

## Распределение параметров воздуха в помещениях с источниками тепловыделений

*Д.т.н., профессор Г.М. Позин,  
ФГБОУ ВПО Санкт–Петербургский государственный университет технологии и дизайна;  
к.т.н., доцент В.М. Уляшева\*,  
ФГБОУ ВПО Санкт–Петербургский государственный архитектурно–строительный университет*

**Ключевые слова:** источник тепловыделений; численное моделирование; тепловоздушный процесс; колебательный процесс

Численные методы, широко распространенные в настоящее время, позволяют получить пространственное распределение параметров микроклимата, например, в вентилируемых производственных зданиях [1–3], в помещениях для хранения сельскохозяйственной продукции [4, 5] и т.д.

Моделированию процессов тепло- и воздухообмена в помещениях с источниками тепла посвящено значительное количество работ, в частности [1–3, 6–20, 21].

Процессы тепло- и массопереноса в помещении, как и в любых других подобных задачах, подчиняются законам сохранения массы, количества движения и энергии. В результате образуется система дифференциальных уравнений в частных производных.

Основной базой для расчета турбулентных течений в многочисленных вычислительных программах и комплексах являются осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса, замкнутые с помощью тех или иных полуэмпирических моделей турбулентности. Кроме того, используется еще ряд допущений, в частности:

- пренебрегают теплообменом на внутренних поверхностях помещения;
- температура на внутренних поверхностях принимается постоянной и равной температуре окружающего воздуха;
- вводятся эмпирические зависимости для определения коэффициентов лучистого и конвективного теплообмена;
- рассматриваются упрощенные схемы теплообмена и т.д.

В [1, 6] здание рассматривается как единая система. В исследованиях используется метод физико-математического моделирования внешней и внутренней задач вентиляции, разработанный в СПбГАСУ под руководством Т.А. Дацюк. В программном комплексе применен метод конечных объемов на трехмерной ортогональной сетке. Использована модель турбулентности Спаларта–Аллмараса. Результаты численного моделирования аэрации при различных вариантах размещения источников теплоты подтверждены данными экспериментов, проведенных в аэродинамической трубе.

В большинстве работ по численному моделированию, например в [7–10], рассмотрено размещение единичного источника теплоты на полу помещения или исследуемой полости. В [11] сделана попытка численного и лабораторного анализа тепло- и воздухообмена в смежных помещениях, в одном из которых на полу расположен источник теплоты. Моделированию вентиляционных процессов в помещениях, сообщающихся через проемы в междуэтажных перекрытиях, посвящена работа [12]. На полу помещения, расположенного на нижнем этаже, расположен источник теплоты. В [13] рассмотрено размещение источников теплоты на разных отметках, но принята одномерная теоретическая модель.

Исучаемые многими исследователями вопросы взаимодействия приточных струй и конвективных потоков над источниками тепловыделений были обобщены в монографии М.И. Гримитлина [14] с учетом полученных в работе [15] количественных характеристик. Однако предложенные схемы не могут охватить все возможные варианты объемно–планировочных решений горячих цехов, размещения и конструктивных особенностей тепловыделяющего оборудования и т. п. Например, источники теплоты могут быть установлены на площадках выше

уровня пола, а их габариты – соизмеримы с размерами помещения. Такая ситуация имеет место в машинных залах компрессорных цехов.

Исследованиям процессов тепло- и воздухообмена в машинных залах компрессорных станций магистральных газопроводов с различными газоперекачивающими агрегатами посвящено значительное количество работ, в том числе и авторов [16–19]. Газотурбинный привод нагнетателей газа распространен в основном на объектах северных протяженных магистральных трубопроводов, расположенных в стороне от крупных энергетических систем. При использовании газотурбинных установок (ГТУ) отечественного производства предусматривается раздельное размещение: ГТУ в машинных залах и нагнетателей газа в галерее нагнетателей. Валы ГТУ и нагнетателя газа соединяются через сальниковые уплотнения в перегородке между этими помещениями. Известны два строительно-технологических решения. Первое – размещение в одном помещении нескольких (2–6) установок (многомашинная компоновка). Второе – каждый газоперекачивающий агрегат (ГПА) размещается в отдельном здании (блочное исполнение). В многомашинных компрессорных цехах устанавливаются, например, агрегаты: ГТК–10–4, ГТ–6–750, ГТН–16М1, в блочных – ГТН–16 и ГТН–25.

