Научная статья
УДК 532.517
DOI: https://doi.org/10.18721/JPM.15309

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ ПРИ ОБТЕКАНИИ СИДЯЩЕГО ТЕПЛОВОГО МАНЕКЕНА В ПОМЕЩЕНИИ С ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕЙ ВЕНТИЛЯЦИЕЙ

М. А. Засимова, А. А. Маринова, Н. Г. Иванов ✉, А. Д. Подмаркова

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,

Санкт-Петербург, Россия

✉ ivanov_ng@spbstu.ru

Аннотация. Выполнено численное моделирование турбулентного течения и теплообмена при обтекании воздушным потоком сидящего теплового манекена, размещенного в модельном помещении с перемешивающей вентиляцией. Расчеты проведены на основе RANS-подхода с использованием стандартной k-ε модели турбулентности. Эффекты плавучести описаны в приближении Буссинеска. Полученные расчетные данные близки к экспериментальным, хотя имеются локальные отличия по распределению температуры вблизи поверхности стенок помещения. Установлено, что без учета лучистого теплообмена невозможно правильно определить интегральный теплосъем с поверхности тела. Наряду с исследованиями режима вентиляции с преобладанием вынужденной конвекции, соответствующим эксперименту, были изучены характеристики течения и теплообмена в свободноконвективном режиме, где структура течения определяется интенсивным тепловым факелом, формирующимся над манекеном, а поле температуры стратифицировано по высоте.

Ключевые слова: вентиляция, тепловой манекен, турбулентное течение, теплообмен, естественная и вынужденная конвекция

Финансирование: Работа выполнена при финансовой поддержке гранта президента Российской Федерации МК-1762.2022.1.1.

Для цитирования: Засимова М. А., Маринова А. А., Иванов Н. Г., Подмаркова А. Д. Численное моделирование воздушных потоков при обтекании сидящего теплового манекена в помещении с перемешивающей вентиляцией // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2022. Т. 15. № 3. С. 111–131. DOI: https://doi.org/10.18721/ JPM.15309

Статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

Original article
DOI: https://doi.org/10.18721/JPM.15309

NUMERICAL SIMULATION OF TURBULENT AIRFLOW AND HEAT TRANSFER AROUND A SEATED THERMAL MANIKIN IN THE ROOM WITH MIXING VENTILATION

M. A. Zasimova, A. A. Marinova, N. G. Ivanov ✉, A. D. Podmarkova

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

✉ ivanov_ng@spbstu.ru

© Засимова М. А., Маринова А. А., Иванов Н. Г., Подмаркова А. Д., 2022. Издатель: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.

Abstract. The numerical simulation of turbulent flow and heat transfer, when air moves around a thermal manikin sitting in a model room with mixing ventilation, has been carried out. The calculations were performed on the basis of the RANS approach using the standard k-ε turbulence model. The buoyancy effects were described in the Boussinesq approximation. The obtained calculated data were close to the experimental ones, although there were local differences in the temperature distribution near the surface of the room walls. The impossibility of correct determination of the integral heat removal from the surface of the body without taking into account the radiation heat transfer was established. Along with studies in the ventilation regime with predominant forced convection, corresponding to the experiment, the characteristics of the flow and heat transfer in the free convection regime were analyzed, where the flow structure being caused by an intensive thermal plume forming above the manikin, and the temperature field being stratified in height.

Keywords: ventilation, thermal manikin, turbulent airflow, heat transfer, natural and forced convection

Funding: The research work was supported by a grant from the President of the Russian Federation (No. MK-1762.2022.1.1).

For citation: Zasimova M. A., Marinova A. A., Ivanov N. G., Podmarkova A. D., Numerical simulation of turbulent airflow and heat transfer around a seated thermal manikin in the room with mixing ventilation, St. Petersburg Polytechnical State University Journal. Physics and Mathematics. 15 (3) (2022) 111–131. DOI: https://doi.org/10.18721/JPM.15309

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

Введение

Системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (*англ.* Heat, Ventilation, Air Conditioning (HVAC)) позволяют создать комфортные для человека условия в помещениях, обеспечивая заданные параметры микроклимата [1, 2]. В реальных условиях помещение практически всегда занято людьми, а также загромождено предметами мебели и прочими деталями интерьера. Расчеты систем вентиляции часто выполняются для пустых помещений, свободных от загромождений [3, 4], с целью минимизации геометрических неопределенностей. При оценке теплового комфорта и качества воздуха в помещении важную роль играет температурное поле человека или группы людей, присутствующих в этом помещении. Тепловые характеристики, как и структура течения в целом, в этом случае могут существенно изменяться. В экспериментальных исследованиях вместо живых людей (с практически невоспроизводимыми индивидуальными характеристиками) обычно используют модели, в большей или меньшей степени воспроизводящие параметры тела человека.

Модель человеческого тела может быть очень сильно упрощена; так, например, в работе [5], где экспериментально исследовалось воздухораспределение в помещении при использовании различных сценариев вентиляции, применялись лампы с тепловыделением, соответствующим телу. Однако чаще всего в исследованиях используют человекоподобные тепловые манекены (один или несколько) с контролируемыми параметрами, в том числе тепловыми условиями на поверхности тела [6]. Соответственно, при проведении численного моделирования используют виртуальные тепловые манекены, полностью или частично воспроизводящие эти параметры. Один или несколько реалистичных тепловых манекенов при расчетах воздухораспределения и оценке параметров теплового комфорта использовались, например, в работах [7 – 9].

Даже с использованием контролируемых тепловых манекенов при постановке и решении прикладных задач вентиляции возникают неопределенности, связанные с заданием большого числа заведомо неизвестных параметров, таких как количество людей в помещении, их всевозможные передвижения, точное местоположение человека в пространстве в рабочем состоянии, геометрическая конституция (точная форма) тела, теплоизоляционные свойства одежды и др. При задании всех этих параметров на осно-

© Zasimova M. A., Marinova A. A., Ivanov N. G., Podmarkova A. D., 2022. Published by Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

вании каких-либо приближенных оценок решить задачу, совместно учитывающую все перечисленные условия, практически невозможно, и обычно влияние осложняющих задачу параметров исследуют по отдельности.

Один из параметров, исследовавшийся в ряде работ, – влияние формы теплового манекена на характеристики течения и теплообмена. Ясно, что при использовании физического или виртуального теплового манекена его форму можно существенно упростить. Например, с использованием упрощенных геометрических форм манекена можно учесть загромождение помещения [10, 11]. Однако, как показано в работах [12 – 14], форма манекена может существенно повлиять на локальные характеристики течения вблизи манекена. В экспериментальной работе [12] были рассмотрены четыре формы манекена (приближенная к форме человека и три упрощенные формы: цилиндр, параллелепипед и комбинация этих фигур). В работе [13] проведены расчеты воздухообмена вблизи шести форм манекена, детализированных различным образом. В статье [14] численное моделирование проведено для задачи с тремя формами манекена (приближенная к форме человека, а также частично и полностью упрощенные формы, состоящие из параллелепипедов). В результате исследований было установлено, что для предсказания локальных характеристик необходимо использовать форму манекена, близкую к телу человека.

Расчеты воздухообмена в нестационарных условиях, когда положение тела манекена в пространстве изменяется с течением времени, проведены, в частности, в работах [15, 16]. С помощью натурного эксперимента и численного моделирования по методу крупных вихрей в работе [15] изучалось течение, формирующееся при перемещении манекена между помещениями с разной концентрацией загрязненного воздуха. В ходе эксперимента открывали дверь между помещениями и продвигали манекен через дверной проем, но при этом не учитывали изменение положения отдельных частей манекена. В работе [16] экспериментально исследовали влияние движения теплового манекена на стратификацию температурного поля, при этом изменяли скорость передвижения манекена, продолжительность его передвижения, теплосъем с поверхности манекена и кратность воздухообмена (расход воздуха в единицу времени).

Использование одетого манекена и конкретные характеристики его одежды могут существенно повлиять на теплоотдачу от его поверхности в целом (см., например, публикации [12, 17, 18]). Так, в работе [12] варьировали теплоизоляционные характеристики одежды, наличие волосяного покрова на поверхности головы и конструкцию стула, на который был посажен манекен. В статье [17] изучали влияние наличия одежды на теплоотдачу. В экспериментальной работе [18] основным параметром был тип одежды; рассмотрены варианты, когда манекена одевали в легкую летнюю одежду, в теплую зимнюю и в официальный костюм.

В работах [19, 20] учитывали процесс дыхания теплового манекена: периодическое распространение воздушной струи, создаваемой при выдохе, может изменять структуру течения вблизи манекена, а также влиять на характеристики тепло- и массообмена. В статье [19] моделировали нестационарные периодические процессы вдоха и выдоха воздуха через ноздри и рот сидящего и стоящего манекенов. Течение воздуха моделировали также внутри манекена. В статье [20] на основе RANS-подхода в стационарной постановке проведено моделирование трех фаз дыхания (вдох, выдох и пауза между ними) манекена, находящегося в стоящем положении. В обзорной статье [21] перечислены исследования, в которых было проведено численное моделирование дыхания манекена и указаны граничные условия (периодические циклы дыхания), задаваемые в соответствующих расчетах на поверхности рта манекена. Отметим, что в последнее время появился ряд публикаций, направленных на решение чрезвычайно актуальной задачи – предсказания картины распространения капель слюны, выделяющихся при дыхании или кашле (чихании) [22 – 24].

