивается скорость.

Однако не на всех высотах скорости по W -компоненту высокие. Например, на высоте $Z=1.0$ скорости низкие по сравнению с показателями на высотах $Z=3.0, Z=5.5, Z=6.5$. Максимальные показатели скорости воздуха по W -компоненту получены именно по высоте $Z=5.5$, но при приближении к потолку корпуса ($Z=6.5$) скорости начинают снижаться. Это означает, что, приближаясь к холодной стене, поднимающийся поток флюидов начинает замедляться.

С увеличением соотношения сторон корпуса можем наблюдать (рисунок 3), как показатели скорости W снижаются даже в воздухе, так как уменьшается толщина корпуса, в связи с чем происходит ограничение потока стенкой и у жидкости меньше пространства, чтобы перемещаться. С уменьшением соотношения сторон корпуса скорость жидкости увеличивается. Следовательно, можно сделать вывод, что увеличение ширины корпуса приводит к тому, что движение жидкости становится более сложным и образуются многовихревые структуры. Также увеличение ширины в прямоугольном корпусе способствует уменьшению пограничного слоя, и тепловые шлейфы становятся более узкими и концентрированными, это приводит к высоким скоростям жидкости вблизи центра корпуса, где тепловые потоки наиболее интенсивные.

Результаты (рисунок 4) показывают, что соотношение сторон и теплофизические свойства сред имеют большое влияние на теплоперенос внутри корпуса. Например, на рисунке 4 (а) видно, что при соотношении сторон $A=1.0$ число Нуссельта минимально, но с увеличением соотношений сторон можно заметить, как число Нуссельта тоже увеличивается, при $A=20.0$ (рисунок 4(d)) наибольшее число Нуссельта по сравнению с другими соотношениями сторон. Это позволяет сделать вывод, что с увеличением соотношения сторон можем наблюдать увеличение числа Нуссельта. Это объясняется тем, что при увеличении соотношения сторон уменьшается ширина корпуса, это, в свою очередь, приводит к уменьшению площади поверхности, тепло, исходящее от микросхем, распространяется активнее в меньшей площади поверхности, чем в большей площади. Когда соотношение сторон уменьшается, происходит наоборот: стенка, на которой расположены чипы, и холодная стенка становятся все дальше и дальше друг от друга, соответственно, тепло, исходящее от микросхем, распространяется не так активно.

