

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НОВОГО СПОСОБА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

Денисихина Д.М.¹

¹ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», Санкт-Петербург, Россия (190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., дом 4), e-mail: denisikhina@mail.ru

В работе исследуется новый способ кондиционирования помещений. В предлагаемой конструкции охлажденный воздух вначале подается в искусственно созданный с помощью горизонтальной перегородки аэродинамический канал, проходит по системе лабиринтов и затем поступает в объем помещения через воздухораспределительные устройства, врезанные в перегородку. Предложенный способ подачи обработанного воздуха сочетает в себе два механизма охлаждения помещения: снятие теплоизбытков поверхностью потолка и поступающим в помещение воздухом. С помощью вычислительного комплекса STAR-CCM+, основанного на численном решении трехмерных дифференциальных уравнений Навье-Стокса, был выполнен расчет течения, формирующегося в офисном помещении при подаче холодного воздуха новым способом. Расчеты показали, что в рассматриваемой задаче до 40% теплопритоков удается снять поверхностью потолка, и только оставшиеся 60% снимаются поступающим в помещение через воздухораспределительные устройства воздухом. Получено, что в рабочей зоне формируются равномерные поля температуры (23 °С-24 °С) и скорости (0.1-0.3 м/с). Зоны с существенными градиентами скорости и температуры в рабочей зоне отсутствуют.

Ключевые слова: кондиционирование помещений, новый способ, численное моделирование, турбулентные течения, уравнения Навье-Стокса, воздухораспределение.

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE NEW WAY OF ROOM CONDITIONING

Denisikhina D.M.¹

¹Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, Saint-Petersburg (190005, Saint-Petersburg, street 2-nd Krasnoarmeiskaya, 4), e-mail: denisikhina@mail.ru

The new way of room conditioning is studied in the present paper. In the proposed design, the cooled air at first is directed into an artificially created (by means of horizontal aerodynamic partition) channel and only then enters the room through air-jet devices located within partition. The proposed way of supplying cooled air into conditioning room combines two main mechanisms of space cooling: heat transfer through ceiling surface and cooling by mixing ventilation. Velocity and temperature distributions within the conditioned office space were obtained when applying the suggested way of room cooling. The simulation was performed using STAR-CCM + software which is based on the numerical solution of differential three-dimensional Navier - Stokes equations. Numerical research shows that in investigated case up to 40 % of the total heat loads is possible to assimilate by the ceiling surface, and only the remaining 60 % of loads is assimilated by entering the room through air-jet devices cooled air. It is found that in the occupied area the uniform temperature (23 °C-24 °C) and velocity (0.1-0.3 m / c) distributions are observed. Areas with significant velocity and temperature gradients are absent in occupied area.

Keywords: room conditioning, new way, numerical simulation, turbulent flow, Navier-Stokes equations, air distribution

Введение

Традиционными системами, используемыми для снятия теплоизбытков помещения, являются воздушные системы кондиционирования воздуха [3]. При этом наиболее распространенным решением является применение фанкойлов для охлаждения и подачи воздуха в обслуживаемый объем. Вместе с тем данный способ охлаждения помещения приводит к формированию в рабочей зоне областей с относительно большими скоростями и низкими температурами.

Альтернативным способом снятия теплоизбытков помещения является использование потолочных охлаждающих панелей с водой в качестве холодоносителя [6]. В таком случае охлаждение помещения происходит как за счет конвективного, так и за счет лучистого теплообмена [5]. При этом в рабочей зоне исключаются области с высокими скоростями, достигается равномерность температуры воздуха по всему объему помещения. Кроме того, включение поверхности охлаждения в лучистый теплообмен приводит к быстрому понижению радиационной температуры помещения (при существенных лучистых тепловых потоках от солнечно радиации, накапливаемых в ограждениях), а следовательно – к улучшению тепловой обстановки в нем [4].

В работе предложен и исследован методами численного эксперимента [10] новый способ подачи охлажденного воздуха в помещение. Данный способ гармонично сочетает в себе указанные выше подходы к охлаждению помещения – перемешивающую вентиляцию и радиационное охлаждение. При этом данный способ легко реализуем на практике и экономически существенно более доступный, чем такие решения, как традиционные охлаждающие потолки, охлаждающие балки [7].