К настоящему времени накоплено большое количество экспериментальных и расчетных работ, связанных с определением структуры течения и характеристик тепло- и массообмена в вентилируемых помещениях, занятых людьми. Ведутся исследования, направленные на валидацию вычислительных методик, в которых преимущественно рассматриваются помещения без людей (см., например, работы [25 – 27]). Для постановки валидационных расчетов необходимы данные детально документированных экспериментальных тестов; для помещений с тепловым манекеном в них, таких тестов немного. В Датском

техническом университете (коммуна Люнгбю-Торбек, к северу от г. Копенгагена) в 2003 и 2007 гг. были проведены экспериментальные исследования для условий вытесняющей [28] и перемешивающей [28 – 31] вентиляции (результаты собраны в базе данных на сайте http://www.cfdbenchmarks.com/). Данные теста с вытесняющей вентиляцией использовались ранее при валидации методик численного моделирования в статьях [14, 32, 33]. Данные теста с перемешивающей вентиляцией использовались ранее в работах [34 – 36]. Условия этого теста воспроизводятся и в настоящей работе.

Цель настоящей работы состоит в численном исследовании структуры турбулентного течения и характеристик теплообмена при обтекании воздушным потоком сидящего теплового манекена в модельном помещении.

Расчеты выполнены для условий, приближенных к экспериментальным [30, 31], и результаты численного моделирования сопоставлены с данными эксперимента. Помимо валидации расчетной методики, работа направлена на анализ влияния тепловых условий на поверхности манекена (постоянная температура или постоянный удельный тепловой поток). Кроме того, в ходе параметрического исследования изучена роль различных механизмов теплопередачи.

Постановка задачи

Геометрическая модель. Модель вентилируемого помещения, в соответствии с данными экспериментальных работ [30, 31], представляет собой параллелепипед длиной $L = 2{,}44$ м (вдоль оси x), высотой $H = 2{,}46$ м (вдоль оси y) и шириной $W = 1{,}20$ м (вдоль оси z). Одна из торцевых стенок помещения открыта (отмечена на рис. 1, *a* как Inlet); через эту границу воздух поступает в помещение, и для расчетной области это считается входным отверстием. На противоположной торцевой стенке находятся два вытяжных отверстия круглой формы, с одинаковым диаметром, равным $d_{out} = 0{,}25$ м (отмечены на рис. 1,*a* как Outlet). Выходные отверстия центрированы относительно оси z, центры нижнего и верхнего отверстий расположены на расстоянии 0,6 м от пола и потолка помещения, соответственно.

В помещении размещен тепловой манекен в сидячем положении (см. рис. 1), находящийся на расстоянии 0,5 м от открытой границы (0,7 м до коленей манекена). Расстояния от поверхности манекена до боковых стенок помещения в поперечном направлении (ось z) одинаковы и составляют 0,325 м; между полом помещения и ступнями манекена имеется зазор высотой 0,002 м. Геометрия манекена взята из базы данных www.cfd-benchmarks.com/, с описанием условий и результатов эксперимента. Характерный (максимальный) размер манекена в продольном направлении (по оси x) составляет $l_m = 0{,}76$ м, в вертикальном направлении (по оси y) $h_m = 1{,}36$ м и в поперечном (по оси z) – $w_m = 0{,}55$ м. Площадь поверхности манекена $S_m^m = 1{,}60$ м^2.

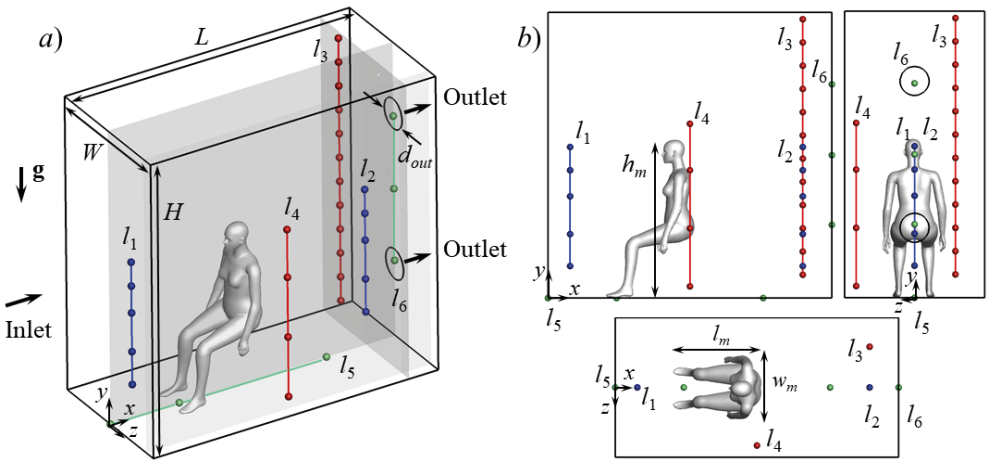

Рис. 1. Изображения расчетной модели помещения с сидящим манекеном в аксонометрии (*a*) и в плоскостях (*b*).

На линиях $l_1 - l_6$ показаны точки, в которых измеряли скорость (синий цвет) и температуру (красный и зеленый цвета) (см. работы [30, 31])

В настоящей работе геометрическая модель манекена, размещенная в указанной базе данных, никак не модифицировалась. Но как в описаниях результатов экспериментов [30, 31], так и в последующих работах, содержащих данные численного моделирования [34, 35], на приведенных там иллюстрациях заметно, что манекен отклонен относительно вертикальной оси на некоторый угол. В связи с этим можно предположить, что при постановке эксперимента положение отдельных частей манекена изменяли относительно зафиксированного в базе данных, хотя никакой информации об этом в статьях и документации не приведено. Таким образом, следует отметить некоторую неопределенность заданного расположения манекена в помещении, которая не контролируется при постановке расчетной задачи.

Положения линий $l_1 - l_6$, вдоль которых проводились измерения [30, 31], показаны на рис. 1. Отмечены точки, для которых в базе данных приведены экспериментальные значения. Вдоль линий l_1 и l_2 были измерены с помощью сферического термоанемометра значения модуля скорости; линии расположены в центральном сечении помещения $z = 0$ на удалении 0,19 м и 2,19 м от его открытой границы. С помощью термопар температуру измеряли вдоль линий l_3 и l_4, расположенных вблизи стенок помещения (соответственно $x = 2{,}19$ м, $z = -0{,}35$ м и $x = 1{,}22$ м, $z = 0{,}50$ м), а также линий l_5 и l_6 на поверхности помещения ($y = 0$, $z = 0$ и $x = L$, $z = 0$).

Физические параметры среды и граничные условия. Рассматривалось движение воздушной среды; свойства воздуха принимали при температуре 20°C и считали постоянными. Число Прандтля составляло $\mathrm{Pr} = \mu C_p/\lambda = 0{,}7$, где μ – коэффициент динамической вязкости, равный $1{,}81\cdot10^{-5}$ кг/(м·с); C_p – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, равная 1,005 кДж/(кг·К); λ – коэффициент теплопроводности, равный 25,9 мВт/(м·К).

Варианты расчетов с различными входными граничными условиями, тепловыми условиями на поверхности манекена, а также опциями физической модели приведены в табл. 1 и 2.

Рассматривали два значения расхода воздуха: 0,7970 м^3/с (значение соответствует экспериментальному [30, 31]), а также 0,0295 м^3/с. В эксперименте воздух отсасывался через выходные отверстия, а условия поступления воздуха через открытую торцевую стенку помещения обеспечивали однородность профиля. В расчетах задавалось однородное распределение входной скорости также с двумя значениями: $V_{in} = 0{,}27$ и 0,01 м/с (соответственно). Согласно условиям эксперимента [30, 31], температура воздуха на входной границе поддерживалась постоянной и равной $T_{in} = 20{,}4$ °C. Число Рейнольдса, построенное по входной скорости воздуха и ширине манекена, т. е.

$$\mathrm{Re} = \rho w_m V_{in}/\mu,$$

где ρ – плотность воздуха, равная 1,205 кг/м^3, составляло $\mathrm{Re} = 366$ и 9886 при $V_{in} = 0{,}01$ и 0,27 м/с, соответственно.

При использовании в качестве линейного масштаба высоты помещения, число Рейнольдса $\mathrm{Re}_H = \rho H V_{in}/\mu$, составляло $\mathrm{Re}_H = 1638$ и 44218 соответственно.

На твердых границах помещения задавали условие прилипания, стенки считали адиабатическими (задавали нулевой тепловой поток q_w, включающий кондуктивную и конвективную составляющие). На выходных границах задавалось постоянное давление.

На поверхности манекена, в зависимости от варианта расчета, были заданы либо постоянное значение температуры T_w, либо постоянное значение полного удельного теплового потока q_w, включающего все три составляющие (кондуктивная, конвективная и лучистая). В соответствии с условиями эксперимента, приведенными в работах [30, 31], температура на поверхности манекена поддерживалась постоянной и равной $T_w = 34$°C. Вариант расчета, максимально воспроизводящий условия эксперимента, представлен в табл. 1 как вариант 1. Число Грасгофа, построенное по высоте манекена,

$$\mathrm{Gr} = \rho^2 g\beta(T_w - T_{in}) h_m^{\,3}/\mu^2,$$

составило $\mathrm{Gr} = 5{,}06\cdot10^9$ (g – ускорение свободного падения, β – коэффициент объемного расширения, равный 0,0034 К$^{-1}$).

Таблица 1

Граничные условия для различных расчетных вариантов

Параметр	Значение для варианта						
	1-го	2-го	3-го	4-го	5-го	6-го	7-го
V_{in}, м/с	0,27				0,01		
T_w, °C	34,0		–				
q_w, Вт/м^2	–		139,3	80,5	139,3	66, 1	139,3

Обозначения: V_{in} – скорость воздушного потока на входе в помещение, T_w – температура на поверхности теплового манекена, q_w – полный удельный тепловой поток, включающий три составляющие (кондуктивная, конвективная и лучистая).

Таблица 2

Опции физической модели для расчетных вариантов

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
Модель излучения	+	–	+	–	+	–	+
Сила тяжести	+						–

Отметим, что в работах [30, 31] часть поверхности манекена в области колен была теплоизолирована; в наших расчетах это не учитывалось ввиду отсутствия точной информации о расположении этой области.