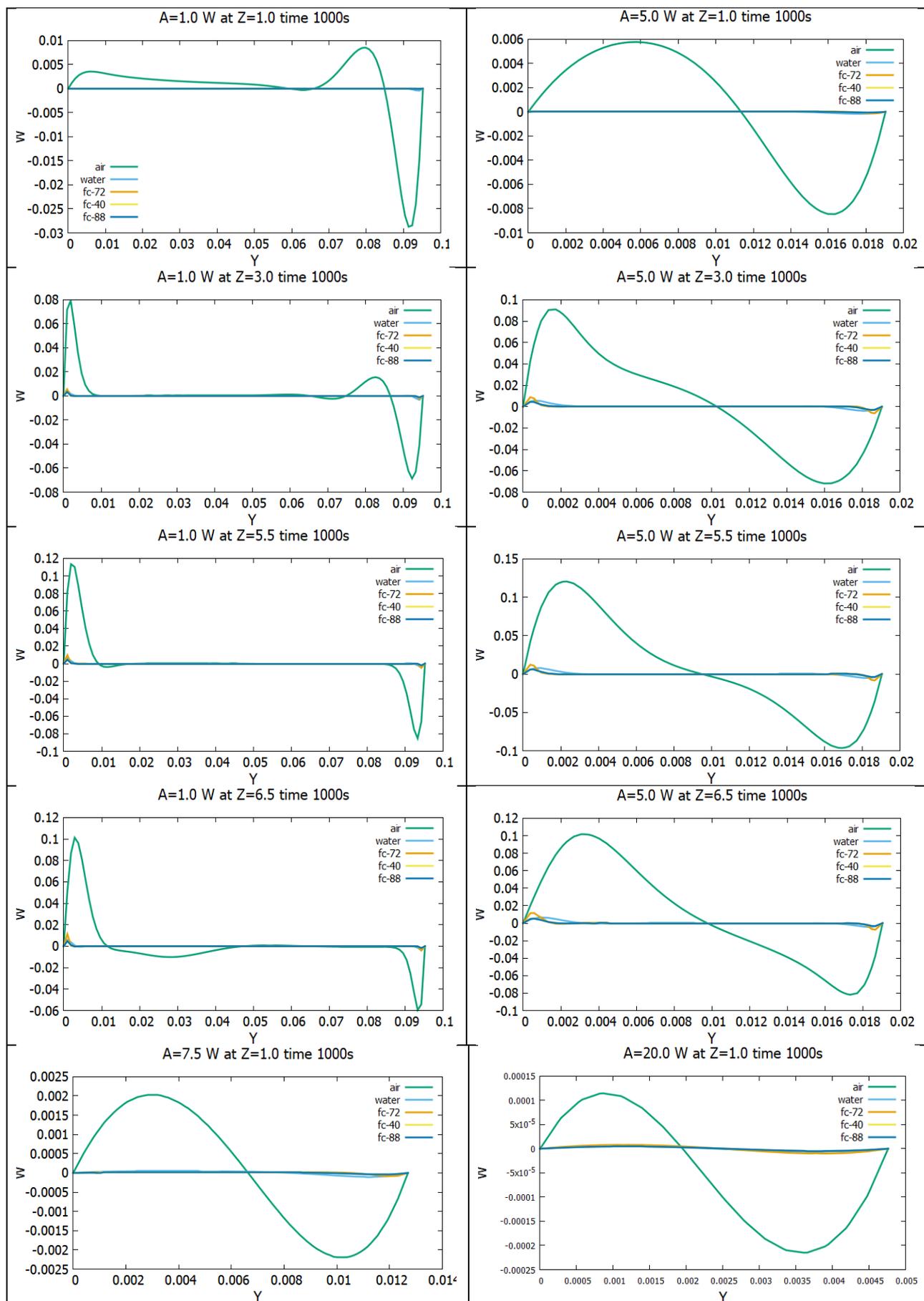


Рисунок 3 – Профили скоростей по W на разных Z , когда $X=1.0$: (a) $A=1.0$; (b) $A=5.0$; (c) $A=7.5$; (d) $A=20.0$

