

УДК 536.242:534-143:531.7.08
DOI 10.17223/19988621/57/9

И.О. Сбоев, М.М. Гончаров

ОСОБЕННОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ТЕПЛА ОТ ЛОКАЛИЗОВАННОГО ИСТОЧНИКА В УСЛОВИЯХ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ВИБРАЦИЙ¹

Приводятся результаты измерений времени распространения теплового возмущения в цилиндрическом слое жидкости, созданного локализованным источником тепла. В ходе исследования измерялась температура жидкости над источником вблизи изотермической верхней границы. По регистрируемому датчиком температуры сигналу определялось время развития теплового возмущения с момента включения подогрева. Указанным методом исследованы особенности эволюции тепловых возмущений в жидкости как в отсутствие вибраций, так и в условиях продольных и поперечных колебаний полости с линейной частотой 6 Гц и амплитудой 4 мм, которые при небольших градиентах температуры оказываются высокочастотными. Обсуждается распределение температуры внутри столба нагретой жидкости при установившемся течении в условиях вибраций.

Ключевые слова: *теплоперенос, локальный источник тепла, высокочастотные вибрации, температурные измерения.*

При наличии в жидкости локализованных источников тепла в статическом гравитационном поле может возникнуть конвективное движение, причем тепло будет переноситься вместе с веществом вдоль выделенного направления и представлять собой струю с восходящим течением [1, 2]. Изучение таких процессов затруднено их особой чувствительностью к выбору условий подогрева, формой и размером источника тепла, а также свойствам исследуемых жидкостей и граничным условиям [3–6]. В связи с этим, рассматриваемые структуры представляют собой сложную динамическую систему, поэтому в ходе решения таких задач, как правило, прибегают к различным упрощениям, рассматривая осесимметричные и плоские приближения или идеализированные и стационарные модели [7–10].

Несмотря на ряд принципиальных трудностей, возникающих в ходе исследования конвекции от компактных нагретых тел, полученные в различных работах результаты находят применение как в практических вопросах теплопередачи [9, 11, 12], так и в фундаментальных задачах, например, временной эволюции известных конвективных структур [13, 14]. С другой стороны, процессы локального формирования и распространения одиночных мелкомасштабных конвективных структур можно считать некоторым промежуточным этапом организации течений более высоких масштабов, в том числе турбулентности [15–17]. При решении практических задач следует учитывать ряд таких дополнительных факторов, как наличие многокомпонентных [18] или химически активных сред [19], смешанные граничные условия [20], вращения или наклон [21–23], присутствие акустическо-

¹ Исследование выполнено при поддержке Правительства Пермского края (грант С-26/788), а также при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-31-00165 (разработка и сертификация программного обеспечения для регулятора температуры (свидетельство №2018619163)).

го, в частности ультразвукового, воздействия [24, 25], а также модуляцию силы тяжести [26, 27]. Несмотря на актуальность подобных задач, они существенно осложнены большим количеством связанных параметров, что крайне затрудняет их систематическое экспериментальное исследование. Рассматривая, в частности, влияние вибраций можно обнаружить значительное число работ, однако к настоящему моменту в этой области чаще поднимается вопрос устойчивости течений к вибрационному возмущению [28]. В меньшей степени изучаются системы, в которых сам источник тепловыделения совершает гармонические колебания [29].

В вопросах конвекции и теплообмена от локализованного источника основное внимание уделяется распространению тепла в статическом случае. Для данной проблемы одной из разрабатываемых моделей является связь скорости продвижения тепловой неоднородности в бесконечном или ограниченном объеме жидкости, причем как для точечного, так и для протяженного источника. Важно указать на то, что в большинстве известных работ (в особенности, посвященных экспериментальному исследованию [30, 31]) интенсивность подогрева традиционно определяется мощностью тепловыделения. Поэтому даже современные модели устанавливают связь скорости с мощностью, а не температурой источника тепла, вследствие чего возникает проблема обобщения имеющегося материала и сопоставления с новыми экспериментальными данными. В частности, имеются трудности с выбором универсального безразмерного параметра задачи по аналогии с числом Рэлея [32].

В работах, выполненных нами ранее, проводился обзор методов наблюдения и измерения тепловых неоднородностей в узких полостях с различной геометрией [5, 33]. Обзор показал, что многие из приведенных методик не подходят для исследования течений в условиях высокочастотных вибраций. В этом случае для решения задач о теплопередаче в вибрационных полях разумнее использовать наиболее простой способ регистрации тепловых возмущений, такой, как термометрические измерения.

Одним из результатов предыдущих работ является описание сценария развития поля температуры в замкнутых полостях [6, 32, 33]. Присутствие в задаче вибрационного воздействия может сказаться на поведении теплового возмущения и его распространении в слое жидкости (рис. 1).

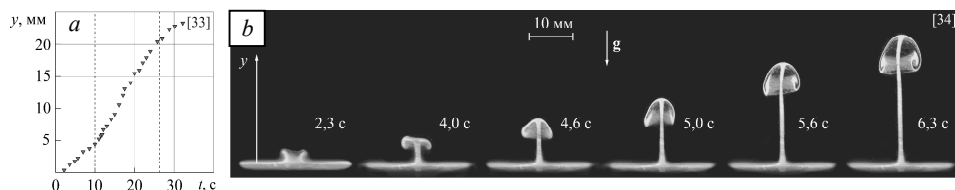


Рис. 1. Изменение с течением времени вертикальной координаты тепловой струи, полученное в узком вертикальном слое при мощности подогрева 0.01 Вт [33] (а); визуализация течения флуоресцирующим красителем, показывающая поведение жидкости вблизи источника на начальном этапе вдали от боковых границ (фрагмент из работы [34]) (б). При значительном перепаде температуры пограничный слой над поверхностью нагревателя способен деформироваться, что приводит к разделению течения на две струи

Fig. 1. Variation of a plume vertical coordinate with time observed in a narrow vertical layer at the heater power of 0.01 W [33] (a); visualization of the flow by fluorescent dye demonstrating the fluid behavior near the source at the initial stage and far from the lateral boundaries (the fragment is from [34]) (b). The boundary layer over the heater surface could be deformed at significant temperature drop which leads to a flow separation into two streams

Однако, как было сказано выше, исследование процессов в условиях вибраций осложняет методику визуализации течения, поэтому в ходе настоящей работы выполняются лишь температурные измерения. Для этого на известной высоте над нагревателем регистрируется перепад температуры, который позволяет судить о достижении тепловым возмущением спая термопары. Таким образом, цель работы заключается в измерении времени распространения теплового возмущения от локализованного источника в модулированном поле силы тяжести. Предполагается изучить и описать механизмы влияния продольных и поперечных высокочастотных вибраций на сценарий развития неоднородности температуры. Также планируется сопоставить температурные характеристики установившегося в слое течения в статическом случае и при наличии вибраций.