Программа расчетов предусматривала систематическое изучение вклада различных механизмов теплопередачи в общий теплосъем с поверхности манекена. Так, в вариантах 1 – 4 преобладает вынужденная конвекция, а в 5 – 7 – свободная; при этом в вариантах 1, 3, 5, 7 учитывали вклад в теплосъем лучистого теплообмена, а в 2, 4, 6 теплообмен излучением не моделировали. Для малого значения расхода воздуха дополнительно выполнен расчет для условий нулевой гравитации (см. табл. 1 и 2, вариант 7): преобладает лучистый теплообмен, вклад естественной конвекции отсутствует. Эти условия соответствуют, например, таковым на Международной космической станции при отключении вентиляции [37, 38].

При моделировании теплового излучения воздух в помещении считали прозрачным, относительную излучательную способность (степень черноты) задавали равной 0,93 для теплового манекена и 0,83 для твердых поверхностей модели помещения.

Математическая и вычислительная модели. При описании турбулентного течения воздуха использовали RANS-подход, основанный на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса (см., например, монографию [39]). Тензор напряжений Рейнольдса рассчитывали на основе гипотезы Буссинеска, при этом турбулентную вязкость определяли стандартной k-ε моделью турбулентности. Использовалась опция “Enhanced Wall Treatment” вблизи твердых стенок. В соответствии с выбранной моделью, задавали следующие характеристики турбулентности на входной границе: интенсивность турбулентности $I = 6$ % и отношение турбулентной вязкости к молекулярной $\mu_t/\mu = 10$.

В систему уравнений, определяющих движение, входит уравнение баланса тепла, при этом сила плавучести описывается в приближении Буссинеска. Направление вектора ускорения свободного падения показано стрелкой на рис. 1,*а*.

Перенос энергии излучением учитывали с помощью доступной в ANSYS Fluent модели “Surface-to-surface” (S2S, «излучение от поверхности к поверхности»). Модель позволяет определять передачу энергии между разнонагретыми твердыми поверхностями, при этом пропускательная способность среды принимается равной нулю.

Построение расчетной сетки осуществляли в пакете ICEM CFD, построенная сетка состояла из тетраэдральных элементов, вдали от твердых поверхностей и призматических слоев вблизи них. Сетка имела сгущение вблизи поверхности манекена. Вблизи стенок помещения задавалось по 5 призматических слоев без сгущения, высота первого пристенного слоя y_p = 5 мм; вблизи поверхности манекена задавали 11 призматических слоев с коэффициентом сгущения 1,1, при этом y_p = 1 мм. С помощью средств ANSYS Fluent тетраэдральные элементы сетки были преобразованы в полиэдральные, общая размерность преобразованной сетки составила 590 тыс. ячеек. Такую сетку использовали во всех расчетах (рис. 2,*a*).

Распределение безразмерного расстояния y^+ от центра первой пристенной ячейки до стенки приведено на рис. 2, *b*, *c*. Значение величины y^+ в среднем по поверхности манекена составило 1,37, ее максимальное значение – 3,81, оно расположено на поверхности рук манекена. Среднее значение y^+ на стенках помещения, перпендикулярных осям y и z, составило 3,34, максимальные значения y^+ находились вблизи выходных отверстий и локально достигали 80.

Расчеты были выполнены с помощью гидродинамического пакета ANSYS Fluent. Дискретизация уравнений производилась со вторым порядком точности. Для связи полей давления и компонент скорости была использована схема Coupled. Представленные расчеты являются сошедшимися по невязкам в стационарной постановке.

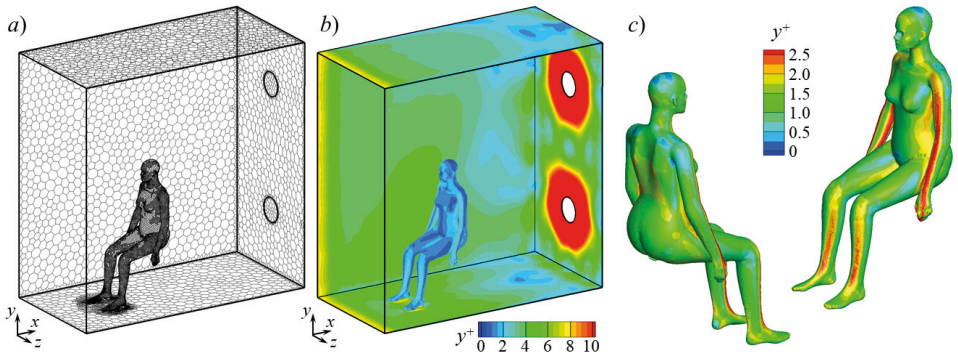

Рис. 2. Иллюстрация вычислительных аспектов: общий вид расчетной сетки (*a*), а также распределения величины y^+ по поверхностям стенок помещения (*b*) и манекена (*c*)

Результаты расчетов

Описание структуры течения и параметров теплоотдачи от поверхности манекена. Общая структура течения иллюстрируется на основе данных, полученных для варианта 1, приближенного к условиям эксперимента [30, 31]. На рис. 3 приведены линии тока, окрашенные в соответствии с модулем скорости, а также поля скорости и температуры в нескольких сечениях помещения. При набегании на препятствие (в данном случае это манекен) поток воздуха в области торса манекена подтормаживается слева и справа от него; при этом в окрестности пола образуются области ускоренного течения, в которых значения скорости достигают 0,4 м/с (см. рис. 3, *a*, *b*). За манекеном формируется обширная отрывная область – зона разрежения. Циркуляционные области медленного течения можно отметить также вблизи пола и потолка помещения, у торцевой стенки, противоположной от входа. По мере приближения к выходным отверстиям поток ускоряется, уровень скоростей достигает 10 м/с. Отметим равномерность разделения выходящего потока: расход воздуха через верхнее и нижнее выходные отверстия практически одинаков.

Температурные поля (см. рис. 3, *c*) демонстрируют прогрев воздуха в отрывной области за манекеном, где значения температуры изменяются в диапазоне от 34 °С у поверхности до 21 °С на удалении от манекена. Теплового факела над манекеном не наблюдается: он сносится интенсивным набегающим потоком воздуха. Вследствие предположения об адиабатичности стенок, налицо прогрев стенок ввиду действия теплового излучения. Это видно на рис. 3,*c*, где в качестве примера показано поле температуры на нижней стенке.

Средние по поверхности значения температуры таковы:
для верхней стенки – 21,2 °C,
для боковых стенок – 21,6 °C,
для нижней стенки – 22,0 °C,
для торцевой стенки – 21,2 °C.

Как видно на рис. 3,*c*, прогрев стенок приводит к небольшому повышению температуры воздуха в их окрестности.

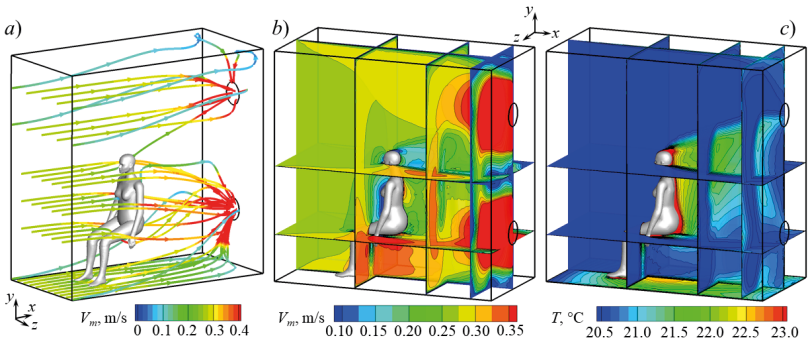

Рис. 3. Расчетная структура воздушного течения в помещении, показанная для варианта 1 (см. табл. 1) линиями тока, окрашенными в соответствии с модулем скорости (*a*), а также полями модуля скорости (*b*) и температуры (*c*) в нескольких сечениях помещения

На рис. 4,*a* показано распределение полного удельного теплового потока q_w по поверхности манекена; поток включает все три составляющие передачи теплоты: теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение. Распределение величины q_{w_rad}, отражающей лучистую часть теплового потока, иллюстрирует рис. 4,*b*, а распределение величины q_{w_conv}, включающей кондуктивную и конвективную части – рис. 4,*c*. Наблюдается сильная пространственная неоднородность этих распределений, связанная с особенностями геометрии манекена и с характеристиками воздушного потока. Так, при обтекании набегающим холодным потоком воздуха, конвективный тепловой поток на передней поверхности манекена значительно выше, чем на задней.

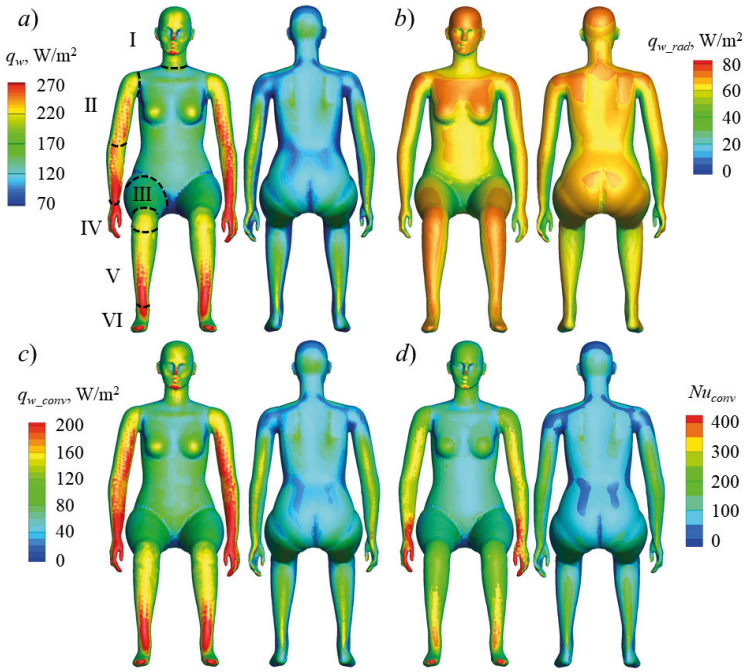

Рис. 4. Распределения тепловых потоков по поверхности манекена (вариант 1): полного (*a*), лучистого (*b*), конвективного (*c*), а также соответствующие распределения числа Нуссельта (*d*); I – VI – номера позиций элементов (см. табл. 3)

В табл. 3 приведены значения тепловых потоков, осредненных по элементам поверхности манекена (расположение элементов, пронумерованных от I до VI, показано на рис. 4, *a*; разделение на элементы при обработке расчетных данных примерно соответствует экспериментальному). Осреднение проведено по отдельности для элементов, расположенных симметрично с левой и правой сторон манекена; таким образом, общее число элементов составляет одиннадцать. Можно отметить некоторую асимметрию теплового потока, как в расчете, так и (в большей степени) в эксперименте. Асимметрию расчетных результатов можно отнести на счет некоторой несимметричности в геометрии и расчетной сетке.