Продолжение рисунка 3

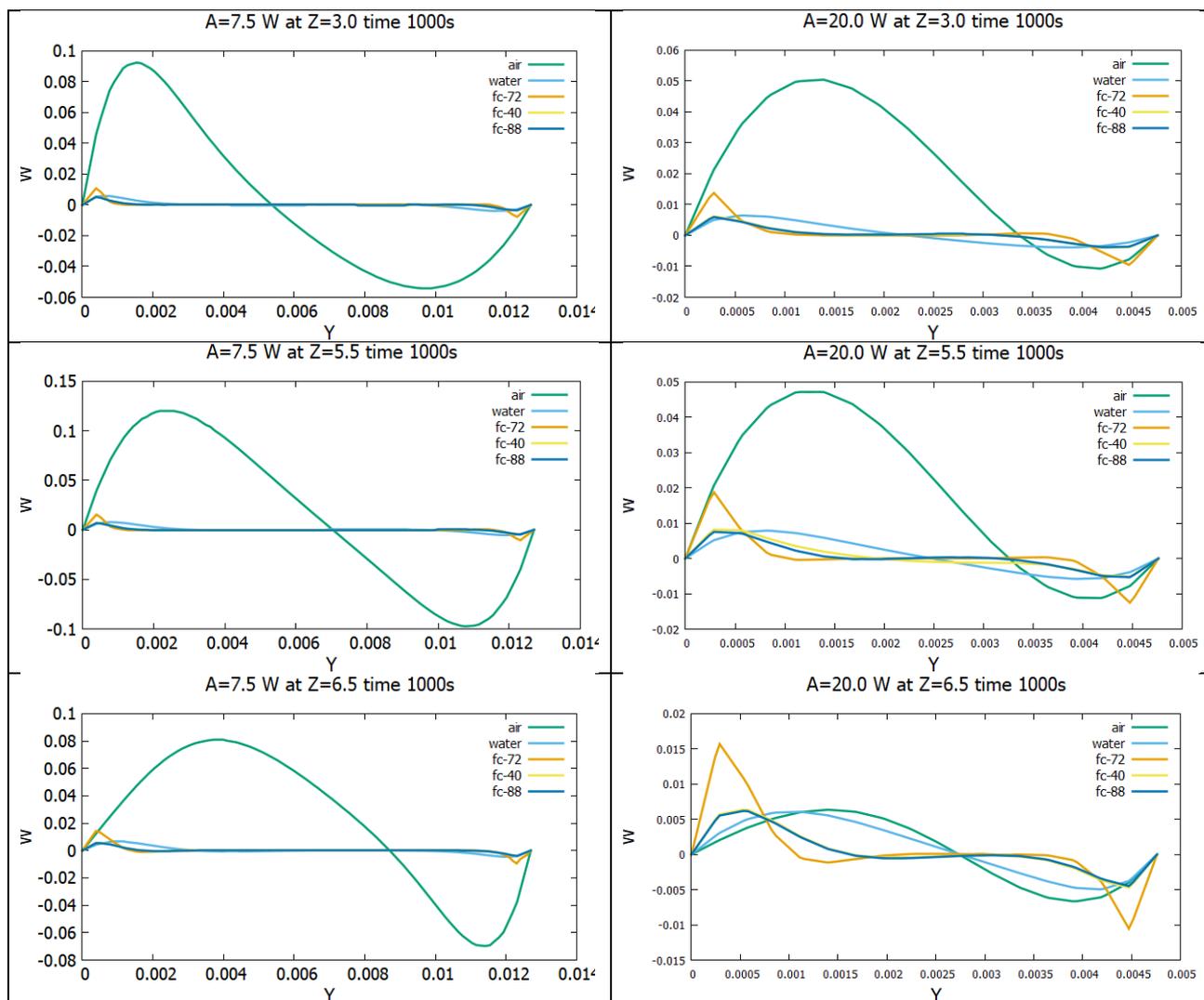


Рисунок 3 – Профили скоростей по W на разных Z , когда $X=1.0$: (a) $A=1.0$; (b) $A=5.0$; (c) $A=7.5$; (d) $A=20.0$

На рисунке 4 (a) при соотношении сторон $A=1.0$ максимальное число Нуссельта наблюдается при использовании диэлектрической жидкости FC-72, а минимальное – в воздухе. При остальных соотношениях сторон ситуация аналогичная. Отсюда следует вывод, что теплофизические свойства жидкости оказывают большое влияние на число Нуссельта. Маленькое число Нуссельта в воздухе указывает на то, что в воздухе плохая конвекция. Небольшое число Нуссельта в воздухе по сравнению с другими жидкостями связано с низкой теплопроводностью и низкой плотностью воздуха, что, в свою очередь, приводит к снижению скорости теплопередачи за счет естественной конвекции. Также в воздухе выталкивающие силы слабее, чем в жидкостях, поэтому это приводит к менее эффективной конвективной теплопередаче. Самые высокие значения числа Нуссельта наблюдаются в диэлектрических жидкостях FC-72 и FC-88, это связано с особыми теплофизическими свойствами этих жидкостей. Из этого следует, что эти две жидкости способствуют эффективной конвективной теплопередаче.