Наличие крупногабаритных и высокотемпературных источников тепловыделений в машинных залах компрессорных цехов создает мощные конвективные потоки, которые способствуют образованию в верхней зоне помещения практически замкнутого циркуляционного течения и определяют температурный режим в этих помещениях. Расположение основных источников тепловыделений (турбины и газоходов) выше уровня пола вызывает существенные температурные расслоения по высоте помещений. Перепад температур между нижней и верхней зонами машинного зала составляет порядка 70°C.

Воздушная среда объектов, расположенных в Северной климатической зоне, отличается малым содержанием влаги наружного воздуха в холодный период года. В связи с этим при низких температурах наружного воздуха (ниже –20°C) относительная влажность воздуха в помещениях держится на уровне 5% при допустимой 15%.

В связи с особенностями размещения газотурбинного оборудования и с учетом результатов натурных и лабораторных исследований тепло- и воздухообмена в помещениях [16–19], при численном моделировании за расчетный объем принят модуль машинного зала с одним агрегатом.

Учитывая закономерности формирования теплового и воздушного режима в машинных залах, а также наличие технологической вытяжки, были предложены следующие общие принципы организации воздухообмена [20]:

- многоуровневая подача приточного воздуха (в рабочую зону площадки обслуживания и в верхнюю зону);
- подача рециркуляционного воздуха в нижнюю зону;
- удаление воздуха из верхней зоны.

Подача приточного воздуха в рабочую зону площадки обслуживания используется для обеспечения нормируемых параметров микроклимата. Это может быть достигнуто либо подачей непосредственно в рабочую зону с малыми скоростями, либо наклонной подачей в направлении рабочей зоны.

Приток воздуха в верхнюю зону предназначен для смещения циркуляционного течения в верхнюю зону и, соответственно, снижения его влияния на параметры микроклимата в рабочей зоне.

Уменьшение размеров зоны циркуляционного течения способствует повышению температуры воздуха в этой зоне. Увеличение теплового потенциала верхней зоны определяет целесообразность его утилизации, например, для обогрева нижней зоны. Обдув нагретых поверхностей в направлении нижней зоны решает задачу отопления и создания подпора для уменьшения потерь теплоты на нагрев инфильтрационного воздуха в холодный период года.

В связи с технологическими трудностями установка воздухораспределителей непосредственно вблизи крупногабаритных нагретых поверхностей не всегда возможна. Для решения этой проблемы в работе [16] разработана схема с использованием удаленных приточных струй для обдува нагретых поверхностей (рис. 1): в рабочую зону площадки обслуживания для обдува нагретых поверхностей в холодный период года (в направлении I) и в верхнюю зону (в направлении II).

