



Особенности проектирования систем водяного отопления с внутрипольными конвекторами

В. А. Пухкал, канд. техн. наук, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет

Ключевые слова: водяное отопление, внутрипольный конвектор, моделирование, распределение скоростных и температурных полей, коэффициент увеличения тепловых потерь

В системах водяного отопления жилых, общественных и административных зданий, в том числе детских учреждений, коттеджей и офисов, широко применяются внутрипольные конвекторы [1–4, 6, 8].

Конвекторы монтируются в конструкции пола вдоль окон и стен отапливаемых помещений и подключаются к системам водяного отопления.

В жилых зданиях конвекторы могут быть установлены, например, в вестибюлях, в зимних садах и других подобных помещениях. Конвекторы с естественной конвекцией применяются в качестве экранов на пути холодного воздуха у светопрозрачных конструкций. В этом случае предотвращается поступление потока холодного воздуха от остекления в обслуживаемую зону помещения, и тем самым создается комфортный микроклимат в помещении.

Конструкции конвекторов выпускаются с естественной и принудительной конвекцией. При монтаже внутрипольного конвектора короб с теплообменником скрывают в конструкции пола, погружая в цементную стяжку или проемы, организованные в фальшполах. Видимой остается только декоративная решетка. Решетка может быть жесткой или рулонной (сворачивающейся) с поперечными или продольными планками. Она изготавливается из анодированного или покрытого полимерной краской алюминия, а также из нержавеющей стали, латуни и ценных пород дерева.

У большинства встраиваемых конвекторов короб выполнен из оцинкованной или нержавеющей

стали. В качестве нагревательного элемента чаще всего используется медно-алюминиевый теплообменник, но применяются и полностью медные нагревательные элементы (в помещениях с высокой влажностью).

При размещении отопительного прибора под световым проемом у внутренней поверхности остекления образуются три зоны [7]:

- зона холодной струи – холодный ниспадающий поток естественной конвекции в верхней части остекления;
- зона теплой струи – полуограниченная конвективная струя от отопительного прибора;
- вихревая область – область, образующаяся при слиянии теплой и холодной струй. В вихревой области происходит формирование новой струи.

Для практических расчетов, в связи со сложностью определения границ вихревой области, ею пренебрегают, и определяется условная точка встречи холодной и теплой струй x_b [7]. Тогда упрощенно можно считать, что у остекления образуются восходящая гравитационная струя протяженностью от $x = 0$ (уровень пола) до $x = x_b$ и ниспадающий конвективный поток от $x = x_b$ до $x = h$ (здесь h – высота остекления, м).

Для детального исследования распределения скоростных и температурных полей в помещении со встроенным в конструкцию пола конвектором с естественной конвекцией выполнено моделирование в программе ANSYS Fluent 14.5. В качестве модели принято помещение с характерными для жилых и общественных зданий размерами: ширина – 3 м, глубина – 6 м, высота – 3 м. Остекление выполнено на всю ширину и высоту помещения. Под остеклением располагается внутриспольный конвектор. Тепловой поток отопительного прибора принят равным тепловым потерям через остекление.

При моделировании были заданы следующие условия:

- температуры внутренних поверхностей (боковые стенки, пол, потолок): $+18\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура наружного воздуха: $-24\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- коэффициент теплоотдачи наружной поверхности остекления: $23\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$;
- среднее термическое сопротивление остекления: $0,685\text{ (м}^2\cdot^{\circ}\text{C})/\text{Вт}$.

Конвектор располагался на различном расстоянии от остекления.

На основании расчетов получена следующая картина взаимодействия нисходящего потока у остекления и восходящего от конвектора при равенстве теплового потока конвектора тепловым потерям через остекление:

- при расстоянии от остекления до конвектора до 400 мм происходит настиление потока теплого воздуха на остекление по всей высоте;
- при расстоянии 400 мм у внутренней поверхности окна образуются три зоны: холодный ниспадающий поток естественной конвекции (холодная струя воздуха), вихревая область и полуограниченная гравитационная (теплая) струя от конвектора (рис. 1). В вихревой области при слиянии теплой и холодной струй направление образовавшейся новой струи резко меняется. Струя отклоняется вглубь помещения. Координата места встречи струй $\sim 2,4$ м от пола помещения;
- при отнесении конвектора от остекления на 1000 мм по всей высоте остекления образуется нисходящий конвективный поток, а конвектор создает восходящую струю, предотвращающую поступление холодного воздуха дальше в помещение.

Полученная картина взаимодействия нисходящего потока у остекления и восходящего от конвектора соответствует расчетной теплофизической модели, принятой при разработке инженерного метода

расчета защиты обслуживаемой зоны помещения от холодных потоков при расположении отопительных приборов под остеклением [7]. Сопоставление и полученное совпадение результатов моделирования с расчетом, выполненным по методике [7], позволили распространить эту методику расчета для внутриспольных конвекторов.

Рассмотрим методику расчета теплообмена между ограждением и неизотермической полуограниченной струей при защите помещения от ниспадающих потоков охлажденного воздуха у светопрозрачного ограждения и пример расчета.

При подборе отопительного прибора в виде внутриспольного конвектора возможны два варианта расчета.