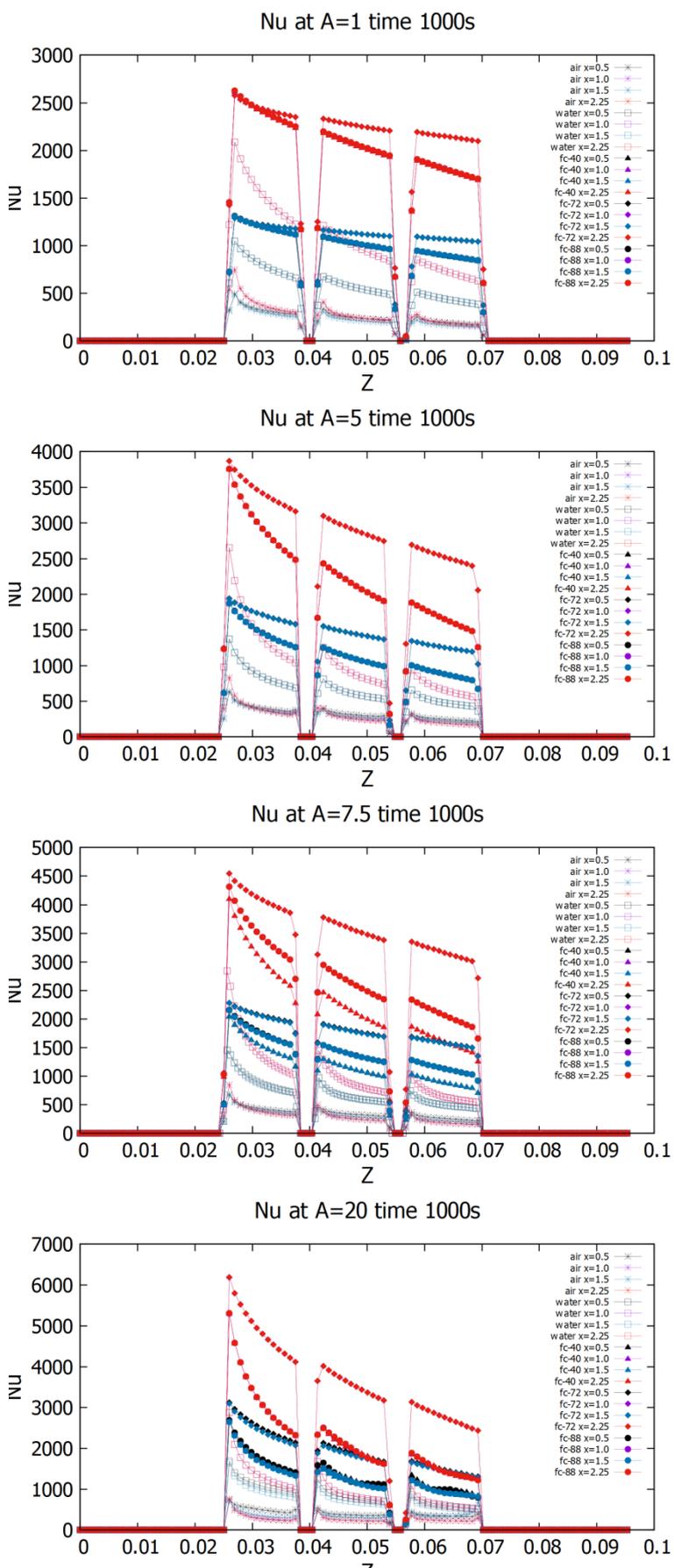


Рисунок 4 – Число Nu в разных соотношениях сторон: (а) $A=1.0$; (б) $A=5.0$; (в) $A=7.5$; (д) $A=20.0$

Заклучение

Целью исследования было выяснить, какое влияние оказывают такие факторы, как соотношение сторон корпуса и жидкости с различными теплофизическими свойствами, на теплопередачу, когда температура чипов достигает пика. Для этого исследования была выбрана геометрия с массивом микросхем размером 3x3, размещенных на передней вертикальной стенке, и охлаждающейся противоположной стеной. Для исследования теплопередачи внутри корпуса было проведено моделирование для четырех соотношений сторон корпуса ($A=1.0, 5.0, 7.5, 20.0$) и пяти жидкостей (воздух, вода, FC-40, FC-72, FC-88). В качестве тестового задания рассматривалась работа Tou et al. [22]. Обнаружено хорошее соответствие между численными результатами в работе [22] и настоящим исследованием (рисунок 2). Анализ численных результатов показал, что:

- теплофизические свойства жидкостей оказывают значительное влияние на скорость движения жидкостей внутри корпуса; чем ниже вязкость жидкости, тем выше скорость движения жидкости; воздух обладает самой низкой вязкостью и плотностью, благодаря этому наблюдались самые высокие скорости; высокая вязкость приводит к высокому сопротивлению потока и снижению скорости;
- чем больше соотношение сторон корпуса, тем ниже значения скорости текучих сред; увеличение соотношения сторон корпуса означает, что ширина становится меньше и происходит ограничение потока стенкой, у потока остается меньше пространства для перемещения; из этого следует, что соотношение сторон оказывает существенное влияние на скорость жидкости;
- было обнаружено значительное влияние соотношения сторон корпуса на теплопередачу; чем больше соотношение сторон корпуса, тем больше число Nu; эффект объясняется уменьшением ширины, что означает уменьшение расстояния между стенкой с горячими чипами и холодной стенкой; тепло от чипов при небольшой ширине корпуса распространяется быстрее, чем при отдалении стенок друг от друга;
- во всех моделированиях самые высокие значения числа Нуссельта наблюдались в диэлектрических жидкостях FC-72 и FC-88, а минимальные были обнаружены в воздухе; специфические теплофизические свойства диэлектрических жидкостей оказывают большое влияние на теплопередачу.