Таблица 3

Значения тепловых потоков по поверхности манекена (см. рис. 4)

Поз.	Расчетное значение						Эксперимент	
	q_w, Вт/м^2		q_{w_conv}, Вт/м^2		q_{w_rad}, Вт/м^2		q_w, Вт/м^2	
	левая	правая	левая	правая	левая	правая	левая	правая
I	134,7		68,7		66,0		–	
II	156,0	156,2	98,7	98,9	57,3	57,3	129,6	122,0
III	124,4	123,9	68,2	68,5	56,2	55,4	104,5	100,0
IV	195,8	198,4	145,6	149,5	50,2	48,9	185,2	163,0
V	160,1	160,3	98,3	98,4	61,8	61,9	144,6	142,7
VI	146,0	143,8	88,1	86,7	57,9	58,1	159,7	153,4
∑	139,3		80,5		58,8		122,3	

Обозначения: q_w, q_{w_conv}, q_{w_rad} – полный, конвективный и лучистый тепловые потоки, соответственно; I – VI – номера позиций на манекене, ∑ – сумма потоков I – VI.

На рис. 4, *d* приведено распределение безразмерной теплоотдачи (число Нусельта)

$$\mathrm{Nu}_{conv} = q_{w_conv} w_m / \lambda (T_w - T_{in}).$$

По этому распределению можно отметить, что вклад кондуктивной части теплового потока в общую теплоотдачу для рассматриваемой задачи незначителен: осредненное по поверхности манекена число Нуссельта $\langle \mathrm{Nu}_{conv} \rangle = 125$. Локальный максимум конвективной теплоотдачи расположен в передней части манекена на кистях рук: в среднем теплоотдача на этом участке составляет около 150 Вт/м^2 (см. табл. 3), что соответствует $\langle \mathrm{Nu}_{conv} \rangle = 234$.

Лучистый тепловой поток слабо меняется как по высоте манекена, так и локально по его разным элементам (см. рис. 4, *b* и табл. 3), осредненное значение лучистой части теплового потока в среднем по поверхности манекена составило 58,8 Вт/м^2. Общая интегральная теплоотдача от поверхности манекена равна 139,3 Вт/м^2, а интегральный теплосъем с поверхности манекена – 223 Вт. Для рассматриваемого варианта расчета оказалось, что вклад лучистой части теплового потока в общий теплосъем составил 42 %, вклад конвективной части теплового потока – 58 % (вклад же кондуктивной части теплового потока – менее 1 %).

Сопоставление расчетных результатов с данными эксперимента. Для варианта 1, рассчитанного для условий, приближенных к экспериментальным, можно провести непосредственное сопоставление результатов расчета и данных эксперимента [30, 31]. На рис. 5, *a*, *b* приведены графики модуля скорости в центральном сечении помещения, построенные вдоль вертикальных линий l_1 и l_2 (расположение линий см. на рис. 1).

График на рис. 5, *a* демонстрирует распределение скорости вблизи входной границы, на расстоянии 0,19 м от нее. В эксперименте зафиксирована некоторая неоднородность скорости в этом сечении (измерения проводились только в нижней половине помещения). Полученное в расчете распределение скорости, в соответствии с заданным граничным условием, практически однородное, лишь вблизи твердых стенок фиксируется небольшое локальное увеличение скорости. В целом можно считать, что расчетные и экспериментальные данные хорошо согласуются. Распределение скорости, показанное вдоль линии l_2, расположенной на расстоянии 0,25 м от выходной границы, имеет два локальных максимума (скорость – примерно 1 м/с), появление которых вызвано близостью выходных отверстий; расчетные и экспериментальные данные здесь практически совпадают.

Профили температуры показаны вдоль двух вертикальных линий: l_3, расположенной в одном из углов помещения вблизи выходов (рис. 5, *c*), и l_4, находящейся вблизи манекена (рис. 5, *d*). Расчетные профили температуры практически однородны, имеет место повышение температуры у стенок примерно на один градус из-за их прогрева лучистым тепловым потоком. По данным эксперимента, профили температуры существенно неоднородны, с выраженным минимумом вблизи пола, при этом значения в точках ниже 0,5 м оказались ниже, чем входная температура T_{in} = 20,4 °C, рекомендованная в документации к экспериментальным данным и заданная при постановке расчетов. Характер экспериментальных профилей температуры в окрестности пола может свидетельствовать о некоторых недокументированных условиях эксперимента, которые невозможно воспроизвести при постановке расчетных задач. На высоте, большей 0,5 м, расчетные и экспериментальные значения температуры находятся в хорошем согласии.

На рис. 5, *e*, *f* приведено сопоставление расчетных и экспериментальных данных по температуре поверхности на линии l_5, проходящей вдоль пола, и линии l_6, проходящей вдоль торцевой стенки (она пересекает выходные отверстия). По данным, представленным на рис. 5, *e*, можно отметить локальное повышение температуры стенки вблизи ног

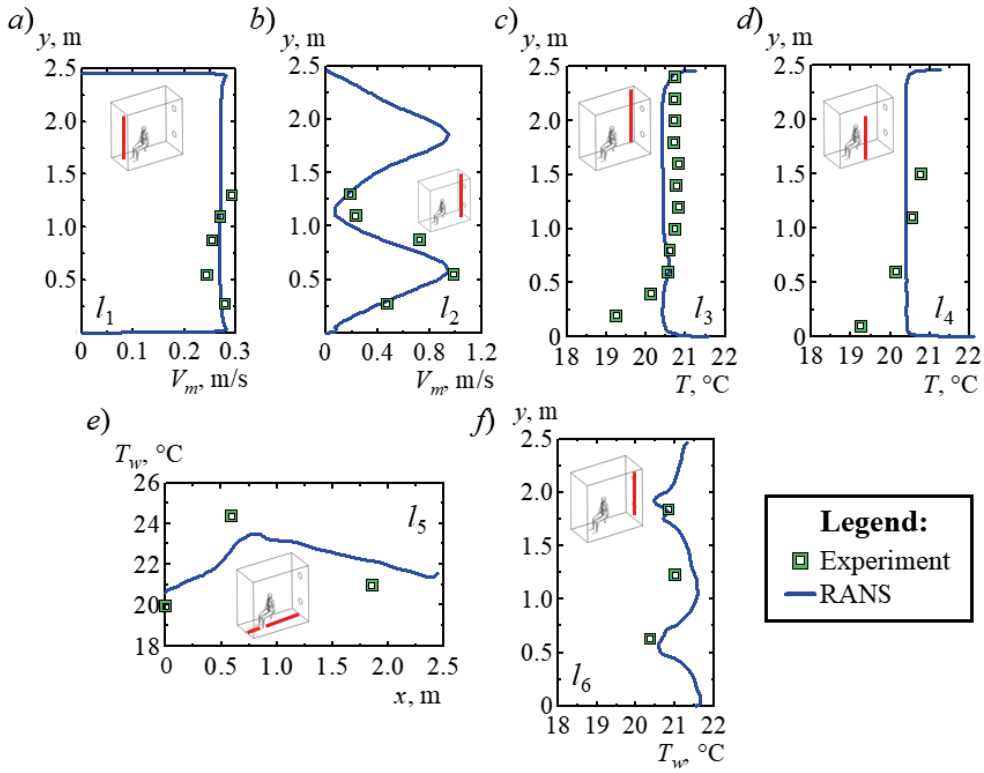

Рис. 5. Расчетные и экспериментальные профили скорости в сечениях l_1 (*a*) и l_2 (*b*); профили температуры в сечениях l_3 (*c*) и l_4 (*d*); распределения температуры по поверхности стенок помещения в сечениях l_5 (*e*) и l_6 (*f*) (см. рис. 1)

манекена. Локальные минимумы температуры на рис. 5, *f* связаны с наличием выходных отверстий. Несмотря на скудность экспериментальных данных, в результате сопоставления можно сделать вывод о хорошей согласованности расчетных и экспериментальных значений, в том числе в части прогрева стенок в условиях их внешней теплоизоляции.

База экспериментальных данных содержит сведения о средней теплоотдаче от различных элементов поверхности теплового манекена (см. табл. 3, два правых столбца). Точные положения границ этих поверхностей в документации не описаны, поэтому представленные в табл. 3 экспериментальные данные для одиннадцати элементов лишь приблизительно соответствуют результатам обработки соответствующих расчетных данных. Кроме того, при представлении экспериментальных данных, в работах [30, 31] никак не обсуждается существенная асимметрия среднего теплового потока, а различия значений, полученных для левых и правых элементов манекена, достигают 12 %. Тем не менее, можно отметить качественное согласие зафиксированных в расчете и эксперименте пространственных неоднородностей теплового потока: максимальная теплоотдача в обоих случаях на кистях рук, минимальная – в области бедер. Осредненное по всей поверхности манекена значение удельного теплосъема, по данным расчета, составило 139,3 Вт/м^2, что превышает на 14 % значение 122,3 Вт/м^2, полученное в эксперименте.