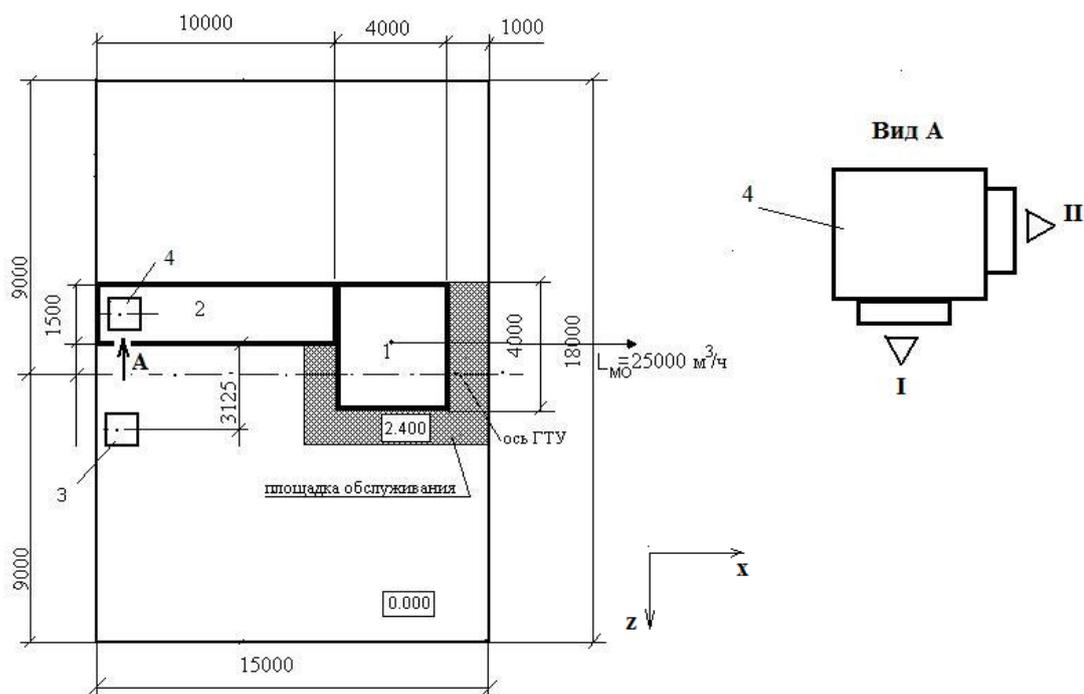


Рисунок 1. План модуля машинного зала:

1 – газотурбинная установка, 2 – газоход, 3, 4 – приточные устройства

Несмотря на очевидные преимущества данной схемы с позиции энергосбережения, оставался один существенный недостаток – горизонтальная ограниченность действия вертикальной струи в направлении I, обеспечивающая обдув нагретой поверхности газохода для обогрева нижней зоны. Для совершенствования схемы организации воздухообмена в рассматриваемых помещениях было проведено несколько этапов численного моделирования тепловоздушных процессов на основе работы [6]. Выполнена серия расчетов, в которой варьировались:

- угол подачи приточного воздуха;
- соотношение горизонтальной и вертикальной составляющей скоростей при наклонной подаче приточного воздуха.

Результаты расчета показали, что приточная струя в направлении II, предназначенная первоначально только для смещения конвективной струи в верхнюю зону (рис. 1), попадая в поперечное поле гравитационных сил, совершает в пространстве над тепловыделяющим оборудованием волнообразное движение (рис. 2). Как известно, воздействие гравитационных сил на приточные струи может привести к отрицательным результатам. Струи нагретого воздуха, подаваемые сверху, могут всплыть, не достигая рабочей зоны, а охлажденные струи – существенно понизить температуру воздуха рабочей зоны или изменить направление движения воздушных потоков в помещении. Однако оказалось, что при подаче приточного охлажденного воздуха под определенным углом наклона вверх возникает волновой процесс, использование которого может оказать положительное действие с точки зрения более полной струйной защиты газохода.

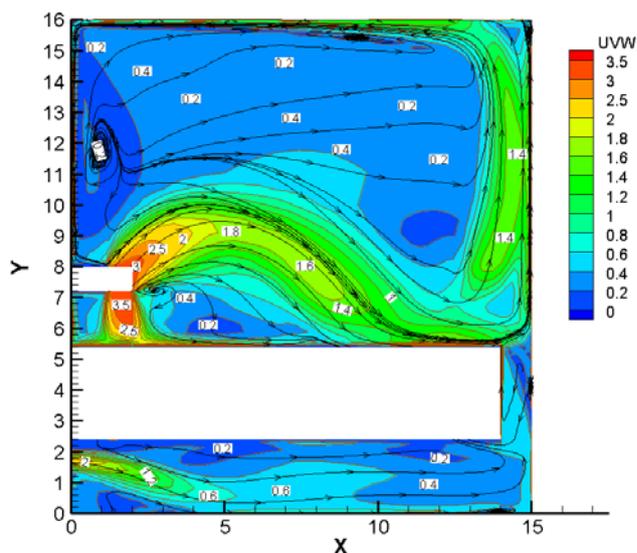


Рисунок 2. Поле скорости движения воздуха в сечении по оси газохода в холодный период года ( $t_n = -40^\circ\text{C}$ )

Удовлетворительным результатом расчета вентиляционных процессов в помещениях при отсутствии фиксированных рабочих мест является соответствие средних параметров воздуха (температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха) в рабочей зоне допустимым значениям согласно требованиям СНиП [22].