Предложенное в настоящей работе охладительное потолочное устройство [2] устанавливается на потолочном перекрытии помещения и выполнено в виде воздуховода, по которому перемещается воздушный поток, поступающий от воздухоохладителя с вентилятором, и имеющего входное и выходное отверстия, образующие замкнутую систему.

При этом сам воздуховод образован из горизонтальной перегородки, отделяющей помещение от плиты перекрытия, к которой она закреплена с помощью каркасных элементов, разделяющих образованный внутренний объем на соединенные друг с другом полые ячейки, образующие условно гладкий аэродинамический канал зигзагообразной (лабиринтной) формы. В горизонтальной перегородке вдоль образованного воздуховода (канала) выполнены воздухораспределительные устройства для выпуска воздуха в помещение.

Таким образом воздух, охлажденный фанкойлом, вначале подается в подпотолочное пространство (аэродинамический канал зигзагообразной формы), охлаждая при своем движении горизонтальную перегородку, и только затем через воздухораспределители попадает в кондиционируемое помещение. В результате, температура подачи воздуха в объем помещения становится выше в среднем на 3 °С -5°С, чем на выходе из фанкойла, а поверхность горизонтальной перегородки со стороны помещения начинает работать как радиационная охлаждающая панель. В результате в помещении достигаются комфортные условия, которых не получить при стандартном использовании фанкойлов для охлаждения помещения. На данное изобретение получен патент [2].

Цель исследования: методами математического моделирования выполнить анализ параметров воздушной среды, формируемых в объеме офисного помещения, при использовании нового предложенного способа охлаждения. Провести оценку величины теплопритоков, снятие которых происходит поверхностью горизонтальной перегородки, работающей как потолочная охлаждающая панель.

Метод исследования

Инструментом исследования в настоящей работе является гидродинамический вычислительный комплекс STAR-CCM+, основанный на численном решении трехмерных дифференциальных уравнений сохранения.

Уравнения, описывающие течение в объеме рассматриваемого офисного помещения (1)-(5) аналогичны [1].

Уравнение сохранения массы

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

уравнение сохранения импульса

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}} + \bar{\tau}_t) + \rho \vec{g} \quad (2)$$

тензор вязких напряжений $\bar{\bar{\tau}}$, определен с помощью реологического закона Ньютона

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu (\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} \bar{\bar{I}} \quad (3)$$

а тензор турбулентных напряжений $\bar{\tau}_t$ – в соответствии с обобщенной гипотезой Буссинеска

$$\bar{\tau}_t = \mu_t (\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot \vec{V} \bar{\bar{I}} - \frac{2}{3} \rho k \bar{\bar{I}} \quad (4)$$

уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V} [\rho E + p]) = \nabla \cdot (\vec{V} \cdot [\bar{\bar{\tau}} + \bar{\tau}_t]) - \nabla \cdot (\bar{q} + \bar{q}_t) \quad (5)$$

где ρ — плотность воздуха; \vec{V} — скорость потока; T — температура воздуха; λ — теплопроводность воздуха; C_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении; t — время.

Для нахождения характеристик турбулентности необходимо использование той или иной модели турбулентности, например k - ϵ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot \left[\rho \vec{V} k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot \left[\rho \vec{V} \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

генерационный член в уравнениях переноса (6) и (7)

$$P = \mu (\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) \cdot \nabla \vec{V},$$

P_B – дополнительный генерационный член, учитывающий влияние сил плавучести на характеристики турбулентности

$$P_B = -\frac{1}{Sc_t} \frac{1}{\rho} \vec{g} \cdot \nabla \rho,$$

где k — кинетическая энергия турбулентности; ε — скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; μ_t — турбулентная вязкость; $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ — полуэмпирические коэффициенты модели турбулентности.

Система уравнений (1)-(7) дополняется уравнениями радиационного теплообмена [8].