Влияние тепловых условий на поверхности манекена. Одна из причин неопределенности, возникающей при моделировании тела человека с помощью теплового манекена, – это тип тепловых граничных условий, задаваемых на поверхности. В настоящей работе для оценки чувствительности поля течения и характеристик теплообмена к этому параметру были выполнены расчеты как с заданием постоянной температуры на поверхности манекена (такие условия обеспечивались в эксперименте), так и с заданием постоянного теплового потока. Кроме того, для обоих типов граничных условий были проведены параметрические расчеты, направленные на исследование вклада излучения в теплопередачу.

Вариант 2 (см. табл. 1 и 2) полностью соответствует по постановке варианту 1, но без учета лучистого теплообмена. В вариантах 3 и 4 поставлены граничные условия второго рода, в варианте 3 модель излучения активирована, в варианте 4 излучение не учитывалось. При постановке граничных условий в варианте 3 задавалось q_w = 139,3 Вт/м^2, что соответствует значению полного теплового потока, полученному в варианте 1, а в варианте 4 – q_w = 80,5 Вт/м^2, что соответствует конвективной составляющей теплового потока, полученного в варианте 1. С учетом данных табл. 1 и 2, параметры теплоотдачи для четырех вариантов следующие:

Вариант	Параметр	Среднее значение по поверхности манекена
1	q_w, Вт/м^2	139,3
2	q_w, Вт/м^2	80,6
3	T_w, °C	34,2
4	T_w, °C	34,8

Анализ расчетных данных свидетельствует о том, что изменение тепловых граничных условий практически не влияет на общую структуру течения: поля скорости во всех четырех вариантах практически совпадают (и в целом соответствуют иллюстрациям для варианта 1 на рис. 3, *a*, *b* и 5, *a*, *b*). Можно отметить, что при отключении модели излучения происходит небольшая перестройка течения в окрестности твердых границ: в отсутствие излучения отключается механизм нагрева стенок и пристенных слоев воздуха. Соответственно, в этих слоях меняется вклад свободной конвекции и значения скорости оказываются немного меньше.

На рис. 6, *a* показано распределение удельного конвективного теплового потока по поверхности манекена для варианта 2. Сопоставление этих данных с таковыми на рис. 4,*c* позволяет отметить практически полное совпадение, что согласуется с отмеченной выше идентичностью структуры течения. Ясно, что без учета лучистого теплообмена невозможно правильно определить интегральный теплосъем с поверхности тела,

поскольку средние значения удельного полного теплового потока, полученные в вариантах 1 и 2, значительно различаются.

Распределения температуры, полученные в вариантах с заданием на поверхности постоянного теплового потока (полного или конвективного) показаны на рис. 6, *b*, *c*. Поля температуры согласуются с распределениями удельного теплового потока, полученными в вариантах с постоянной температурой поверхности (сравните рис. 4,*a* с 6,*b* и рис. 6,*a* с 6,*c*). Локальным минимумам удельного теплового потока соответствуют локальные максимумы температуры и наоборот. Следует отметить, что при задании на поверхности манекена теплового потока учет лучистого теплообмена значительно влияет на распределение температуры (сравните рис. 6, *b* и 6, *c*). Наблюдается аналогичная пространственная структура температурного поля в обоих вариантах, но расширяется диапазон изменения значений температуры в варианте без учета лучистого теплообмена и средний уровень температуры оказывается на 0,6°C выше.

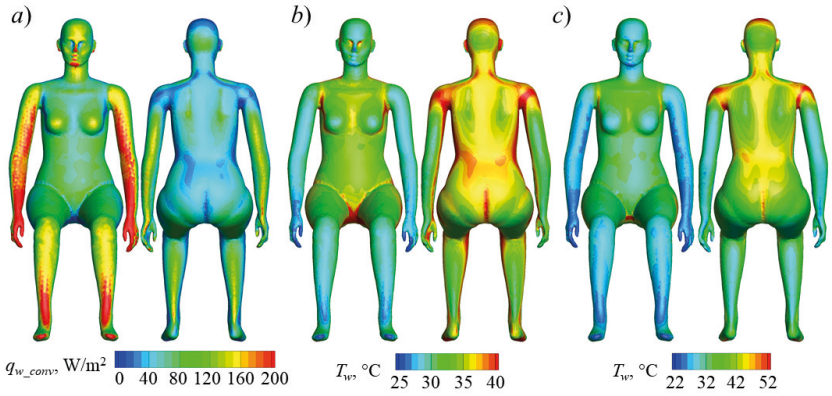

Рис. 6. Распределения полного теплового потока по поверхности манекена для варианта 2 (*a*), а также температуры по его поверхности для вариантов 3 (*b*) и 4 (*c*)

Характеристики течения и теплообмена в свободноконвективном режиме. Расход воздуха, задававшийся в эксперименте, обеспечивал существенный вклад вынужденной конвекции в формирование структуры течения и характеристик теплоотдачи. В задачах вентиляции при обтекании нагретого тела человека важную роль играют естественно-конвективные механизмы теплообмена. Для исследования вклада естественной конвекции в развивающиеся процессы, была дополнительно поставлена задача, в которой скорость воздушного потока на входе была уменьшена в 27 раз и составила $V_{in} = 0{,}01$ м/с (см. табл. 1, вариант 5). В остальном постановка соответствовала варианту 3, в котором лучистый теплообмен моделировался (см. табл. 2), а на поверхности манекена задавался полный тепловой поток.

Сопоставление структуры течения и полей температуры для режимов с преобладанием вынужденной и естественной конвекции приведено на рис. 7. При уменьшении входной скорости картина течения и, соответственно, характеристики теплоотдачи существенно меняются. В естественно-конвективном режиме воздух медленно поднимается вдоль нагретой поверхности манекена и движется вертикально вверх по направлению к потолку: над манекеном формируется интенсивный тепловой факел. Максимальное значение скорости в этом факеле достигает 0,34 м/с (см. рис. 7, *e*), что составляет примерно 40 % от характерной скорости плавучести, равной 0,79 м/с. Подъемное течение набегает на потолок, разворачивается, в силу чего перед манекеном и за ним формируются области рециркуляционного течения.

Рециркуляционная зона перед манекеном обладает большей интенсивностью, в силу несимметричной постановки задачи (слабая подача воздуха через открытую границу и его выдув через два отверстия на противоположной стенке): в нисходящей струе максимальная скорость достигает 0,19 м/с. Течение вдоль пола характеризуется значениями скорости до 0,15 м/с, при этом поток частично вовлекается в вертикальное подъемное течение, а частично проникает вдоль пола за манекен, где движется по направлению к выходам.

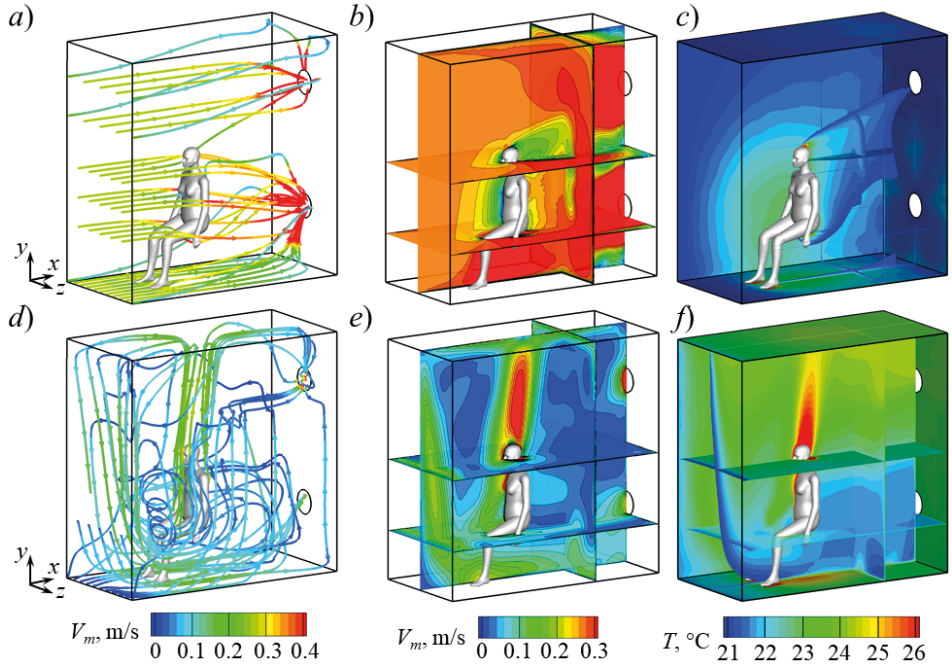

Рис. 7. Структура воздушного течения в помещении для вариантов 3 (*a* – *c*) и 5 (*d* – *f*), показанная с помощью линий тока, окрашенных в соответствии с модулем скорости (*a*, *d*), а также полей модуля скорости (*b*, *e*) и температуры (*c*, *f*) в нескольких сечениях помещения

Естественноконвективный режим характеризуется стратификацией температуры по высоте (см. рис. 7, *f*): в верхней области помещения поток прогревается от манекена, а в нижней области значения температуры близки к входному. Локальные максимумы температуры наблюдаются в температурных пограничных слоях у поверхности манекена, а также в тепловом факеле. В целом температура воздуха выше в варианте 5, чем в варианте 3.