Описание установки и методика проведения эксперимента

Для исследования характеристик конвективного течения от компактного источника тепла разработана экспериментальная установка, которая включает в себя цилиндрическую полость *1*, заполненную дистиллированной водой. Локальный подогрев обеспечивался за счет выделения тепла резистором, приведенным в тепловой контакт с медной пластиной в нижней части полости (рис. 2). Для измерения и регуляции температуры нагревателя использовалась схема, включающая в себя микровольтметр *2* (Термодат-38В1) с частотой опроса 4 Гц, регулятор мощности *3*, а также стабилизированный источник постоянного тока *4* (Б5-71/2). Полученный с приборов сигнал поступал и обрабатывался на компьютере *5*. Полость была ориентирована в пространстве таким образом, чтобы вектор *g* оставался перпендикулярен плоскости медного нагревателя, а диаметр полости, на порядок превышающий диаметр источника, уменьшал влияние боковых границ [33] при распространении тепла в жидкости.

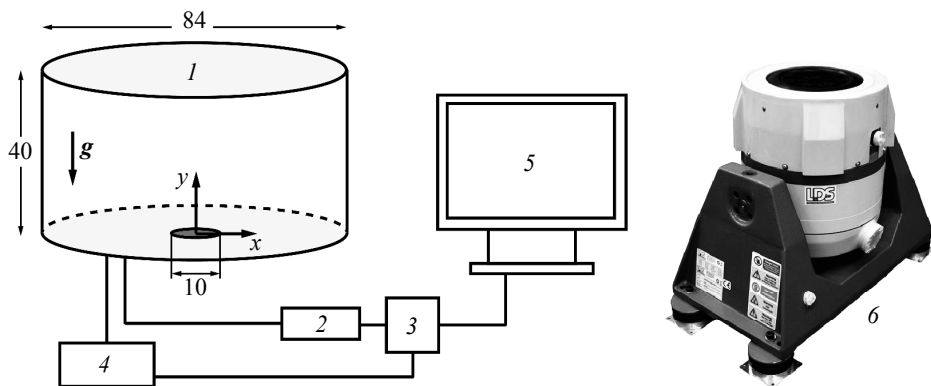


Рис. 2. Схема экспериментальной установки: *1* – лабораторная модель с цилиндрической рабочей полостью, подогреваемая снизу медной пластиной; *2* – микровольтметр; *3* – микроконтроллер, необходимый для поддержания требуемой температуры подогрева; *4* – источник постоянного тока; *5* – компьютер. Вибрационные эффекты изучаются на электродинамическом вибростенде 6 (LDS V650)

Fig. 2. Scheme of the experimental setup: *1*, laboratory model with a cylindrical working cavity whose underside is heated by a copper plate; *2*, microvoltmeter; *3*, microcontroller maintaining the constant heating temperature; *4*, DC power supply; *5*, computer, and *6*, electrodynamic shaker (LDS V650) for studying the vibration effects

Рабочая полость (1 на рис. 2) образована поверхностью цилиндрической трубки круглого сечения из оргстекла с внутренним диаметром (84.1 ± 0.2) мм, толщиной стенок (2.95 ± 0.15) мм и высотой (40.0 ± 0.2) мм. Дном полости является плита 2 из оргстекла толщиной (24.98 ± 0.13) мм. Сверху слой жидкости ограничивается пластиной 3 из алюминия толщиной (7.14 ± 0.01) мм, которая обеспечивает необходимую изотермичность границы. Модель заполняется жидкостью через отверстия в верхнем теплообменнике. Кроме того, для уменьшения вероятности скопления на внутренней поверхности пузырьков воздуха стенки полости обрабатываются гидрофилизирующим раствором, а жидкость проходит процесс дегазации.

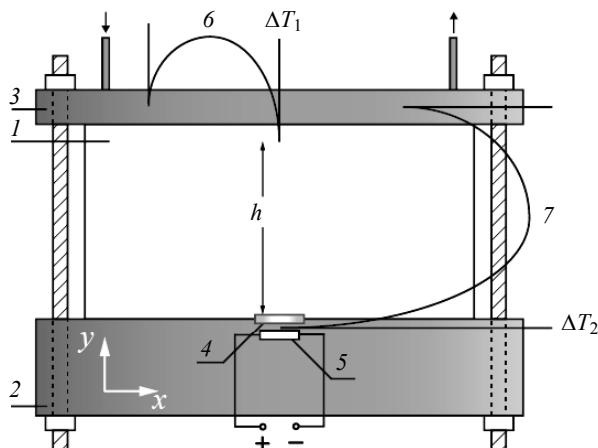


Рис. 3. Схематичное изображение лабораторной модели. В конструкции модели содержатся следующие элементы: 1 – рабочая полость, заполненная дистиллированной водой; 2 – основание из оргстекла; 3 – алюминиевая пластина; 4 – медный теплообменник в форме круга, соприкасающийся нижней стороной с резистором; 5 – резистор и соединительные провода; 6, 7 – сигнальная и измерительная дифференциальные медь-константановые термопары

Fig. 3. Scheme of the laboratory model. The model design contains the following elements: 1, working cavity filled with a distilled water; 2, plexiglass base; 3, aluminum plate; 4, circle copper heat exchanger whose underside is contiguous to a resistor; 5, resistor and connecting wires; 6, and 7, signaling and measuring differential copper-constantan thermocouples

Изготовленный из меди теплообменник 4 имеет толщину (0.78 ± 0.02) мм и диаметр (9.94 ± 0.07) мм. Сопротивление резистора 5, приведенного в тепловой контакт с медной пластиной, составляет (130 ± 4) Ом. В основании полости для нагревателя высверлено углубление, диаметром немного больше диаметра медной пластины. Нагреватель целиком помещается в углубление так, чтобы поверхность медного теплообменника располагалась заподлицо с дном полости. Для герметичности зазор вокруг нагревателя заполняется эпоксидной смолой, которая к тому же обеспечивает тепловую изоляцию и снижает тепловой поток в радиальном направлении. Поэтому можно считать, что наиболее интенсивная теплоотдача происходит внутри слоя жидкости.