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = a \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (8)$$

где \vec{r} – радиус-вектор, \vec{s} – вектор направления излучения, \vec{s}' – вектор рассеяния, a – коэффициент поглощения, σ_s – коэффициент рассеяния, I – полная интенсивность излучения, зависящая от радиус-вектора и направления излучения, Φ – фазовая функция, определяющая диаграмму рассеяния, Ω' – телесный угол, σ – постоянная Стефана -Больцмана

$$5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}.$$

Дифференциальные уравнения (1) - (8) являются нелинейными и не имеют общего аналитического решения. Решения данной системы возможно с помощью методов численного моделирования, заключающихся в замене непрерывных дифференциальных уравнений их разностными аналогами для которых решение может быть получено в конечном числе точек расчетной сетки. После чего составляется система алгебраических уравнений, решаемая численными итерационными методами, например с помощью алгебраического многосеточного алгоритма AMG.

Постановка задачи

На рис. 1 представлена геометрия помещения и аэродинамического канала, используемые при проведении численного исследования.

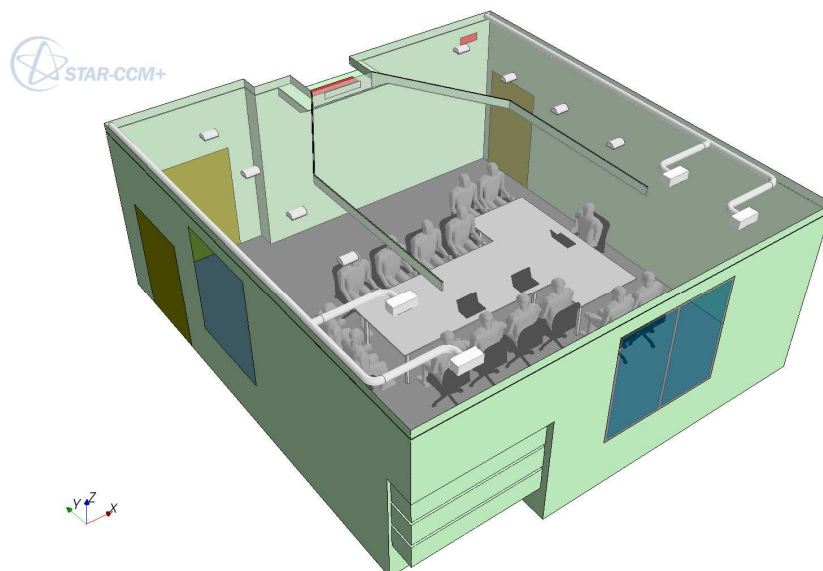


Рис. 1. Геометрия исследуемого помещения.

Основная сложность с точки зрения численного моделирования данной задачи заключалась в оценке адекватности описания теплоотдачи от воздуха, распространяющегося в подпотолочном пространстве, к поверхности горизонтальной плиты подшивного потолка со стороны канала и далее от поверхности плиты со стороны помещения конвективной и радиационной компонентами в основной объем помещения. Для достоверного описания такого рода задач (требующих корректный расчет величины теплоотдачи от поверхности) необходимо использование низко-рейнولدсовых моделей турбулентности с соответствующим сгущением расчетных сеток к поверхностям теплообмена.

Для расчета была построена конечнообъемная расчетная сетка размерностью 6,7 млн. ячеек, призматическими слоями у поверхностей потолка и измельчением в местах распространения приточных струй, источников тепловыделений.

В Таблице 1 приведены основные параметры решаемой задачи.

Таблица 1

Исходные данные для математического моделирования

Размер помещения	7,9 м × 7,6 м × 3 м
Теплопоступления в помещении	Люди 1280 Вт Освещение: 1220 Вт Оборудование: 150 Вт Солнечное излучение: 820 Вт
Расход наружного воздуха	320 м ³ /ч
Т подачи наружного воздуха	19 °С
Расход рециркуляционного воздуха	850 м ³ /ч
Т рециркуляционного воздуха	14 °С

Результаты и обсуждение

На рис. 2 представлены поля температуры и модуля скорости в объеме пространства над горизонтальной перегородкой потолка, являющегося «воздуховодом» для охлажденного канальным фанкойлом воздуха. Хорошо видно, что холодный воздух, после выхода из кондиционера распространяется вдоль поверхности перегородки, постепенно нагреваясь, затем, достигнув противоположной стены, разворачивается и поступает на вход в воздухораспределительные устройства. При этом в процессе передачи тепла от холодного воздуха к поверхности горизонтальной перегородки воздуха повышается в среднем с 14 °С до 19 °С.