На рис. 8 сопоставлены распределения температуры и теплового потока по поверхности манекена для режимов с преобладанием вынужденной и естественной конвекции. Как и следовало ожидать, слабая интенсивность естественноконвективного течения приводит к снижению теплоотдачи, по сравнению с обтеканием манекена в режиме вынужденной конвекции (см. рис. 8, *c* и *f*). Соответственно, заметно (в среднем на 4,3 °C) повышается температура поверхности манекена (рис. 8, *a* и *d*): осредненные по поверхности значения температуры составляют T_w = 34,2 °C для варианта 3 и T_w = 38,5 °C для варианта 5. Расположение же локальных экстремумов температуры – максимумов в области торса и предплечья, минимумов в области рук и ног – при этом одинаково. Повышение температуры поверхности сопровождается интенсификацией теплообмена излучением, и при задании в обоих вариантах одного и того же значения полного теплового потока происходит перераспределение его составляющих: в варианте 3 доля лучистой части теплового потока составила 42,5 %, конвективной – 57,5 %, а в варианте 5 соотношение между лучистой и конвективной частями составило 52,5 и 47,5 % соответственно (табл. 4).

Наряду с вариантом 5, для условий малого расхода (V_{in} = 0,01 м/с) были рассмотрены еще два случая:

вариант 6 без учета излучения, с заданием на поверхности манекена теплового потока, равного конвективной составляющей теплового потока, полученного в варианте 5 (q_w = 66,1 Вт/м^2);

вариант 7 для условий невесомости (постановка соответствует варианту 5, но ускорение свободного падения принято равным нулю).

Поля скорости и температуры для этих вариантов показаны на рис. 9, а распределения температуры по поверхности манекена – на рис. 10; интегральные параметры теплоотдачи приведены в табл. 4. Видно, что результаты, полученные в варианте 6, несколько отличаются от данных для варианта 5: как и в случае вынужденноконвективного режи-

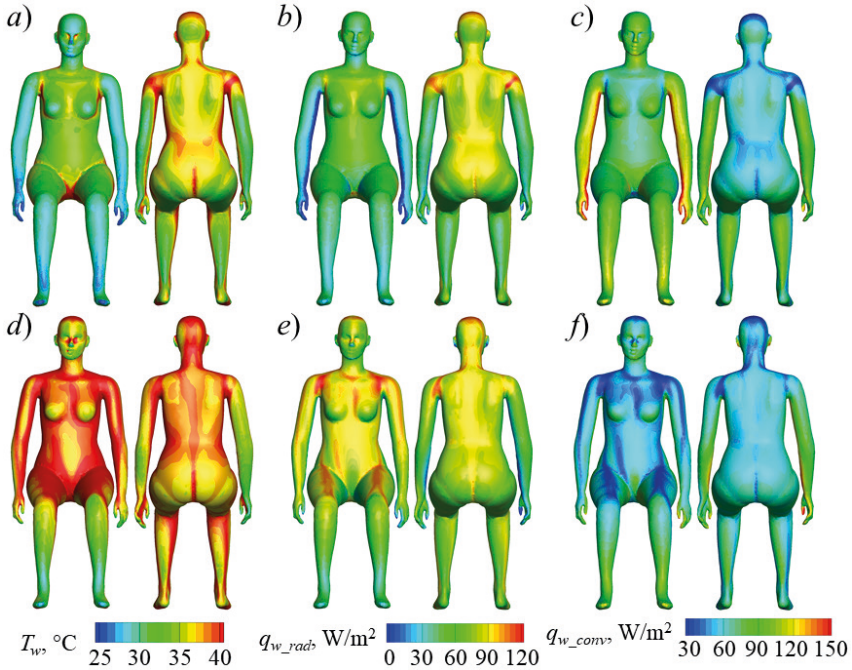

Рис. 8. Поля температуры (*a*, *d*), лучистого (*b*, *e*) и конвективного (*c*, *f*) тепловых потоков по поверхности манекена; представлены результаты расчетов по вариантам 3 (*a* – *c*) и 5 (*d* – *f*)

Таблица 4

Параметры теплоотдачи от поверхности манекена

Вариант	T_w	q_{w_rad}	q_{w_conv}	q_{w_rad}/q_w	q_{w_conv}/q_w
	°C	Вт/м²		%	
3	34,2	59,2	80,1	42,5	57,5
5	38,5	73,2	66,1	52,5	47,5
6	38,6	–	66,1	–	100
7	50,2	114,5	24,8	82,2	17,8

ма (рассмотрен ранее), исключение излучения из анализа не позволяет описать рост температуры стенок и прогрев пристенных областей. В случае естественной конвекции отсутствие прогретых пристенных слоев воздуха в большей степени меняет структуру течения, снижая значения скорости у пола; это сопровождается усилением температурной стратификации (см. рис. 9, *c*). Средняя по поверхности манекена температура при этом практически одинакова: около 38,5°C (см. табл. 4).

В варианте 7 течение практически отсутствует (см. рис. 9, *b*) и суммарная доля кондуктивного и конвективного механизмов теплоотдачи составила 17,8 %. Основной вклад в теплопередачу вносит теплообмен излучением, доля которого равна 82,2 %. Стенки помещения при этом заметно прогреваются: в варианте 7 температура, осредненная по поверхности стенок помещения, составила 27,7 °C, в то время как в базовом варианте 5 она равна 23,8 °C. Температура манекена, осредненная по поверхности, составила 50,2 °C (локальные значения находятся в диапазоне от 35,4 до 151,4 °C). Такое высокое значение температуры соответствуют предельному в аварийной ситуации отключения принудительной вентиляции в кабине космического корабля, совершающего орбитальный полет (например, на Международной космической станции), без учета механизмов терморегуляции человека.

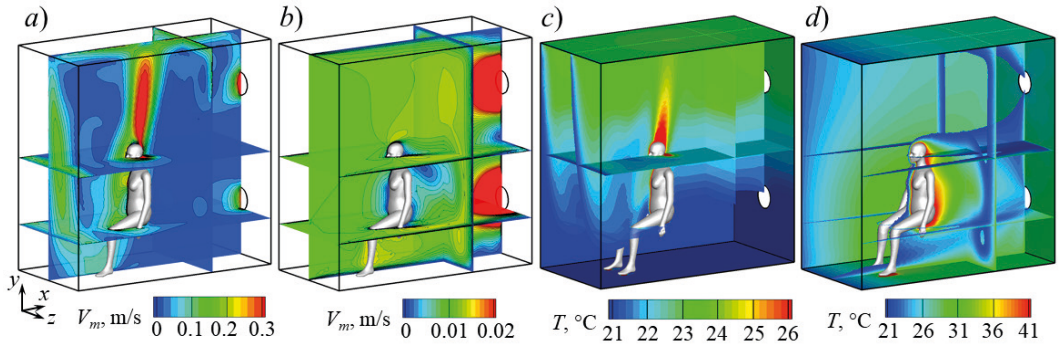

Рис. 9. Поля модуля скорости (*a*, *b*) и температуры (*c*, *d*), полученные в расчетах по вариантам 6 (*a*, *c*) и 7 (*b*, *d*) в нескольких сечениях помещения

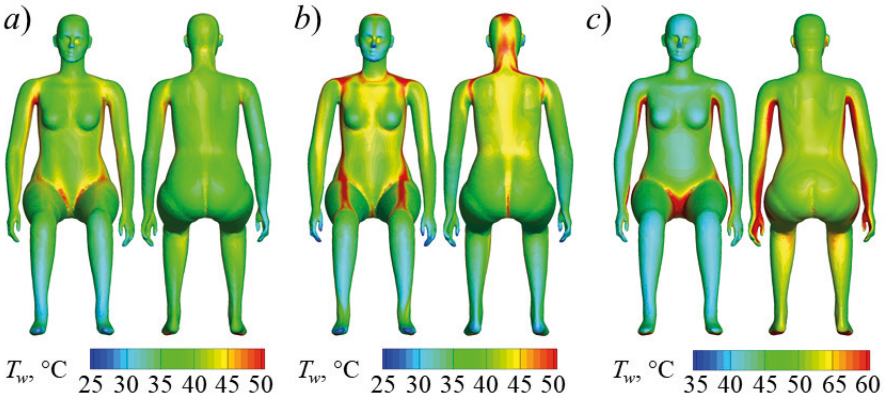

Рис. 10. Распределения температуры по поверхности манекенов, полученные в расчетах по вариантам 5 (*a*), 6 (*b*) и 7 (*c*)

Заключение

В работе представлены результаты численного моделирования трехмерного турбулентного течения и теплообмена при обтекании воздушным потоком сидящего теплового манекена, размещенного в модельном помещении с перемешивающей вентиляцией. Расчеты проведены в стационарной постановке на основе решения уравнений Рейнольдса, замкнутых стандартной k-ε моделью турбулентности; эффекты плавучести описывалась в приближении Буссинеска; учет переноса энергии излучением осуществлялся с помощью модели Surface-to-surface. Распределения скорости и температуры воздуха в помещении, полученные в результате численного моделирования, качественно и количественно соответствуют представленным в литературе экспериментальным данным. Расчетные значения удельного теплосъема с поверхности манекена оказались несколько выше, чем экспериментальные.

В ходе параметрических исследований были выполнены расчеты как с заданием на поверхности манекена постоянной температуры (что соответствует условиям эксперимента), так и с заданием постоянного теплового потока. Было установлено, что изменение тепловых граничных условий при согласованности общего тепловыделения практически не влияет на общую структуру течения. Для обоих типов граничных условий было исследовано влияние вклада излучения в теплопередачу. Показано, что без учета лучистого теплообмена невозможно правильно определить интегральный теплосъем с поверхности тела: доля лучистого теплового потока превышала 40 %. Кроме того, учет излучения влияет на рассчитываемую температуру стенок помещения и движение воздуха в пристенных слоях.

Наряду с исследованиями режима вентиляции с преобладанием вынужденной конвекции (режим соответствовал эксперименту), были изучены характеристики течения и теплообмена в свободноконвективном режиме. Установлено, что в условиях преобладания естественной конвекции структура течения определяется интенсивным тепловым факелом, формирующимся над манекеном, а поле температуры стратифицировано по высоте. Естественно-конвективный режим с течением воздуха слабой интенсивности характеризуется меньшими значениями теплоотдачи, по сравнению с обтеканием манекена в режиме вынужденной конвекции, что сопровождается повышением температуры поверхности и интенсификацией теплообмена излучением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гримитлин М. И.** Распределение воздуха в помещениях. СПб.: Изд-во «АВОК Северо-Запад», 2004. 320 с.