Как было отмечено выше, численное моделирование процессов тепло- и массообмена позволяет получить пространственное распределение параметров микроклимата, в том числе не только температуры и скорости движения воздуха, но и концентрации примесей [1, 6, 21]. Для оценки влажностного состояния воздуха в помещении в качестве примеси впервые предложено использовать величину влагосодержания воздуха. В схему обработки приточного воздуха включено увлажнение воздуха. Конечное значение влагосодержания принято равным 5 кг/кг с.в. Однако поскольку нормируемым параметром воздуха является его относительная влажность, то с учетом анализа выражений, предлагаемых разными источниками, и на основании известной *i-d* диаграммы получено выражение для перехода от распределения влагосодержания воздуха к распределению относительной влажности в виде:

$$\varphi_i = \frac{d_i \cdot P}{611 \cdot (0,623 + d_i) \cdot \exp \frac{17,5 \cdot t_i}{(241 + t_i)}}, \%$$

где *d* – влагосодержание воздуха, кг/кг с.в.;  
*P* – давление воздуха в помещении, Па;  
*t* – температура воздуха в помещении, °С.

На рис. 3–5 приведены поля распределения параметров воздуха для рабочих зон нижней части помещения и площадки обслуживания. Для рабочей зоны нижней части помещения результаты представлены по всей площади модуля, для рабочей зоны площадки обслуживания – в пределах площадки.

Данные расчета показывают уже в первом приближении, что применение такого способа подачи способствует пространственному выравниванию температурного поля. Достигнуто уменьшение перепада температуры между нижней и верхней зонами машинного зала с 70°С при существующем способе организации воздухообмена [16] до 30°С [19]. Более равномерным стало распределение температуры воздуха не только в плоскости на уровне рабочей зоны, но и по объему рабочей зоны. Отсутствие резкого скачка величины изменения температуры на уровне 4,100 м связано с уменьшением влияния циркуляционного течения в верхней части помещения благодаря выбранной системе воздухораспределения. Кроме этого, снизилась интенсивность циркуляционного течения, генерируемого конвективной струей над газотурбинной установкой.