Литература

- 1 Murshed S.M.S. *Electronic Cooling, An Overview*, Intechopen, 2016. ISBN-13: 978-953-51-2406-1.
- 2 Kraus A.D. and Bar-Cohen A. (1983) *Thermal Analysis of Control of Electronic Equipment*, McGraw-Hill, New York.
- 3 Chu H.H.S., Churchill S.W. & Patterson C.V.S. (1976) The Effect of Heater Size, Location, Aspect Ratio, and Boundary Conditions on Two-Dimensional, Laminar, Natural Convection in Rectangular Channels. *Journal of Heat Transfer*, 98(2), pp. 194–201. <https://doi.org/10.1115/1.3450518>.
- 4 Chadwick M., Webb B. & Heaton H. (1991) Natural convection from two-dimensional discrete heat sources in a rectangular enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(7), pp. 1679–1693. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90145-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90145-5).
- 5 Refai Ahmed G. & Yovanovich M.M. (1991) Influence of Discrete Heat Source Location on Natural Convection Heat Transfer in a Vertical Square Enclosure. *Journal of Electronic Packaging*, 113(3), pp. 268–274. <https://doi.org/10.1115/1.2905406>.
- 6 Shuja S., Iqbal M.O. & Yilbas B. (2001) Natural convection in a square cavity due to a protruding body - Aspect ratio consideration. *Heat and Mass Transfer*, 37(4-5), pp. 361-369. <https://doi.org/10.1007/s002310000167>.
- 7 Büyük Ögüt E. (2009). Natural convection of water-based nanofluids in an inclined enclosure with a heat source. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(11), pp. 2063–2073. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.014>.
- 8 Kang B. & Jaluria Y. (1990) Natural convection heat transfer characteristics of a protruding thermal source located on horizontal and vertical surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33(6), pp. 1347–1357. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(90\)90264-u](https://doi.org/10.1016/0017-9310(90)90264-u).
- 9 Fujii M., Gima S., Tomimura T. & Zhang X. (1996) Natural convection to air from an array of vertical parallel plates with discrete and protruding heat sources. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 17(5), pp. 483–490. [https://doi.org/10.1016/0142-727x\(96\)00051-3](https://doi.org/10.1016/0142-727x(96)00051-3).
- 10 Desai C.P., Vafai K. & Keyhani M. (1995) On the Natural Convection in a Cavity With a Cooled Top Wall and Multiple Protruding Heaters. *Journal of Electronic Packaging*, 117(1), pp. 34–45. <https://doi.org/10.1115/1.2792065>.
- 11 Afrid M. & Zebib A. (1989) Natural convection air cooling of heated components mounted on a vertical wall. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 15(2), pp. 243–259. <https://doi.org/10.1080/10407788908944687>.
- 12 Keyhani M., Chen L. & Pitt D.R. (1991) The Aspect Ratio Effect on Natural Convection in an Enclosure With Protruding Heat Sources. *Journal of Heat Transfer*, 113(4), pp. 883–891. <https://doi.org/10.1115/1.2911217>.