Температурные измерения выполняются при помощи системы из двух дифференциальных термпар: сигнальной 6 и измерительной 7. Один из спаев каждой термпары находится при комнатной температуре $T_0 = 293$ К, которая с хорошей степенью точности в ходе работы остается постоянной. Сигнальная термпара 6 используется в качестве регистратора теплового возмущения $\Delta T_1 = T_1 - T_0$, дошедшего от источника до верхней границы полости. Для этого один из спаев термпары выставляется в рабочую полость приблизительно на 3 мм из верхнего теплообменника на оси симметрии слоя. Один из спаев измерительной термпары 7 располагается между резистором и медной пластиной, что позволяет измерять перепад $\Delta T_2 = T_2 - T_0$ и контролировать температуру подогрева.

С целью достижения более точных измерений температуры и повышения надежности работы микроконтроллера сигнальная и измерительная термпары предварительно градуируются. Для этого одновременно с записью термоЭДС измеряется температура остывающей жидкости при помощи лабораторного термометра с ценой деления 0.5 К. Показания термометра записываются с интервалом 30 с. В ходе градуировки термпар определяется коэффициент пропорциональности между измеренным перепадом температуры и величиной термоЭДС между спаями. По результатам нескольких тестов коэффициент пропорциональности для каждой термпары находится в интервале (38 ± 3) мкВ/К, а точность измерения температуры составляет 0.02 К.

Для решения задачи стабилизации температуры подогрева в ходе настоящего исследования используется стандартный регулятор (ШИМ) на базе 8-битного AVR-микроконтроллера ATtiny2313. Алгоритм регуляции разрабатывается в среде объектно-ориентированного программирования C#, и, в общем случае, позволяет рассчитывать подаваемый на источник питания сигнал для регуляции силы тока в цепи. Это позволяет изменять мощность источника так, чтобы обеспечить постоянную температуру резистора. Настройка контроллера заключается в выборе параметров регулирования (ПИД-коэффициентов), исходя из условия скорейшего выхода на требуемую температуру уставки $\Delta T_{уст}$ и оптимальную величину перегревания (перегрева). После ручной подборки коэффициентов изменение температуры нагревателя со временем происходит так, как показано на рис. 4. В этом случае в переходной характеристике регулятора наблюдается выброс (перегрев показан горизонтальной заштрихованной областью, в которой находится пик графика при подогреве $\Delta T_{уст} = 10.0$ К). В зависимости от заданной температуры уставки перегрев составляет от 10 до 30 %. Таким образом, для достижения необходимой температуры медного нагревателя равной, например, 5.0 К, используемому регулятору потребуется от 8 до 10 с. Однако в отсутствие регуляции температуры нагрев жидкости происходил бы на порядок медленнее [5, 33].

При изучении конвекции от локализованного нагревателя в переменном инерционном поле используется электродинамический вибростенд с воздушным охлаждением LDS V650. Лабораторная модель с жидкостью закрепляется на подвижном столике вибростенда, совершающего высокочастотные перемещения малой амплитуды. Частота колебаний задается с генератора сигнала GW Instek GFG-8219A, подключенного к усилителю мощности УМК-2000. Размах колебаний в текущей работе явно не контролируется, так как блок управления обеспечивает регуляцию выходной мощности с шагом 10, 20 % и т. д. от максимальной. Так как амплитуда колебаний зависит от нагрузки на подвижную часть вибростенда, перед измерениями выполняется калибровка вибростенда и для модели массой 1.22 кг составляется амплитудно-частотная характеристика для нескольких мощностей тока управления.

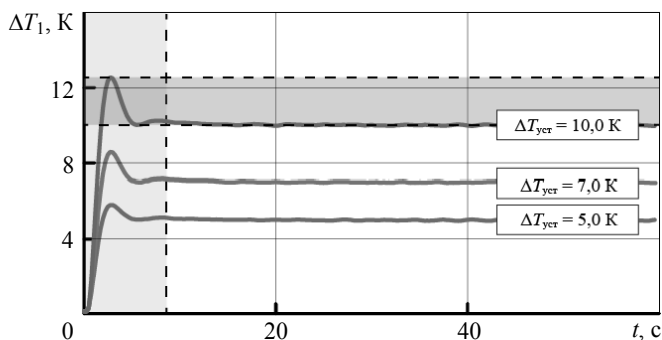


Рис. 4. Пропорциональный, интегральный и дифференциальный коэффициенты регуляции в условиях настоящей работы соответственно равны 6, 1 и 0. Выбранные коэффициенты обеспечивают хорошее быстродействие и оптимальное время выхода на заданную температуру

Fig. 4. In the framework of this study, the proportional, integral, and differential control coefficients are equal to 6, 1, and 0, respectively. The selected coefficients provide a high speed and optimal time of reaching the assigned temperature

Рассматриваются вертикальные (вектор $\mathbf{g}$ ориентирован вдоль оси нагревателя) и горизонтальные вибрации (в плоскости, перпендикулярной вектору $\mathbf{g}$). Частота колебаний выбирается минимально допустимой и составляет 6 Гц, что позволяет для заданной нагрузки использовать 10, 20 и 30 % от пиковой мощности, однако в ходе решения текущей задачи рассматриваются колебания для 10 % мощности, при которой амплитуда составляет (4.0 ± 0.2) мм. Для указанных параметров модуляция вертикальной составляющей ускорения, таким образом, имеет вид: $a_y = 9.8 + 5.7 \sin(12\pi t)$, а при горизонтальных вибрациях соответственно создается ускорение $a_x = 5.7 \sin(12\pi t)$. Характерные гидродинамическое и тепловое времена для изготовленной модели принимают следующие значения: тепловое время порядка 10^4 с, а гидродинамическое — порядка 10^3 с. При расчете этих величин в качестве характерного размера рассматривается высота рабочего слоя. Температурные измерения выполняются по прошествии 1.5–2 ч после включения вибростенда, когда в области работающей установки температура воздуха стабилизируется.