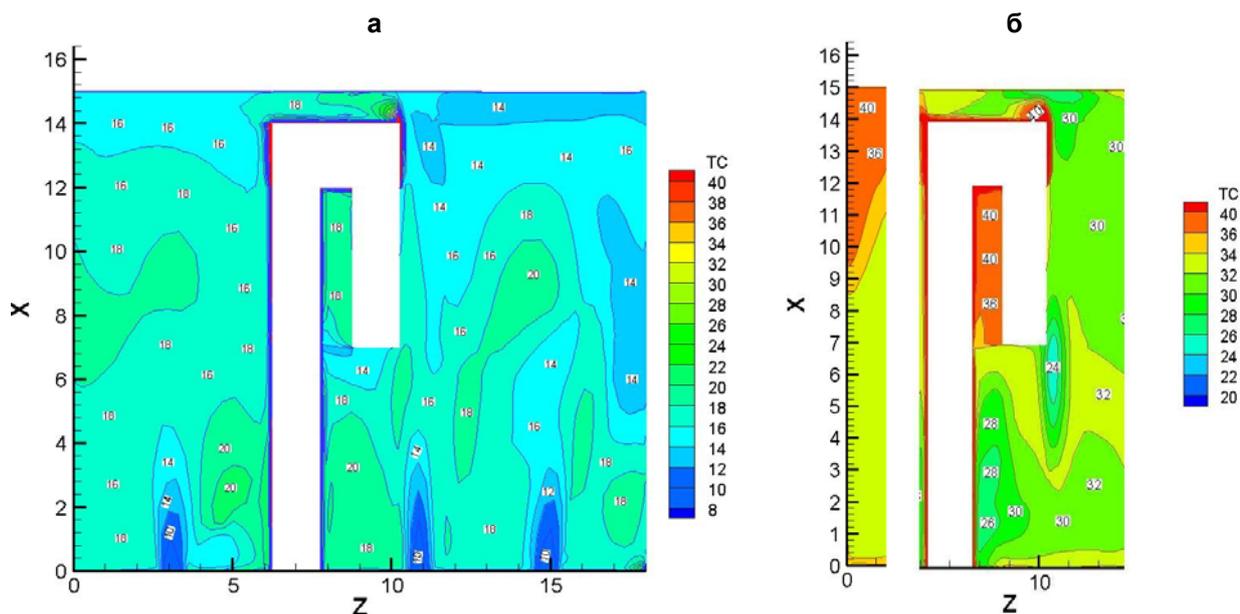


Рисунок 3. Поля температуры воздуха при  $t_n = -40^\circ\text{C}$   
 (а – для рабочей зоны нижней части помещения, б – для рабочей зоны площадки обслуживания)

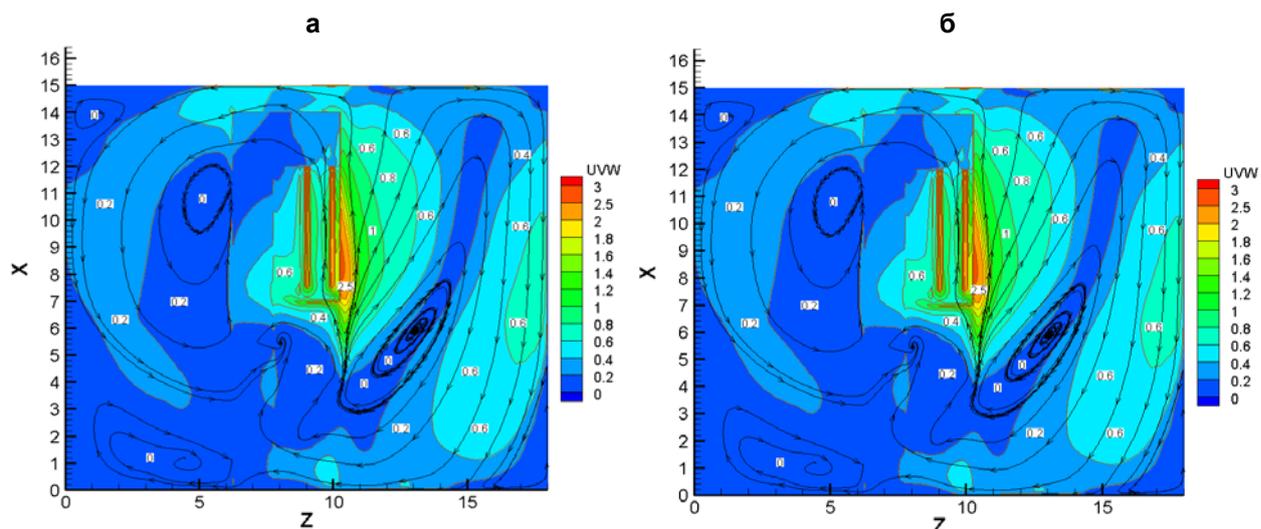


Рисунок 4. Поля скорости движения воздуха при  $t_n = -40^\circ\text{C}$   
(а – для рабочей зоны нижней части помещения, б – для рабочей зоны площадки обслуживания)