- 13 Chuang S.H., Chiang J.S. & Kuo Y.M. (2003, March) Numerical Simulation of Heat Transfer in a Three-Dimensional Enclosure with Three Chips in Various Position Arrangements. *Heat Transfer Engineering*, 24(2), pp. 42–59. <https://doi.org/10.1080/01457630304076>.
- 14 Wroblewski D. & Joshi Y. (1992) Transient Natural Convection From a Leadless Chip Carrier in a Liquid Filled Enclosure: A Numerical Study. *Journal of Electronic Packaging*, 114(3), pp. 271–279. <https://doi.org/10.1115/1.2905451>.
- 15 Sezai I. & Mohamad A. (2000, July). Natural convection from a discrete heat source on the bottom of a horizontal enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(13), pp. 2257–2266. [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(99\)00304-x](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(99)00304-x).
- 16 Liu Y., Phan-Thien N., Kemp R. & Luo X.L. (1997) Three-dimensional coupled conduction-convection problem for three chips mounted on a substrate in an enclosure. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 32(2), pp. 149–167. <https://doi.org/10.1080/10407789708913885>.
- 17 Liu Y., Phan-Thien N. & Kemp R. (1996) Coupled conduction-convection problem for a cylinder in an enclosure. *Computational Mechanics*, 18(6), pp. 429–443. <https://doi.org/10.1007/bf00350251>.
- 18 Liu Y., Phan-Thien N., Kemp R. & Luo X.L. (1997) Coupled conduction-convection problem for an underground rectangular duct containing three insulated cables. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 31(4), pp. 411–431. <https://doi.org/10.1080/10407789708914045>.
- 19 Gavara M. & Kanna P.R. (2014) Three-Dimensional Study of Natural Convection in a Horizontal Channel With Discrete Heaters on One of Its Vertical Walls. *Heat Transfer Engineering*, 35(14–15), pp. 1235–1245. <https://doi.org/10.1080/01457632.2013.876784>.
- 20 Joshi Y., Kelleher M.D., Powell M. & Torres E.I. (1994) Natural Convection Heat Transfer From an Array of Rectangular Protrusions in an Enclosure Filled With Dielectric Liquid. *Journal of Electronic Packaging*, 116(2), pp. 138–147. <https://doi.org/10.1115/1.2905502>.
- 21 Mukutmoni D., Joshi Y.K. & Kelleher M.D. (1995) Computations for a Three-by-Three Array of Protrusions Cooled by Liquid Immersion: Effect of Substrate Thermal Conductivity. *Journal of Electronic Packaging*, 117(4), pp. 294–300. <https://doi.org/10.1115/1.2792108>.
- 22 Tou S., Tso C. & Zhang X. (1999) 3-D numerical analysis of natural convective liquid cooling of a 3×3 heater array in rectangular enclosures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(17), pp. 3231–3244. [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(98\)00379-2](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(98)00379-2).
- 23 Tou S. & Zhang X. (2003) Three-dimensional numerical simulation of natural convection in an inclined liquid-filled enclosure with an array of discrete heaters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(1), pp. 127–138. [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(02\)00253-3](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(02)00253-3).
- 24 Tso C., Jin L., Tou S. & Zhang X. (2004) Flow pattern evolution in natural convection cooling from an array of discrete heat sources in a rectangular cavity at various orientations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(19–20), pp. 4061–4073. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.05.022>.
- 25 Purusothaman A., Nithyadevi N., Oztop H., Divya V. & Al-Salem, K. (2016) Three dimensional numerical analysis of natural convection cooling with an array of discrete heaters embedded in nanofluid filled enclosure. *Advanced Powder Technology*, 27(1), pp. 268–280. <https://doi.org/10.1016/j.appt.2015.12.012>.

Информация об авторах

Исахов Алибек Абдиашимович (автор для корреспонденции)

Доктор PhD, профессор Школы прикладной математики, Казахстанско-Британский технический университет, ул. Толе би, 59, 050000, г. Алматы, Казахстан

ORCID ID: 0000-0002-1937-8615

E-mail: al.isakhov@kbtu.kz

Байбатырова Камилла Ермековна

Магистрант, Школа прикладной математики, Казахстанско-Британский технический университет, ул. Толе би, 59, 050000, г. Алматы, Казахстан

ORCID ID: 0009-0006-3522-8656

E-mail: k_baibatyrova@kbtu.kz

Авторлар туралы мәліметтер

Исахов Алибек Абдиашимович (корреспонденция авторы)

PhD докторы, Қолданбалы математика мектебінің профессоры, Қазақстан-Британ техникалық университеті, Төле би көш., 59, 050000, Алматы қ., Қазақстан

ORCID ID: 0000-0002-1937-8615

E-mail: al.isakhov@kbtu.kz

Байбатырова Камилла Ермековна

Магистрант, Қолданбалы математика мектебі, Қазақстан-Британ техникалық университеті, Төле би көш., 59, 050000, Алматы қ., Қазақстан

ORCID ID: 0009-0006-3522-8656

E-mail: k_baibatyrova@kbtu.kz

Information on the authors

Issakhov Alibek Abdiashimovich (corresponding author)

Doctor PhD, Professor of of School of Applied Mathematics, Kazakh-British Technical University, 59, Tole bi street, Almaty, 050000, Kazakhstan