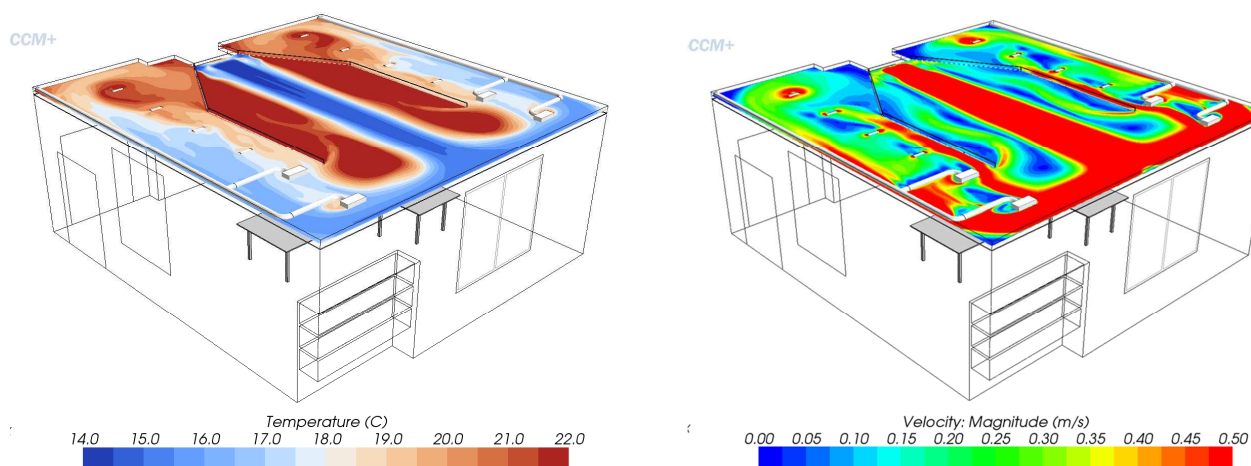


Рис. 2. Поле температуры и модуля скорости в объеме аэродинамического канала.

На рис. 3 показаны поле температуры и поле модуля скорости в горизонтальном сечении, проходящем через рабочую зону помещения. Получено, что температура в рабочей зоне находится в основном диапазоне 23 °С-24 °С, а скорость – 0.1-0.3 м/с. Наблюдается локальное повышение температуры в конвективных струях, поднимающихся от людей и нагретых поверхностей оборудования (рис. 3).

Расчеты показали, что в рассматриваемом случае поверхностью потолка удастся снимать до 40% (23 Вт/м^2) от общих тепловыделений в помещении, и только оставшиеся 60% ($34,8 \text{ Вт/м}^2$) придется на снятие нагрузки воздухом, поступающим в помещение через воздухораспределительные устройства, врезанные в горизонтальную перегородку.

При этом отклонение в распределении величины расхода по отдельным воздухораспределительным устройствам составило менее 10%.