2. **Awbi H. S.** Ventilation of buildings. London: Taylor & Francis Group (Spon Press), 2005. 522 p.

3. **Hurnik M., Blaszczok M., Popiolek Z.** Air distribution measurement in a room with a sidewall jet: a 3D benchmark test for CFD validation // Building and Environment. 2015. Vol. 93. Part 2. November. Pp. 319–330.

4. **Markov D., Ivanov N., Pichurov G., Zasimova M., Stankov P., Smirnov E., Simova I., Ris V., Angelova R., Velichkova R.** On the procedure of draught rate assessment in indoor spaces // Applied Sciences. 2020. Vol. 10. No. 15. P. 5036.

5. **Yamasawa H., Kobayashi T., Yamanaka T., Choi N, Matsuzaki M.** Experimental investigation of difference in indoor environment using impinging jet ventilation and displacement ventilation systems // International Journal of Ventilation. Published 27 Jan. 2021 (18 p.) https://doi.org/10.1080/14733315. 2020. 1864572.

6. **Nilsson H. O.** Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation models. Ph. D thesis. Royal Institute of Technology. Department of Civil and Architectural Engineering. Sweden, 2004. 202 p.

7. **Kilic M., Sevilgen G.** Evaluation of heat transfer characteristics in an automobile cabin with a virtual manikin during heating period // Numerical Heat Transfer. Part A. 2009. Vol. 56. No. 6. Pp. 515–539.

8. **Yang C., Zhang X., Yao Z., He F.** The Large Eddy Simulation and stability analysis of flow field in a generic cabin // Procedia Engineering. 2015. Vol. 121. Pp. 1749–1756.

9. **Croitoru C., Nastase I., Bode F., Cojocaru G.** Assessment of virtual thermal manikins for thermal comfort numerical studies. Verification and validation // E3S Web of Conferences. 2019. Vol. 111. CLIMA 2019 Congress. P. 02018.

10. **Kabanshi A., Wigö H., Sandberg M.** Experimental evaluation of an intermittent air supply system – Part 1: Thermal comfort and ventilation efficiency measurements // Building and Environment. 2016. Vol. 95. January. Pp. 240–250.

11. **Villi G., De Carli M.** Detailing the effects of geometry approximation and grid simplification on the capability of a CFD model to address the benchmark test case for flow around a computer simulated person // Building Simulation. 2014. Vol. 7. No. 1. Pp. 35–55.

12. **Zukowska D., Melikov A., Popiolek Z.** Thermal plume above a simulated sitting person with different complexity of body geometry // Proceedings of Roomvent 2007 (Conference at Helsinki, 13–15 June, 2007). Finland, 2007. Vol. 3. Pp. 191–198.

13. **Yan Y., Li X., Yang L., Tu J.** Evaluation of manikin simplification methods for CFD simulations in occupied indoor environments // Energy and Buildings. 2016. Vol. 127. 1 September. Pp. 611–626.

14. **Степашева Е. Д., Засимова М. А., Иванов Н. Г.** Влияние формы теплового манекена на течение и теплообмен в модельном помещении с вытесняющей вентиляцией // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2021. Т. 14. № 3. С. 94–111.

15. **Saarinen P. E., Kalliomäki P., Tang J. W., Koskela H.** Large Eddy Simulation of air escape through a hospital isolation room single hinged doorway – validation by using tracer gases and simulated smoke videos // PLoS ONE. 2015. Vol. 10. No. 7. P. e0130667.

16. **Feng L., Zeng F., Li R., Ju R., Gao N.** Influence of manikin movement on temperature stratification in a displacement ventilated room // Energy and Buildings. 2021. Vol. 234. 1 March. P. 110700.

17. **Oguro M., Arens E., de Dear R. J., Zhang H., Katayama T.** Convective heat transfer coefficients and clothing insulations for parts of the clothed human body under airflow conditions // Journal of Architecture and Planning (Transactions of AIJ). 2002. Vol. 67. No. 561. Pp. 21–29.

18. **Oliveira A. V. M., Branco V. J., Gaspar A. R., Quintela D. A.** Measuring thermal insulation of clothing with different manikin control methods. Comparative analysis of the calculation methods // Proceedings of the 7th International Thermal Manikin and Modelling Meeting (at University of Coimbra, Portugal). September, 2008. 7 p.

19. **Wang C., Yoo S.-J., Tanabe S., Ito K.** Investigation of transient and heterogeneous microclimate around a human body in an enclosed personalized work environment // Energy and Built Environment. 2020. Vol. 1. No. 4. Pp. 423–431.

20. **Ivanov M., Mijorski S.** CFD modelling of flow interaction in the breathing zone of a virtual thermal manikin // Energy Procedia. 2017. Vol. 112. March. Pp. 240–251.

21. **Gao N. P., Niu J. L.** CFD Study of the thermal environment around a human body: A review // Indoor and Built Environment. 2005. Vol. 14. No. 1. Pp. 5–16.

22. **Yan Y., Li X., Tu J.** Thermal effect of human body on cough droplets evaporation and dispersion in an enclosed space // Building and Environment. 2019. Vol. 148. 15 January. Pp. 96–106.

23. **Gao N., Niu J., Morawska L.** Distribution of respiratory droplets in enclosed environments under different air distribution methods // Building Simulation. 2008. Vol. 1. No. 4. Pp. 326–335.

24. **Xu C., Wei X., Liu L., Su L., Liu W., Wang Y., Nielsen P. V.** Effects of personalized ventilation interventions on airborne infection risk and transmission between occupants // Building and Environment. 2020. Vol. 180. August. P. 107008.

25. **Van Hooff T., Blocken B., Tominaga Y.** On the accuracy of CFD simulations of cross-ventilation flows for a generic isolated building: comparison of RANS, LES and experiments // Building and Environment. 2017. Vol. 114. March. Pp. 148–165.

26. **Засимова М. А., Иванов Н. Г., Марков Д.** Численное моделирование циркуляции воздуха в помещении при подаче из плоской щели. Часть 1: отработка применения вихреразрешающего подхода с использованием периодической постановки // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2020. Т. 13. № 3. С. 56–74.

27. **Засимова М. А., Иванов Н. Г., Марков Д.** Численное моделирование циркуляции воздуха в помещении при подаче из плоской щели. Часть 2: LES-расчеты для помещения конечной ширины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2020. Т. 13. № 3. С. 75–92.

28. **Nielsen P. V., Murakami S., Kato S., Topp C., Yang J.-H.** Benchmark tests for a computer simulated person. Aalborg University, Denmark: Indoor Environmental Engineering, 2003. October. 7 p. ISSN 1395-7953 R0307.

29. **Topp C., Hesselholt P., Trier M. R., Nielsen P. V.** Influence of geometry of thermal manikins on room airflow // Proceedings of ISIAQ 7th International Conference “Healthy Buildings 2003”. Singapore, December 7–22, 2003. 6 p.

30. **Nilsson H., Brohus H., Nielsen P.** Benchmark test for a computer simulated person – manikin heat loss for thermal comfort evaluation. Aalborg University, Denmark: Indoor Environmental Engineering, Aalborg University, 2007. 7 p.

31. **Nilsson H., Brohus H., Nielsen P.** CFD modeling of thermal manikin heat loss in a comfort evaluation benchmark test // Proceedings of Roomvent 2007 (Conference at Helsinki, 13 – 15 June, 2007). Finland, 2007. 7 p.

32. **Taghinia J. H., Rahman M. M., Lu X.** Effects of different CFD modeling approaches and simplification of shape on prediction of flow field around manikin // Energy and Buildings. 2018. Vol. 170. 1 July. Pp. 47–60.

33. **Deevy M., Sinai Y., Everitt P., Voigt L., Gobeau N.** Modelling the effect of an occupant on displacement ventilation with computational fluid dynamics // Energy and Buildings. 2008. Vol. 40. No. 3. Pp. 255–264.

34. **Martinho N., Lopes A., Silva M.** CFD modelling of benchmark tests for flow around a detailed computer simulated person // Proceedings of the 7th International Thermal Manikin and Modelling Meeting (at University of Coimbra, Portugal). September, 2008. 6 p.

35. **Martinho N., Lopes A., da Silva M. G.** Evaluation of errors on the CFD computation of air flow and heat transfer around the human body // Building and Environment. 2012. Vol. 58. December. Pp. 58–69.

36. **Siodlaczek M., Gaedtke M., Simonis S., Schweiker M., Homma N., Krause M. J.** Numerical evaluation of thermal comfort using a large eddy lattice Boltzmann method // Building and Environment. 2021. Vol. 192. April. P. 107618.

37. **Smirnov E. M., Ivanov N. G., Telnov D. S., Son C. H.** CFD modeling of cabin air ventilation in the International Space Station: a comparison of RANS and LES data with test measurements for the Columbus Module // International Journal of Ventilation. 2006. Vol. 5. No. 2. Pp. 219–228.

38. **Ivanov N. G., Telnov D. S., Smirnov E. M., Son C. H.** Propagation of CO_2 field after fire extinguisher discharge: A numerical study // Proceedings of the 41st International Conference on Environmental Systems. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA); Portland, Oregon, July 2011. Report No. AIAA 2011-5078 (8 p.).

39. **Wilcox D. C.** Turbulence modeling for CFD. 3-th Ed. La Cacada, California: DCW Industries, Inc., 2006. 515 p.

REFERENCES

1. **Grimitlin M. I.,** Raspredelenie vozdukha v pomeshcheniyakh [Air distribution in the rooms], 3rd Ed., AVOK Severo-Zapad, St. Petersburg, 2004 (in Russian).

2. **Awbi H. S.,** Ventilation of buildings, Taylor & Francis Group (Spon Press), London, 2005.