Результаты экспериментов и их обсуждение

Ввиду того, что механизм развития конвективного течения при локализованном подогреве в однородном гравитационном поле достаточно хорошо изучен, основное внимание в рамках проводимого исследования уделяется особенностям распространения теплового возмущения в замкнутой полости в условиях высокочастотных вибраций. Метод регистрации температуры в некоторой точке над нагревателем позволяет измерить интервал времени, за которое возмущение температуры от локализованного источника достигнет верхней границы полости. Однако полученные в ходе работы результаты не учитывают время прогрева медного теплообменника, этап формирования конвективного течения, всплытие нагретой жидкости, а также взаимодействие теплового фронта с изотермической верхней границей. Поэтому результаты измерений продолжительности распространения

теплового возмущения в настоящей работе сопровождаются систематической погрешностью.

Результаты экспериментов представляют собой сигнал в виде изменения температуры спая измерительной термопары со временем. При отсутствии колебаний полости характерное изменение температуры в точке на оси нагревателя имеет следующий вид (рис. 5, а). До тех пор пока тепловое возмущение не достигло датчика, сигнал термопары совпадает с нулем, однако, по мере приближения тепла к термопаре возникает положительная термоЭДС. Как следует из полученного сигнала, в системе происходит плавное увеличение температуры жидкости за счет непрерывного притока тепла от нагревателя, однако со временем показания термопары устремляются к постоянному значению $\Delta T_{\max}$, что может являться признаком наступления в системе стационарного режима. Следует отметить, что характер изменения температуры в указанной точке слоя качественно повторяет процесс прогрева резистора, который наблюдался при отключенном регуляторе [5, 33]. Однако в рамках настоящего исследования имеет место более быстрое выравнивание температуры благодаря ШИМ-регуляции подаваемой мощности.

На приведенном графике отмечено характерное время τ развития температурной неоднородности, за которое тепло вместе с нагретой жидкостью успевает достичь верхней границы [33]. Если предположить, что прогрев медной пластины, как и в работе [34], не превышает десяти секунд, то погрешность измерения времени τ составит от 20 до 30 %. Данный способ оценки времени развития тепловых возмущений без визуализации оказывается наиболее рациональным при исследовании динамики тепловых процессов в условиях вибраций.

Под действием вертикальных вибраций с частотой 6 Гц и амплитудой 4 мм структура сигнала качественно остается прежней (рис. 5, б). Однако полученные в результате осреднения по пяти измерениям точки на графике выходят за пределы случайной погрешности, что позволяет установить влияние вертикальных вибраций на температуру в установившемся режиме. Так, согласно полученным результатам, установившаяся температура $\Delta T_{\max}$ за счет вертикальных колебаний полости уменьшается на 65 % при перепаде 3 К и приблизительно на 20 % для перепада 10 К.

Горизонтальные вибрации с теми же характеристиками приводят к более существенным изменениям в регистрируемом сигнале (рис. 5, в). В этом случае уменьшение установившейся температуры жидкости становится еще более заметным по сравнению со стационарным режимом (здесь разница при тех же перепадах температуры может достигать 65 и 55 % соответственно), но и поведение температуры спая в отличие от рассмотренных выше случаев усложняется. Так, в первые несколько секунд после достижения тепловым возмущением датчика, температура в этой области увеличивается, однако затем наблюдается спад. Такой эффект возможно связан с расширением теплового пятна, из-за чего температура внутри вихря, развивающегося в жидкости в условиях горизонтальных вибраций, способна уменьшиться. Последующее повышение температуры в сигнале обусловлено повышением средней температуры жидкости в полости.

Другим важным результатом является отсутствие существенной зависимости времени развития температурного фронта от направления вибраций. На рис. 6, а отложены значения τ , осредненные по пяти измерениям, для различных условий, в которых развивается температурное возмущение. Как показывают результаты измерений, в пределах погрешности время достижения теплом верхней границы слоя жидкости не зависит от того, развивается возмущение в отсутствие вибраций или в периодически изменяющемся инерционном поле.