ORCID ID: 0000-0002-1937-8615

E-mail: al.isakhov@kbtu.kz

Baibatyrova Kamilla Ermekovna

Master Student, School of Applied Mathematics, Kazakh-British Technical University, 59, Tole bi street, Almaty, 050000, Kazakhstan

ORCID ID: 0009-0006-3522-8656

E-mail: k_baibatyrova@kbtu.kz

Исахов А.А.^{*1,2}, Байбатырова К.Е.¹

¹Қазақстан-Британ техникалық университеті, 050000, Алматы қ., Қазақстан

²әл-Фараби атындағы Қазақ ұлттық университеті, 050040, Алматы қ., Қазақстан

*E-mail: al.isakhov@kbtu.kz

СҰЙЫҚТЫҚТАРДЫҢ ЖЫЛУФИЗИКАЛЫҚ ҚАСИЕТТЕРІНІҢ ЭЛЕКТРОНДЫҚ ҚҰРЫЛҒЫЛАРДАҒЫ КОНВЕКТИВТІ ЖЫЛУТАСЫМАЛДАУҒА ӘСЕРІ

Аңдатпа. Корпустың арақатынасы мен сұйықтықтардың әртүрлі жылуфизикалық қасиеттерінің жылутасымалдауға әсері алдыңғы тік қабырғасына тұрақты температурада 3×3 өлшемді микросұлбалар массиві орнатылған және қарама-қарсы қабырғамен салқындатылатын тікбұрышты корпуста зерттелді. Корпус ішіндегі жылудың берілуін зерттеу үшін қоршаудың төрт арақатынасы ($A=1,0, 5,0, 7,5, 20,0$) мен бес түрлі ортаға (ауа, су, FC-40, FC-72, FC-88) модельдеу жүргізілді. Сандық нәтижелерге сәйкес ең жоғары жылдамдықтар ауада, ал төмен жылдамдықтар суда және үш диэлектрлік сұйықтықтарда FC-40, FC-72, FC-88 байқалады. W жылдамдық компонентінің максималды жылдамдығы ауада $Z=5.5$ биіктігінде анықталды. Корпустың арақатынасы азайған сайын сұйықтық ағынының жылдамдығы артатыны байқалады. Корпустың Nu максималды саны корпус FC-72 және FC-88 диэлектрлік сұйықтықтармен толтырылған кезде, ал минимум ауада болған кезде анықталды. Таңдалған сандық әдістердің, компьютерлік бағдарламаның дұрыс орындалғанына көз жеткізу үшін тест тапсырмасы орындалды. Нәтижелер арасында жақсы сәйкестік анықталды.

Тірек сөздер: жылутасымалдау, микросұлба, жақтардың арақатынасы, сұйықтықтардың жылуфизикалық қасиеттері, диэлектрлік сұйықтықтар.

Issakhov A.A.^{*1,2}, Baibatyrova K.E.¹

¹Kazakh-British Technical University, 050000, Almaty, Kazakhstan

²Al-Farabi Kazakh National University, 050040, Almaty, Kazakhstan

*E-mail: al.isakhov@kbtu.kz

THE EFFECT OF THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF FLUIDS ON CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN ELECTRONIC DEVICES

Abstract. The impact of enclosure aspect ratio and different thermophysical properties of fluids on heat transfer were investigated in rectangular enclosure with 3x3 array of flush-mounted chips placed on the front vertical wall with constant temperature and cooled by the opposite wall. To study heat transfer inside the enclosure simulations were done for four enclosure aspect ratios ($A=1.0, 5.0, 7.5, 20.0$) and five fluids (air, water, FC-40, FC-72, FC-88). Numerical results show that the highest velocities are in the air while low velocities have been noticed in the water, FC-40, FC-72, FC-88. The maximum air velocities for the W component are obtained precisely at a height of $Z= 5.5$. It is observed that when enclosure aspect ratio decreases, the fluid velocity increases. Maximum Nu number was when enclosure was filled with dielectric fluids FC-72 and FC-88, and minimal was found in the air. To ensure that chosen numerical methods, computer program was implemented correctly test task were completed. Good agreement is found between the results.

Key words: convective heat transfer, IC chips, enclosure aspect ratio, thermophysical properties of fluids, dielectric liquids.