3. **Hurnik M., Blaszczok M., Popiolek Z.,** Air distribution measurement in a room with a sidewall jet: A 3D benchmark test for CFD validation, Build. Environ. 93-2 (November) (2015) 319–330.

4. **Markov D., Ivanov N., Pichurov G., et al.,** On the procedure of draught rate assessment in indoor spaces, Appl. Sci. 10 (15) (2020) 5036.

5. **Yamasawa H., Kobayashi T., Yamanaka T., et al.,** Experimental investigation of difference in indoor environment using impinging jet ventilation and displacement ventilation systems, Int. J. Vent., Publ, 27 Jan. 2021 (18 p.) https://doi.org/10.1080/ 14733315. 2020. 1864572.

6. **Nilsson H. O.,** Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation models. Ph. D thesis, Royal Inst. Technol., Depart. of Civil and Architect. Eng., Sweden, 2004.

7. **Kilic M., Sevilgen G.,** Evaluation of heat transfer characteristics in an automobile cabin with a virtual manikin during heating period, Numer. Heat Transf. A. 56 (6) (2009) 515–539.

8. **Yang C., Zhang X., Yao Z., He F.,** The Large Eddy Simulation and stability analysis of flow field in a generic cabin, Proc. Eng. 121 (2015) 1749–1756.

9. **Croitoru C., Nastase I., Bode F., Cojocaru G.,** Assessment of virtual thermal manikins for thermal comfort numerical studies. Verification and validation, E3S Web Conf. 111 (CLIMA 2019 Congress) (2019) 02018.

10. **Kabanshi A., Wigö H., Sandberg M.,** Experimental evaluation of an intermittent air supply system. P. 1: Thermal comfort and ventilation efficiency measurements, Build. Environ. 95 (January) (2016) 240–250.

11. **Villi G., De Carli M.,** Detailing the effects of geometry approximation and grid simplification on the capability of a CFD model to address the benchmark test case for flow around a computer simulated person, Build. Simul. 7 (1) (2014) 35–55.

12. **Zukowska D., Melikov A., Popiolek Z.,** Thermal plume above a simulated sitting person with different complexity of body geometry, Proc. Roomvent 2007 (Conf. at Helsinki, 13–15 June, 2007). 3 (2007) 191–198.

13. **Yan Y., Li X., Yang L., Tu J.,** Evaluation of manikin simplification methods for CFD simulations in occupied indoor environments, Energy Build. 127 (1 September) (2016) 611–626.

14. **Stepasheva E. D., Zasimova M. A., Ivanov N. G.,** Thermal manikin shape influence on airflow and heat transfer in the model room with displacement ventilation, St. Petersburg State Polytechnical University Journal. Physics and Mathematics. 14 (3) (2021) 90–106.

15. **Saarinen P. E., Kalliomäki P., Tang J. W., Koskela H.,** Large Eddy Simulation of air escape through a hospital isolation room single hinged doorway – validation by using tracer gases and simulated smoke videos, PLoS ONE. 10 (7) (2015) e0130667.

16. **Feng L., Zeng F., Li R., et al.,** Influence of manikin movement on temperature stratification in a displacement ventilated room, Energy Build. 234 (1 March) (2021) 110700.

17. **Oguro M., Arens E., de Dear R.J., et al.,** Convective heat transfer coefficients and clothing insulations for parts of the clothed human body under airflow conditions, J. Archit. Plan. (Trans. AIJ).

67 (561) (2002) 21–29.

18. **Oliveira A. V. M., Branco V. J., Gaspar A. R., Quintela D. A.,** Measuring thermal insulation of clothing with different manikin control methods. Comparative analysis of the calculation methods, Proc. 7th Int. Thermal Manikin and Model. Meeting (at Univ. of Coimbra, Portugal), September, 2008.

19. **Wang C., Yoo S.-J., Tanabe S., Ito K.,** Investigation of transient and heterogeneous microclimate around a human body in an enclosed personalized work environment, Energy Built Environ. 1 (4) (2020) 423–431.

20. **Ivanov M., Mijorski S.,** CFD modelling of flow interaction in the breathing zone of a virtual thermal manikin, Energy Proc. 112 (March) (2017) 240–251.

21. **Gao N. P., Niu J. L.,** CFD Study of the thermal environment around a human body: A review, Indoor Built Environ. 14 (1) (2005) 5–16.

22. **Yan Y., Li X., Tu J.,** Thermal effect of human body on cough droplets evaporation and dispersion in an enclosed space, Build. Environ. 148 (15 January) (2019) 96–106.

23. **Gao N., Niu J., Morawska L.,** Distribution of respiratory droplets in enclosed environments under different air distribution methods, Build. Simul. 1 (4) (2008) 326–335.

24. **Xu C., Wei X., Liu L., et al.,** Effects of personalized ventilation interventions on airborne infection risk and transmission between occupants, Build. Environ. 180 (August) (2020) 107008.

25. **Van Hooff T., Blocken B., Tominaga Y.,** On the accuracy of CFD simulations of cross-ventilation flows for a generic isolated building: comparison of RANS, LES and experiments, Build. Environ. 114 (March) (2017) 148–165.

26. **Zasimova M. A., Ivanov N. G., Markov D.,** Numerical modeling of air distribution in a test room with 2D sidewall jet. I. Foundations for eddy resolving approach application based on periodical formulation, St. Petersburg State Polytechnical University Journal. Physics and Mathematics. 13 (3) (2020) 56–74.

27. **Zasimova M. A., Ivanov N. G., Markov D.,** Numerical modeling of air distribution in a test room with 2D sidewall jet. II. LES-computations for the room with finite width, St. Petersburg State Polytechnical University Journal. Physics and Mathematics. 13 (3) (2020) 75–92.

28. **Nielsen P. V., Murakami S., Kato S., et al.,** Benchmark tests for a computer simulated person, Indoor Environmental Engineering, Aalborg University, Denmark, 2003.

29. **Topp C., Hesselholt P., Trier M. R., Nielsen P. V.,** Influence of geometry of thermal manikins on room airflow, Proc. ISIAQ 7th Int. Conf. “Healthy Buildings 2003”, Singapore, December 7–22, 2003.

30. **Nilsson H., Brohus H., Nielsen P.,** Benchmark test for a computer simulated person – manikin heat loss for thermal comfort evaluation, Indoor Environmental Engineering, Aalborg University, Denmark, 2007.

31. **Nilsson H., Brohus H., Nielsen P.,** CFD modeling of thermal manikin heat loss in a comfort evaluation benchmark test, Proc. Roomvent 2007 (Conf. at Helsinki, 13–15 June, 2007), 2007.

32. **Taghinia J. H., Rahman M. M., Lu X.,** Effects of different CFD modeling approaches and simplification of shape on prediction of flow field around manikin, Energy Build. 170 (1 July) (2018) 47–60.

33. **Deevy M., Sinai Y., Everitt P., et al.,** Modelling the effect of an occupant on displacement ventilation with computational fluid dynamics, Energy Build. 40 (3) (2008) 255–264.

34. **Martinho N., Lopes A., Silva M.,** CFD modelling of benchmark tests for flow around a detailed computer simulated person, Proc. 7th Int. Thermal Manikin and Model. Meeting (at Univ. of Coimbra, Portugal). September, 2008.

35. **Martinho N., Lopes A., da Silva M. G.,** Evaluation of errors on the CFD computation of air flow and heat transfer around the human body, Build. Environ. 58 (December) (2012) 58–69.

36. **Siodlaczek M., Gaedtke M., Simonis S., et al.,** Numerical evaluation of thermal comfort using a large eddy lattice Boltzmann method, Build. Environ. 192 (April) (2021) 107618.

37. **Smirnov E. M., Ivanov N. G., Telnov D. S., Son C. H.,** CFD modeling of cabin air ventilation in the International Space Station: A comparison of RANS and LES data with test measurements for the Columbus Module, Int. J. Vent. 5 (2) (2006) 219–228.

38. **Ivanov N. G., Telnov D. S., Smirnov E. M., Son C. H.,** Propagation of CO_2 field after fire extinguisher discharge: A numerical study, Proc. 41st Int. Conf. Environ. Syst. (AIAA); Portland, Oregon, July 2011. Rep. AIAA 2011-5078.

39. **Wilcox D. C.,** Turbulence modeling for CFD, 3-th Ed., DCW Industries, Inc., California, La Cacada, 2006.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЗАСИМОВА Марина Александровна – *кандидат физико-математических наук, доцент Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия.*
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
zasimova_ma@spbstu.ru
ORCID: 0000-0002-4103-6574

МАРИНОВА Александра Андреевна – *студентка Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия.*
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
sanmarinova@gmail.com
ORCID: 0000-0002-9612-5814

ИВАНОВ Николай Георгиевич – *кандидат физико-математических наук, директор Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики, заведующий научно-исследовательской лабораторией гидроаэродинамики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия.*
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
ivanov_ng@spbstu.ru
ORCID: 0000-0001-9897-5401

ПОДМАРКОВА Анна Дмитриевна – *аспирантка Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия.*
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
ann.podmarkova@mail.ru
ORCID: 0000-0002-8329-7094

THE AUTHORS

ZASIMOVA Marina A.
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia
zasimova_ma@spbstu.ru
ORCID: 0000-0002-4103-6574

MARINOVA Alexandra A.
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia
sanmarinova@gmail.com
ORCID: 0000-0002-9612-5814

IVANOV Nikolay G.
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia
ivanov_ng@spbstu.ru
ORCID: 0000-0001-9897-5401

PODMARKOVA Anna D.
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia
ann.podmarkova@mail.ru
ORCID: 0000-0002-8329-7094

Статья поступила в редакцию 16.06.2022. Одобрена после рецензирования 28.06.2022. Принята 28.06.2022.
Received 16.06.2022. Approved after reviewing 28.06.2022. Accepted 28.06.2022.

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2022