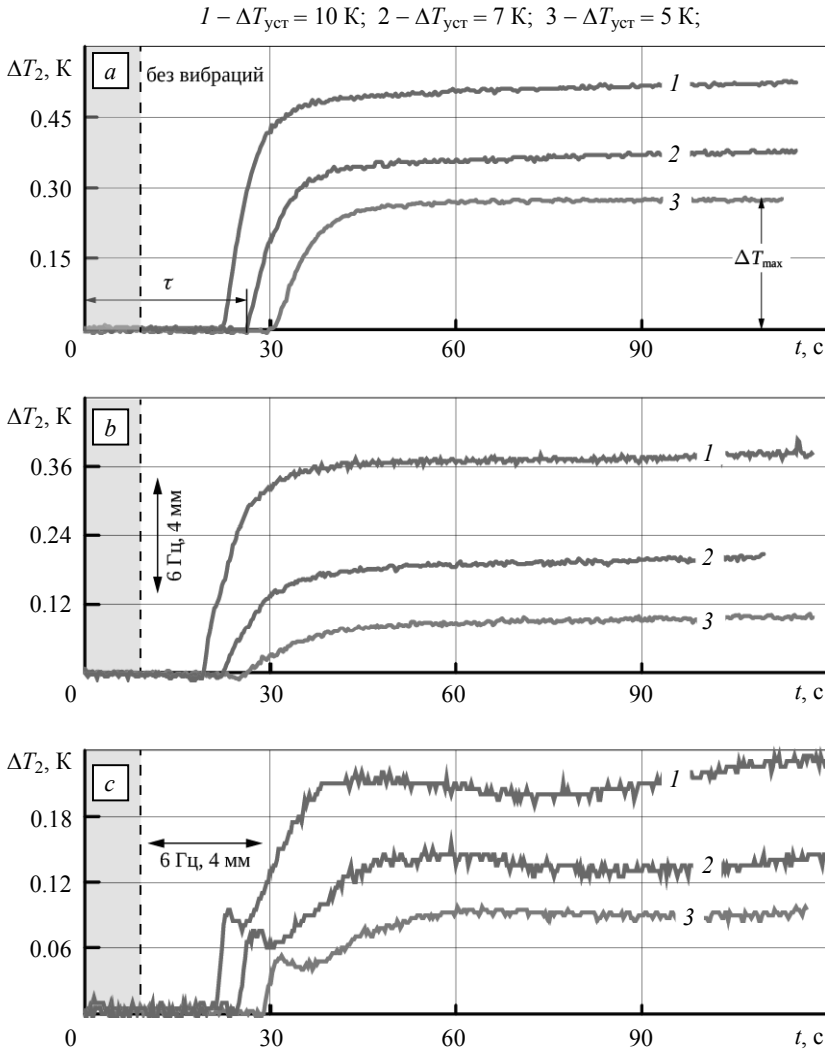


Рис. 5. Изменение температуры жидкости внутри тепловой струи на высоте 37 мм над поверхностью медной пластины. Графики представляют собой результат осреднения по пяти экспериментам (*a* – статический случай, *b* – при вертикальных вибрациях, ориентированных вдоль вектора $\mathbf{g}$, *c* – при горизонтальных вибрациях с той же частотой и амплитудой). Здесь ΔT_{max} – перепад температуры жидкости в верхней части струи в установившемся режиме; за время τ тепловое возмущение достигает спая измерительной термопары

Fig. 5. Variation in the temperature of fluid inside the heat jet at a height of 37 mm above the copper plate. The plots represent the result averaged for five experiments: (*a*) the static case; (*b*) the case with vertical vibrations along the vector $\mathbf{g}$; and (*c*) the case with horizontal vibrations of the same frequency and amplitude. Here, ΔT_{max} is the difference between fluid temperature at the top of heat jet and room temperature at the steady-state; thermal perturbation reaches the junction of measuring thermocouple over the time τ

Следует отметить, что в условиях данного исследования (частота 6 Гц, амплитуда 4 мм) модуль вертикальной составляющей ускорения заключен в интервале между 4.1 и 15.5 м/с². Важным в этом случае является отсутствие горизонтальной компоненты ускорения. Поэтому при распространении тепла в полости, совершающей колебания вдоль вектора ускорения свободного падения, показания измерительной термопары демонстрируют только понижение перепада температуры $\Delta T_{\max}$ при развитом течении (рис. 6, *b*). Характер изменения температуры качественно повторяет прогрев жидкости без вибраций.

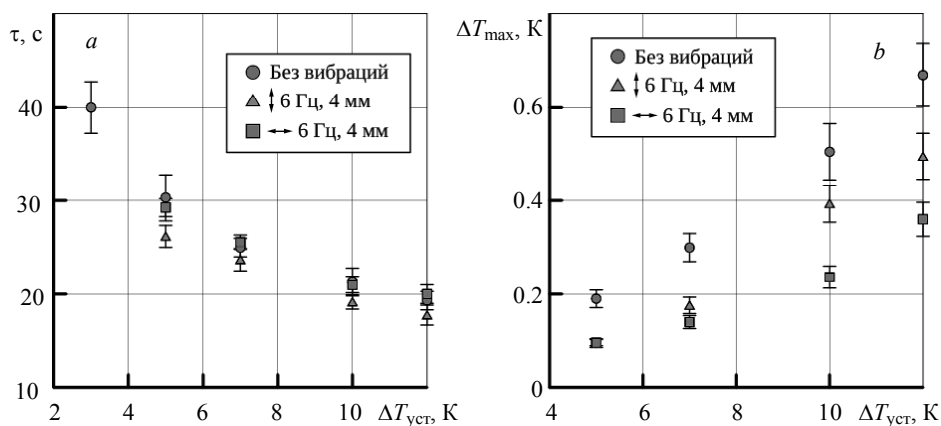


Рис. 6. Длительность распространения теплового возмущения от источника тепла до спая измерительной термопары в зависимости от степени подогрева (*a*); изменение установившейся температуры в верхушке тепловой струи на высоте 37 мм над поверхностью источника при наложении вибраций (*b*)

Fig. 6. (a) Duration of the thermal disturbance propagation from the heat source to the junction of measuring thermocouple as a function of heating intensity; (b) variation in a steady-state temperature at the top of heat jet at a height of 37 mm above the source at vibration conditions

В случае с горизонтальными вибрациями в системе возникает горизонтальная составляющая сил инерции. Оказываясь в плоскости, перпендикулярной оси симметрии тепловой струи, горизонтальные вибрации приводят к размыванию тепла в горизонтальном направлении, в результате чего термопара регистрирует меньшую по сравнению со статическим случаем температуру (рис. 6, *b*). Важно заметить, что наличие горизонтальных высокочастотных колебаний полости в пределах погрешности измерений не оказывает заметного влияния на продолжительность развития теплового возмущения в жидкости.

Приведенные выше графики также позволяют оценить величину тепловых потерь вдоль оси установившейся над нагревателем струи. Так, после достижения динамического теплового равновесия, например при $\Delta T_{\text{уст}} = 5.0 \text{ K}$, разница между температурой спая и комнатной оказывается близкой к 0.26 K. Резкое остывание может быть связано не только с присутствием алюминиевого массива, но также с тепловыми потерями через границу между струей всплывающей жидкости и менее нагретой окружающей областью. Как известно, внутри развивающейся тепловой струи температура уменьшается по мере удаления от поверхности источника по закону $\Delta T(x=0) \sim 1/y$ [2]. Однако используемая методика не позволяет сравнить между собой интенсивности теплоотдачи от двух указанных механизмов. Так или

иначе, вследствие существенных тепловых потерь температура в верхней точке струи оказывается приблизительно на 95 % меньше температуры источника. Учитывая значительные тепловые потери внутри столба нагретой жидкости, находим, что для используемой лабораторной модели существует нижний порог значений температуры источника, при которых возможна регистрация момента достижения теплом верхней границы полости. В условиях настоящей работы таким пределом оказывается перепад температур равный (0.60 ± 0.03) К.

Заключение

Проведено экспериментальное исследование распространения температурной неоднородности, созданной локализованным источником тепла в условиях продольных и поперечных вибраций полости. Метод регистрации температуры позволил оценить время от включения источника тепла до достижения тепловым возмущением верхней границы, а также произвести измерения температуры при установившемся течении.