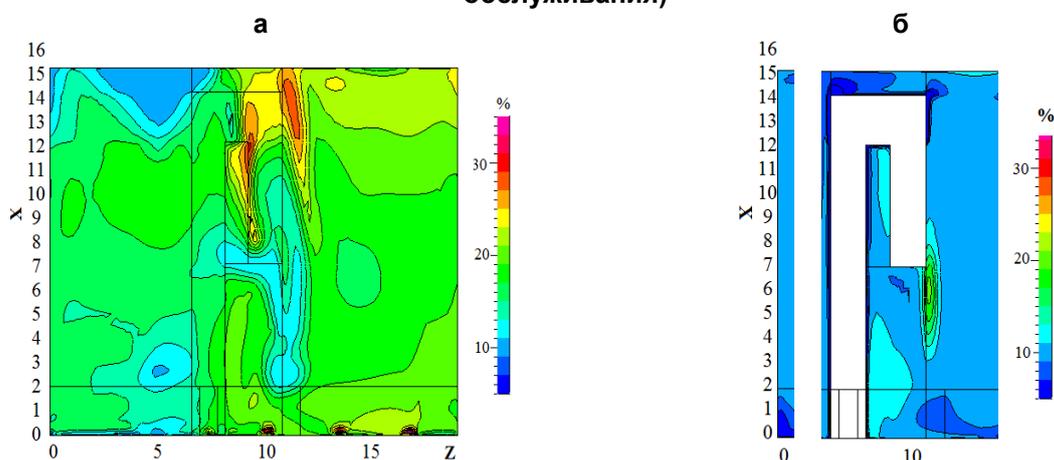


Рисунок 5. Поля относительной влажности воздуха при  $t_n = -40^\circ\text{C}$   
(а – для рабочей зоны нижней части помещения, б – для рабочей зоны площадки обслуживания)

Результаты численного расчета представляют собой поля распределения параметров. Для сравнения полученных данных с нормируемыми значениями параметров в работе [19] предложена оригинальная программа усреднения результатов численного расчета. Анализ графического материала и вышеуказанной программы усреднения показывает, что достигнута основная цель предложенной схемы подачи воздуха с колебательным эффектом – перераспределение теплоты из верхней в нижнюю часть помещения. Температура воздуха (рис. 3а) в горизонтальной плоскости на уровне рабочей зоны нижней части помещения обеспечена в пределах  $14\text{--}20^\circ\text{C}$ . За счет наклонной подачи воздуха в направлении рабочей зоны площадки обслуживания температура воздуха в этой рабочей зоне существенно снижена (рис. 3б). Значения скорости движения воздуха также удовлетворительно согласуются с нормируемыми (рис. 4). Обеспечено минимальное значение относительной влажности (рис. 5).

### Выводы

1. Применение схемы подачи приточной струи, индуцирующей колебательный процесс в пространстве над протяженным источником тепловыделений, способствует обеспечению нормируемой температуры воздуха в рабочей зоне нижней части машинного зала за счет теплоты нагретых поверхностей.

2. Использование в численном моделировании в качестве «примеси» влагосодержания воздуха позволяет получить распределение относительной влажности и оценить соответствие этого параметра нормируемым значениям.

Позин Г.М., Уляшева В.М. Распределение параметров воздуха в помещениях с источниками тепловыделений