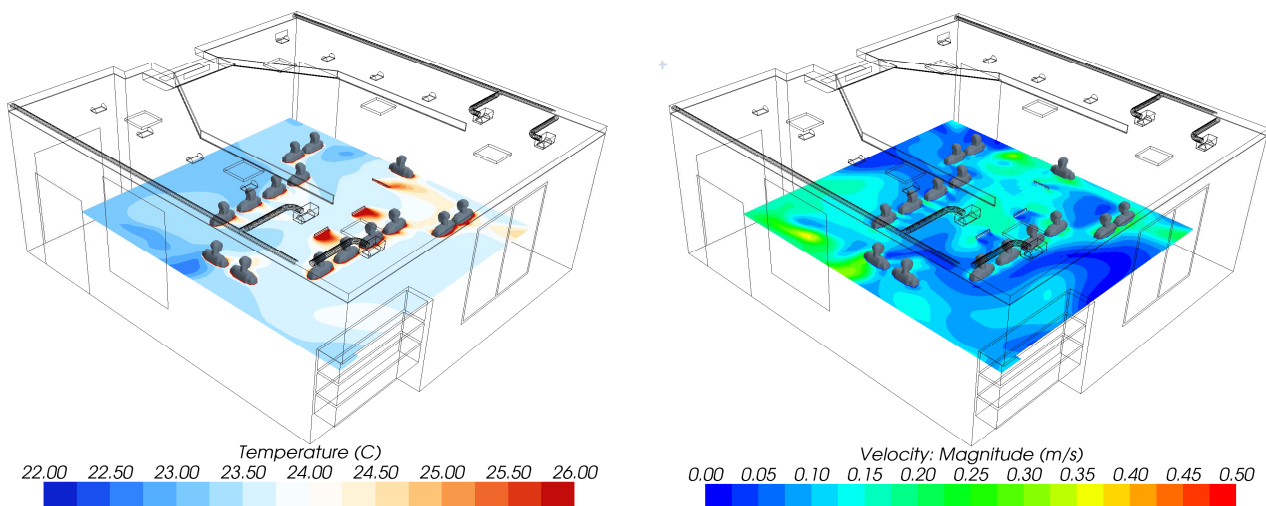


Рис. 3. Поле температуры и модуля скорости в горизонтальном сечении рабочей зоне.

Заключение

Разработанное новое охлаждающее устройство показало хорошие результаты его применения для кондиционирования помещений. Снятие существенной части теплоизбытков помещения поверхностью горизонтальной перегородки (выделяющей аэродинамический канал в объеме помещения), позволяет избежать зон с существенными градиентами температуры и скорости, которые имеют место при стандартном использовании фанкойлов для охлаждения помещений. При этом в отличие от потолочных охлаждающих панелей с водой в качестве холодоносителя в рассмотренном случае в процессе охлаждения помещения будет происходить и его осушение. С учетом неудорожания системы по сравнению со стандартными подходами к охлаждению помещений, предложенный способ должен найти широкое применение на практике для кондиционирования помещений.

Список литературы

1. Анисимов С. М., Денисихина Д. М., Полушкин В. И. Решение задачи турбулентного переноса импульса, тепла, примеси в объеме «чаши» Ледовой Арены // Вестник гражданских инженеров. – 2012. – № 5(34) – С. 149-155.
2. Бурцева В. С., Денисихина Д. М., Королев Д. В. Отопительно-охлаждающее потолочное устройство// Патент РФ на изобретение № 2495333 от 21.12.2011.
3. Воздухораспределение в помещениях: классификация систем // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК. – 2009. – №3. – С. 46–57.

4. Кувшинов Ю. Я., Зинченко Д. Н., Булкин С. Г. Панельно-лучистое охлаждение помещений // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК. – 2007 – № 5 – С.8-14.
5. Потолочное панельное охлаждение помещений // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК. – 2001 – №3 – С.30-36.
6. ASHRAE Handbook. HVAC Systems and Equipment. Chapter 6. Panel Heating and Cooling, American Society of Heating and Cooling, 2012.
7. Betz F., McNeill J., Talbert B., Thimmanna H. and Repka N. Issues arising from the use of chilled beams in energy models // In Proceedings of 5th National Conference of IBPSA-USA. – 2012. –P. 655-667.
8. Chui E. H., Raithby G. D. Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method // Numerical Heat Transfer. – 1993. –Vol 23 Part B. – P. 269-288.
9. Menter, F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32 – P. 1598-1605
10. Nielsen, P.V., Allard, F., Awbi, H.B., Davidson, L. and Schälin, A. // Computational fluid dynamics in ventilation design. – REHVA Guide Book 10. – RHEVA. – 2007.

Рецензенты:

Бурцев С.И., д.т.н., профессор, управляющий партнер ЗАО «БЮРО ТЕХНИКИ», г.Санкт-Петербург.

Гримитлин А.М., д.т.н., профессор, президент НП «СЗ Центр АВОК», г.Санкт-Петербург.