Показана необходимость учета времени прогрева медной пластины, выполняющей роль нагревателя, при расчете средней скорости распространения теплового возмущения. В рамках настоящей работы эта поправка может составлять 30 % от времени подъема струи. Тем не менее согласно результатам, в пределах погрешности измерения интервала времени τ , рассмотренные вибрации частотой 6 Гц и амплитудой 4 мм не оказывают существенного влияния на время распространения тепла в жидкости. Показано, что вибрации способны повлиять на характер изменения температуры жидкости вблизи верхнего теплообменника, а также на величину максимальной температуры в установившемся потоке. В частности, продольные и вертикальные высокочастотные вибрации могут изменить структуру течения, что в условиях данной работы и приводит к уменьшению температуры.

Для установившегося течения получена оценка тепловых потерь вдоль основного потока жидкости. Согласно полученным результатам, уменьшение температуры в столбе нагретой жидкости достигает 95 %. Таким образом, в ходе измерений установлен нижний порог допустимой температуры подогрева, при которой удастся регистрировать тепловое возмущение в жидкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Lappa M.* Thermal Convection: Patterns, Evolution and Stability. UK: Wiley, 2010. 670 p.
2. *Davaille A. et al.* Anatomy of a laminar starting thermal plume at high Prandtl number // Experiments in Fluids. 2011. V. 50. Iss. 2. P. 285–300.
3. *Majumder C.A Hier Yuen D.A. Vincent A.P.* Four dynamical regimes for a starting plume model // Physics of Fluids (1994-present). 2004. V. 16. Iss. 5. P. 1516–1531.
4. *Гаврилов К.А., Демин В.А., Попов Е.А.* Режимы всплывания тепловых плюмов в вертикальном слое // Вычислительная механика сплошных сред. 2013. Т. 6. № 3. С. 261–268.
5. *Kondrashov A., Sboev I., Rybkin K.* Effect of boundary conditions on thermal plume growth // Heat and Mass Transfer. 2016. V. 52. Iss. 7. P. 1359–1368.
6. *Keken P.E., Davaille A., Vatteville J.* Dynamics of a laminar plume in a cavity: The influence of boundaries on the steady state stem structure // Geochemistry, Geophysics, Geosystems. 2013. V. 14. Iss. 1. P. 158–178.
7. *Whitehead J.A. et al.* Numerical calculations of two-dimensional large Prandtl number convection in a box // J. Fluid Mechanics. 2013. V. 729. P. 584–602.
8. *Marques F., Lopez J.M.* Spontaneous generation of a swirling plume in a stratified ambient // Journal of fluid mechanics. 2014. V. 761. P. 443–463.

9. Гибанов Н.С., Шеремет М.А. Влияние формы и размеров локального источника энергии на режимы конвективного теплопереноса в квадратной полости // Компьютерные исследования и моделирование. 2015. Т. 7. № 2. С. 271–280.
10. Sheremet M.A. Interaction of two-dimensional thermal «plumes» from local sources of energy under conditions of conjugate natural convection in a horizontal cylinder // J. Applied Mechanics and Technical Physics. 2012. V. 53. Iss. 4. P. 566–576.
11. Bergman T.L., Incropera F.P., Lavine A.S. Fundamentals of heat and mass transfer. 7th ed. UK: Wiley. 2011. 912 p.
12. Martynenko O.G., Khramtsov P.P. Free-convective heat transfer: with many photographs of flows and heat exchange. Berlin; Heidelberg: Springer, 2010. 518 p.
13. Lappa M. Some considerations about the symmetry and evolution of chaotic Rayleigh–Bénard convection: The flywheel mechanism and the “wind” of turbulence // Comptes Rendus Mécanique. 2011. V. 339. Iss. 9. P. 563–572.
14. Xi H.D., Lam S., Xia K.Q. From laminar plumes to organized flows: the onset of large-scale circulation in turbulent thermal convection // J. Fluid Mechanics. 2004. V. 503. P. 47–56.
15. Lappa M. Single- and multi-droplet configurations out of thermodynamic equilibrium: Pulsating, traveling, and erratic fluiddynamic instabilities // New Colloid and Surface Science Research. 2007. P. 1–58.
16. Kondrashov A., Burkova E. Stationary convective regimes in a thin vertical layer under the local heating from below // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2018. V. 118. P. 58–65.
17. Hernandez R.H. Natural convection in thermal plumes emerging from a single heat source // Int. J. Thermal Sciences. 2015. V. 98. P. 81–89.
18. Kumagai I., Davaille A., Kurita K. On the fate of thermally buoyant mantle plumes at density interfaces // Earth and Planetary Science Letters. 2007. V. 254. Iss. 1-2. P. 180–193.
19. Eckert K., Grahm A. Plume and finger regimes driven by an exothermic interfacial reaction // Physical review letters. 1999. V. 82. Iss. 22. P. 4436–4439.
20. Aminossadati S.M., Ghasemi B. A numerical study of mixed convection in a horizontal channel with a discrete heat source in an open cavity // Eur. J. Mechanics-B/Fluids. 2009. V. 28. Iss. 4. P. 590–598.
21. Elsherbiny S.M., Ragab E.H. Laminar natural convection in inclined rectangular cavities with a localized heat source // Alexandria Engineering J. 2013. V. 52. Iss. 3. P. 249–257.
22. Bounnov B.M., Heijst G.J.F. Experiments on convection from a horizontal plate with and without background rotation // Experiments in fluids. 1994. V. 16. Iss. 3-4. P. 155–164.
23. Бабушкин И.А., Демин В.А., Кондрашов А.Н., Пенелаяев Д.В. Тепловая конвекция в ячейке Хеле–Шоу при действии центробежных сил // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. 2012. Т. 47. № 1. С. 14–25.
24. Legay M. et al. Enhancement of heat transfer by ultrasound: review and recent advances // Int. J. Chemical Engineering. 2011. V. 2011. P. 1–17.
25. Elicer-Cortes J.C. et al. Experimental study of transition to turbulence of a round thermal plume by ultrasound scattering // Experimental thermal and fluid science. 2000. V. 20. Iss. 3-4. P. 137–149.
26. Fu W.S., Shieh W.J. Transient thermal convection in an enclosure induced simultaneously by gravity and vibration // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1993. V. 36. Iss. 2. P. 437–452.
27. Bronfenbrener L., Grinis L., Korin E. Experimental study of heat transfer intensification under vibration condition // Chemical Engineering & Technology: Industrial Chemistry-Plant Equipment-Process Engineering-Biotechnology. 2001. V. 24. Iss. 4. P. 367–371. DOI: [https://doi.org/10.1002/1521-4125\(200104\)24:4<367::AID-CEAT367>3.0.CO;2-P](https://doi.org/10.1002/1521-4125(200104)24:4<367::AID-CEAT367>3.0.CO;2-P)
28. Колмычков В.В. и др. Численное исследование устойчивости валиковой конвекции // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. 2009. № 4. С. 14–28.
29. Fu W.S., Tong B.H. Numerical investigation of heat transfer from a heated oscillating rectangular cylinder in a cross flow // Numerical Heat Transfer: Part A: Applications. 2001. V. 39. Iss. 6. P. 569–591.
30. Kaminski E., Jaupart C. Laminar starting plumes in high-Prandtl number fluids // J. Fluid Mech. 2003. V. 478. P. 287–298.