## Литература

1. Дацюк Т. А. Новая технология проектирования систем обеспечения микроклимата зданий // Вестник гражданских инженеров. 2005. №3. С. 57–62.
2. Сотникова О. А. Моделирование распределения трехмерных стационарных воздушных потоков в помещении // Вестник Воронеж. гос. техн. ун-та. 2007. №6. С. 121–123.
3. Мелькумов В. Н. Динамика формирования воздушных потоков и полей температуры в помещении // Изв. вузов. Строительство. 2008. №4. С. 172–178.
4. Бодров М. В. Эффективность систем обеспечения параметров микроклимата овощехранилищ // Вестник ВСГУ. 2011. №4. С. 5–6.
5. Таурит В. Р. Расчет поля скоростей в плотных насыпных слоях при решении инженерных задач // Вестник гражданских инженеров. 2011. №2. С. 139–142.
6. Гримитлин А. М. Отопление и вентиляция производственных помещений. СПб.: АВОК Северо-Запад, 2007. 399 с.
7. Костоломов И. В. Численное исследование свободной конвекции воздуха в помещении с тепловым источником // Теплофизика и аэромеханика. 2006. 13. №3. С. 425–434.
8. Hakan Oztop F. Natural convection in wavy enclosures with volumetric heat sources // Int. J. Therm. Sci. 2011. Vol. 50. №4. Pp. 502–514.
9. Hongxing Yang. Numerical study of three-dimensional turbulent natural convection in a differentially heated air-filled tall cavity // Commun. Heat and Mass Transfer. 2008. Vol. 35. №5. Pp. 606–612.
10. Lishman Ben. The control of naturally ventilated buildings subject to wind and buoyancy // J. Fluid Mech. 2006. Vol. 557. Pp. 451–471.
11. Flynn M. R. Natural ventilation in interconnected chambers // Fluid Mech. 2006. Vol. 564. Pp. 139–158.
12. Полосин И. И. Моделирование вентиляционных процессов в производственных помещениях с проемами в междуэтажных перекрытиях // Научный вестник Воронеж. гос. арх.-стр. ун-та. 2011. №2. С. 43–51.
13. Liv, Q.A. The fluid dynamics of an underfloor air distribution system // J. Fluid Mech. 2006. Vol. 554. Pp. 323–341.
14. Гримитлин М. И. Распределение воздуха в помещениях. СПб. 1994. 315 с.
15. Позин Г. М. Соотношение энергий взаимодействующих приточных и конвективных струй как характеристика схем циркуляции воздуха в помещении // Научно-технический прогресс и охрана труда. М.: Профиздат, 1989. С. 36–39.
16. Позин Г. М. Численное моделирование тепловоздушных процессов в помещениях с источниками теплоты // Вестник гражданских инженеров. СПб., 2010. С. 147–151.
17. Уляшева В. М. Приближенное и численное моделирование тепловоздушных процессов в помещениях с источниками тепловыделений // Известия ВУЗов. Строительство. 2011. №3. С. 76–81.
18. Уляшева В. М. К вопросу организации воздухообмена в помещениях с источниками тепловыделений // Изв. вузов. Строительство. 2011. №8–9. С.38–45.
19. Уляшева В. М. Совершенствование организации воздухообмена на объектах транспортировки газа. СПб.: СПбГАСУ, 2011. 153 с.
20. Позин Г. М. Использование вторичных энергоресурсов в системах отопления и вентиляции компрессорных станций // Сборник материалов Второй Международной конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции». М.: МГСУ, 2007. С. 26–29.
21. Fangzhi C. Modeling particle distribution and deposition in indoor environments with a new drift-flux model // Atmos. Environ. 2006. Vol. 40. №2. Pp. 357–367.
22. СНиП 41–01–2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Введ. 2004–04–01. М: Госстрой России, 2004. 98 с.

*\*Вера Михайловна Уляшева, Санкт-Петербург, Россия  
Тел. моб.: +7(912)865-07-46; эл. почта: ulyashevavm@mail.ru*

© Позин Г.М., Уляшева В.М., 2012

doi: 10.5862/MCE.32.6

## Distribution of air parameters in premises with heat release sources

**G.M. Pozin;***St.-Petersburg State University of Technology and Design, Saint-Petersburg, Russia**e-mail: gpozin@mail.ru***V.M. Ulyasheva***Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, Saint-Petersburg, Russia**+7(912)865-07-46; e-mail: ulyashevavm@mail.ru*

### Key words

heat release source; numerical modeling; warm air process; oscillation process

### Abstract

The paper is devoted to control of air flows in premises with heat release sources. The modern numerical methods of heat and air exchange processes studies grounded on the equations of Navier – Stokes were utilized. The design schema of air exchange control that ensured heating of the lower zone of premise in the cold period of the year was accepted.

The results of warm air processes numerical modeling in premises with heat sources placed above the level of the floor were presented. Using the inlet spray feeding schema inducing vibratory process, air temperature and velocity fields were given for increasing heat recovery effectiveness.

For the first time air relative humidity distribution fields were obtained by a numerical method.