31. Moses E. et al. An experimental study of laminar plumes // J. Fluid Mechanics. 1993. V. 251. P. 581–601.
32. Cagney N. et al. Temperature and velocity measurements of a rising thermal plume // Geochemistry, Geophysics, Geosystems. 2015. V. 16. Iss. 3. P. 579–599.
33. Бабушкин И.А. и др. Развитие теплового плюма в узком вертикальном слое // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. 2015. Т. 2. № 34. С 41–51.
34. Kondrashov A., Sboev I., Dunaev P. Evolution of convective plumes adjacent to localized heat sources of various shapes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016. V. 103. P. 298–304.

Статья поступила 17.05.2018 г.

Sboev I.O., Goncharov M.M. (2019) DISTINCTIVE FEATURES OF THE HEAT PROPAGATION FROM A LOCALIZED SOURCE UNDER THE HIGH-FREQUENCY VIBRATION CONDITIONS. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Matematika i mekhanika* [Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics]. 57. pp. 112–125

DOI 10.17223/19988621/57/9

Keywords: heat transfer, local heat source, high-frequency vibrations, temperature measurements.

The results of studying the propagation time of thermal disturbance in a cylindrical fluid layer caused by a localized heating from below are obtained. The temperature of the fluid near the upper isothermal boundary is measured. By recording the temperature above the heater, the heat propagation time is measured from the moment the heater is turned on till the temperature sensor comes into action both in the static case and under conditions of high-frequency longitudinal and transverse vibrations (the frequency is equal to 6 Hz, the amplitude is equal to 4 mm). For the same conditions, a comparison of the temperature drop inside the column of heated fluid at a steady-state flow is carried out. The assessment of heat loss inside the heated fluid column is performed on the basis of temperature measurements for a steady-state jet. Although the paper emphasized the need to take into account the delay associated with the finite time of heat transfer from the heat source to the fluid, it was not possible to comprehend the development of the flow immediately after the heating was turned on due to the absence of visualizing particles or dye in the fluid.

Financial support. This study was supported by the Government of Perm Region (grant C-26/788), and by the Russian Foundation for Basic Research (RFBR) under grant number 18-31-00165.

SBOEV Ivan Olegovich (Perm State University, Perm, Russian Federation). E-mail: ivan-sboev@yandex.ru

GONCHAROV Matvey Maksimovich (Perm State University, Perm, Russian Federation). E-mail: 123goncharov@mail.ru

REFERENCES

1. Lappa M. (2010) *Thermal Convection: Patterns, Evolution and Stability*. United Kingdom: Wiley.
2. Davaille A., Limare A., Touitou F., Kumagai I., Vatteville J. (2011) Anatomy of a laminar starting thermal plume at high Prandtl number. *Experiments in Fluids*. 50(2). pp. 285–300. DOI: 10.1007/s00348-010-0924-y.
3. Hier Majumder C.A., Yuen D.A. Vincent A.P. (2004) Four dynamical regimes for a starting plume model. *Physics of Fluids*. 16(5). pp. 1516–1531. DOI: 10.1063/1.1683151.
4. Gavrilov K.A., Demin V.A., Popov E.A. (2013) Rezhimy vsplytiya teplovykh plyumov v vertikal'nom sloe [Lifting regimes of thermal plumes in a vertical layer]. *Vychislitel'naya mekhanika sploshnykh sred – Computational Continuum Mechanics*. 2013. 6(3). pp. 261–268.

5. Kondrashov A., Sboev I., Rybkin K. (2016) Effect of boundary conditions on thermal plume growth. *Heat and Mass Transfer*. 52(7). pp. 1359–1368. DOI: 10.1007/s00231-015-1660-x.
6. Keken P.E., Davaille A., Vatteville J. (2013) Dynamics of a laminar plume in a cavity: The influence of boundaries on the steady state stem structure. *Geochemistry, Geophysics, Geosystems*. 14(1). pp. 158–178. DOI: 10.1029/2012GC004383.
7. Whitehead J.A., Cotel A.J., Hart S., Lithgow-Bertelloni C., Newsome W. (2013) Numerical calculations of two-dimensional large Prandtl number convection in a box. *Journal of Fluid Mechanics*. 729. pp. 584–602. DOI: 10.1017/jfm.2013.330.
8. Marques F., Lopez J.M. (2014) Spontaneous generation of a swirling plume in a stratified ambient. *Journal of Fluid Mechanics*. 761. pp. 443–463. DOI: 10.1017/jfm.2014.628.
9. Gibanov N.S., Sheremet M.A. (2015) Vliyanie form i razmerov lokal'nogo istochnika energii na rezhimy konvektivnogo teploperenosa v kvadratnoy polosti [Effect of shape and sizes of a local heat source on convective heat transfer in a square cavity]. *Komp'yuternye issledovaniya i modelirovanie – Computer Research and Modeling*. 7(2). pp. 271–280.
10. Sheremet M.A. (2012) Interaction of two-dimensional thermal “plumes” from local sources of energy under conditions of conjugate natural convection in a horizontal cylinder. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 53(4). pp. 566–576. DOI: 10.1134/S0021894412040116.
11. Bergman T.L., Incropera F.P., Lavine A.S. (2011) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. United Kingdom: Wiley.
12. Martynenko O.G., Khramtsov P.P. (2010) *Free-convective Heat Transfer: with Many Photographs of Flows and Heat Exchange*. Berlin; Heidelberg: Springer.
13. Lappa M. (2011) Some considerations about the symmetry and evolution of chaotic Rayleigh–Bénard convection: The flywheel mechanism and the “wind” of turbulence. *Comptes Rendus Mécanique*. 339(9). pp. 563–572. DOI: 10.1016/j.crme.2011.05.002.
14. Xi H.D., Lam S., Xia K.Q. (2004) From laminar plumes to organized flows: the onset of large-scale circulation in turbulent thermal convection. *Journal of Fluid Mechanics*. 503. pp. 47–56. DOI: 10.1017/S0022112004008079.
15. Lappa M. (2007) Single- and multi-droplet configurations out of thermodynamic equilibrium: Pulsating, traveling, and erratic fluid dynamic instabilities. *New Colloid and Surface Science Research*. pp. 1–58.
16. Kondrashov A., Burkova E. (2018) Stationary convective regimes in a thin vertical layer under the local heating from below. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 118. pp. 58–65. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.096.
17. Hernandez R.H. (2015) Natural convection in thermal plumes emerging from a single heat source. *International Journal of Thermal Sciences*. 98. pp. 81–89. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.06.010.
18. Kumagai I., Davaille A., Kurita K. (2007) On the fate of thermally buoyant mantle plumes at density interfaces. *Earth and Planetary Science Letters*. 254(1-2). pp. 180–193. DOI: 10.1016/j.epsl.2006.11.029.
19. Eckert K., Grahm A. (1999) Plume and finger regimes driven by an exothermic interfacial reaction. *Physical review letters*. 82(22). pp. 4436–4439. DOI: 10.1103/PhysRevLett.82.4436.
20. Aminossadati S.M., Ghasemi B. (2009) A numerical study of mixed convection in a horizontal channel with a discrete heat source in an open cavity. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 28(4). pp. 590–598. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2009.01.001.
21. Elsherbiny S.M., Ragab E.H. (2013) Laminar natural convection in inclined rectangular cavities with a localized heat source. *Alexandria Engineering Journal*. 52(3). pp. 249–257. DOI: 10.1016/j.aej.2013.03.001.
22. Boubnov B.M., Heijst G.J.F. (1994) Experiments on convection from a horizontal plate with and without background rotation. *Experiments in fluids*. 16(3-4). pp. 155–164. DOI: 10.1007/BF00206534.
23. Babushkin I.A., Demin V.A., Kondrashov A.N., Pepelyaev D.V. (2012) Teplovaya konvektsiya v yacheyke Khele-Shou pri deystvii tsentrobezhnykh sil [Thermal convection in a Hele-Shaw cell under the action of centrifugal forces]. *Fluid Dynamics*. 47(1). pp. 14–25. DOI: 10.1134/S0015462812010024.

24. Legay M., Gondrexon N., Le Person S., Boldo P., Bontemps A. (2011) Enhancement of heat transfer by ultrasound: review and recent advances. *International Journal of Chemical Engineering*. 2011. pp. 1–17. DOI: 10.1155/2011/670108.
25. Elicer-Cortes J.C., Fuentes J., Valencia A., Baudet C. (2000) Experimental study of transition to turbulence of a round thermal plume by ultrasound scattering. *Experimental thermal and fluid science*. 20(3-4). pp. 137–149. DOI: 10.1016/S0894-1777(99)00037-0.
26. Fu W.S., Shieh W.J. (1993) Transient thermal convection in an enclosure induced simultaneously by gravity and vibration. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 36(2). pp. 437–452. DOI: 10.1016/0017-9310(93)80019-Q.
27. Bronfenbrener L., Grinis L., Korin E. (2001) Experimental study of heat transfer intensification under vibration condition. *Chemical Engineering & Technology: Industrial Chemistry-Plant Equipment-Process Engineering-Biotechnology*. 24(4). pp. 367–371. DOI: [https://doi.org/10.1002/1521-4125\(200104\)24:4<367::AID-CEAT367>3.0.CO;2-P](https://doi.org/10.1002/1521-4125(200104)24:4<367::AID-CEAT367>3.0.CO;2-P)
28. Kolmychikov V.V., Mazhorova O.S., Popov Yu.P., Shcheritsa O.V. (2009) Chislennoe issledovanie ustoychivosti valikovoy konveksii [Numerical investigation of a roll convection stability]. *Fluid Dynamics*. 44(4). pp. 490–501. DOI: 10.1134/S0015462809040024.
29. Fu W.S., Tong B.H. (2001) Numerical investigation of heat transfer from a heated oscillating rectangular cylinder in a cross flow. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*. 39(6). pp. 569–591. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00016-9.
30. Kaminski E., Jaupart C. (2003) Laminar starting plumes in high-Prandtl number fluids. *J. Fluid Mech.* 478. pp. 287–298. DOI: 10.1017/S0022112002003233.
31. Moses E., Zocchi G., Libchaberii A. (1993) An experimental study of laminar plumes. *Journal of Fluid Mechanics*. 251. pp. 581–601. DOI: 10.1017/S0022112093003532.
32. Cagney N., Newsome W.H., Lithgow-Bertelloni C., Cotel A., Hart S.R., Whitehead J.A. (2015) Temperature and velocity measurements of a rising thermal plume. *Geochemistry, Geophysics, Geosystems*. 16(3). pp. 579–599. DOI: 10.1002/2014GC005576.
33. Babushkin I.A., Kondrashov A.N., Rybkin K.A., Sboev I.O. (2015) Razvitie teplovogo plyuma v uzkom vertikal'nom sloye [Evolution of a thermal plume in a thin vertical layer]. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Matematika i mekhanika – Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics*. 2(34). pp. 41–51. DOI: 10.17223/19988621/34/4.
34. Kondrashov A., Sboev I., Dunaev P. (2016) Evolution of convective plumes adjacent to localized heat sources of various shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 103. pp. 298–304. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.065.

Received: May 17, 2018