### References

1. Datsyuk T. A. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov* [Bulletin of Civil Engineers]. 2005. No. 3. Pp. 57-62. (rus)
2. Sotnikova O. A. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of Voronezh. st. tech. univ.]. 2007. No. 6. Pp. 121-123. (rus)
3. Melkumov V. N. *Izvestiya Vuzov. Stroitelstvo* [Proceedings of Higher Education. Building]. 2008. No. 4. Pp. 172-178. (rus)
4. Bodrov M. V. *Bulleten VG TU* [Bulletin of VSTU]. 2011. No. 4. Pp. 5-6. (rus)
5. Taurit V. R. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov* [Bulletin of Civil Engineers]. 2011. No. 2. Pp. 139-142. (rus)
6. Grititlin A. M. *Otoplenie i ventilyatsiya proizvodstvennykh pomeshcheniy* [Heating and ventilating of manufacturing puttings]. Saint-Petersburg: AVOK Northwest, 2007. 399 p. (rus)
7. Kostolomov I. V. *Teplofizika i aeromekhanika* [Thermophys and Aeromech]. 2006. 13. No. 3. Pp. 425-434. (rus)
8. Hakan Oztop F. Natural convection in wavy enclosures with volumetric heat sources. *Int. J. Therm. Sci.* 2011. 50. No. 4. Pp. 502-514.
9. Hongxing Yang. Numerical study of three-dimensional turbulent natural convection in a differentially heated air-filled tall cavity. *Int. Commun. Heat and Mass Transfer.* 2008. 35. No. 5. Pp. 606-612.
10. Lishman Ben. The control of naturally ventilated buildings subject to wind and buoyancy. *J. Fluid Mech.* 2006. Vol. 557 Pp. 451-471.
11. Flynn M. R. Natural ventilation in interconnected chambers. *J. Fluid Mech.* 2006. Vol. 564. Pp. 139-158.
12. Polosin I. I. *Nauchnyy vestnik VGASU* [Scientific Bulletin of VSUACE]. 2011. No. 2. Pp. 43-51. (rus)
13. Liv Q. A. The fluid dynamics of an underfloor air distribution system. *J. Fluid Mech.* 2006. Vol. 554. Pp. 323-341.
14. Grititlin M. I. *Raspredelenie vozdukh v pomeshcheniyakh* [Air distribution in puttings]. Saint-Petersburg, 1994. 315 p. (rus)
15. Pozin G. M. *Nauchno-tekhnicheskii progress i okhrana truda* [Scientific and technical advance and protection of work]. Moscow: Profizdat, 1989. Pp. 36-39. (rus)
16. Pozin G. M. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov* [Bulletin of Civil Engineers]. 2010. No. 1 (22). Pp. 147-151. (rus)

17. Ulyasheva V. M. *Izvestiya Vuzov. Stroitelstvo* [Proceedings of the universities. Construction]. 2011. No. 3. Pp. 76-81. (rus)
18. Ulyasheva V. M. *Izvestiya Vuzov. Stroitelstvo* [Proceedings of the universities. Construction]. 2011. No. 8-9. Pp. 38-45. (rus)
19. Ulyasheva V. M. *Sovershenstvovanie organizatsii vozdukhoobmena na obektakh transportirovki gaza* [Perfecting entities of an air exchange on gas haul plants]. Saint-Petersburg: SPSUACE, 2011. 153 p. (rus)
20. Pozin G. M. *Sbornik materialov Vtoroy Mezhdunarodnoy Konferentsii «Teoreticheskie osnovy teplogazosnabzheniya i ventilyatsii»* [Proceedings of the Second International Scientific and Technical Forum «Theoretical foundations of heat and gas supply and ventilation»]. 2007. Pp. 26-29. (rus)
21. Fangzhi C. Modeling particle distribution and deposition in indoor environments with a new drift-flux model. *Atmos. Environ.* 2006. 40. No. 2. Pp. 357-367.
22. SNiP 41-01-2003. *Otoplenie, ventilyatsiya i konditsionirovanie* [Heating, ventilating and conditioning]. Moscow, 2004. 98 p. (rus)

**Full text of this article in Russian: pp. 42-47**