Исходные данные для примера (г. Санкт-Петербург):

- расчетная температура наружного воздуха: $t_n = -24\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- расчетная температура внутреннего воздуха: $t_b = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- высота остекления: $h = 3\text{ м}$;
- средняя температура теплоотдающей поверхности: $t_0 = 82,5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- нормируемое значение приведенного сопротивления теплопередаче остекления (без учета отопительного прибора): $R_0 = 0,43\text{ (м}^2\cdot^{\circ}\text{C})/\text{Вт}$;
- коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности: $\alpha_v = 8\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$;
- коэффициент теплопроводности воздуха при температуре t_b : $\lambda_b = 0,0259\text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$;
- кинематический коэффициент вязкости воздуха при температуре t_b : $\nu_b = 15,06\cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$;
- длина конвектора равна длине светового проема.

Вариант 1. Отопительный прибор подбирается из условий восполнения конвективных тепловых потерь через остекление. Решается задача защиты обслуживаемой зоны помещения от проникновения холодных потоков воздуха при минимальных затратах энергии. Для восполнения остальных тепловых потерь помещения предусматривается дополнительный отопительный прибор.

Вариант 2. Отопительный прибор подбирается из условий восполнения полных тепловых потерь (конвективного и лучистого теплового потока) через остекление или полных тепловых потерь помещения.

Расчет защиты обслуживаемой зоны помещения от холодных потоков воздуха при восполнении отопительным прибором конвективных тепловых потерь через остекление.

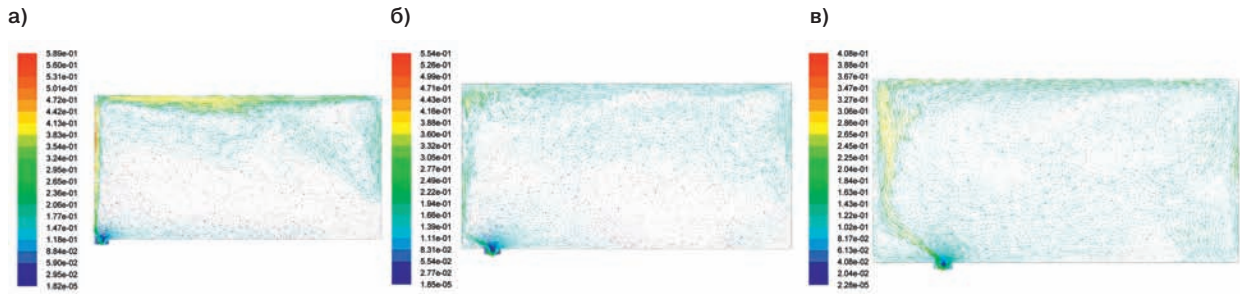


Рис. 1. Результаты моделирования скоростного поля в помещении: а – $l = 0$ мм, б – $l = 400$ мм, в – $l = 1000$ мм

1. Определяется в первом приближении температура на внутренней поверхности остекления:

$$\tau'_B = t_B - \frac{t_B - t_H}{\alpha_B R_0}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (1)$$

$$\tau'_B = 20 - \frac{20 - (-24)}{8 \cdot 0,43} = 7,21 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Удельные тепловые потери через остекление при отсутствии отопительного прибора под остеклением:

$$Q'_{уд} = \frac{1}{R_0} (t_B - t_H) h, \text{ Вт/м}; \quad (2)$$

$$Q'_{уд} = \frac{1}{0,43} \cdot (20 + 24) \cdot 3 = 307 \text{ Вт/м}.$$

3. Принимается эквивалентный (по удельному тепловому потоку) диаметр отопительного прибора (конвектор условно заменяется трубчатый нагревателем, расположенным под остеклением).

Ориентировочные удельные конвективные тепловые потери при установке отопительного прибора под остеклением:

$$Q_{к.о.п.уд} = Q'_{уд} \cdot \beta'_к, \text{ Вт/м}, \quad (3)$$

где

$\beta'_к$ – ориентировочная доля конвективного теплового потока в полном тепловом потоке на внутренней поверхности остекления при установке отопительного прибора конвективного типа.

Получена следующая зависимость для определения значения $\beta'_к$:

$$\beta'_к = 2,9335 - 9,3056 \cdot R_0 + 12,638 \cdot R_0^2 - 5,6869 \cdot R_0^3, \quad (4)$$

где

R_0 – приведенное сопротивление теплопередаче остекления (без учета отопительного прибора), ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)/Вт.

Соответственно:

$$\beta'_к = 2,9335 - 9,3056 \cdot 0,43 + 12,638 \cdot 0,43^2 - 5,6869 \cdot 0,43^3 = 0,817;$$

$$Q'_{уд,к} = 307 \cdot 0,817 = 251 \text{ Вт/м}.$$

Эквивалентный диаметр отопительного прибора рассчитывается по зависимости:

$$d_э = 0,151 \cdot Q'_{уд,к}{}^{1,333} \cdot (t_0 - t_B)^{-1,667}, \text{ м}; \quad (5)$$

$$d_э = 0,151 \cdot 251^{1,333} \cdot (82,5 - 20)^{-1,667} = 0,242 \text{ м}$$

4. Определяется критерий Грасгофа:

$$Gr_0 = \frac{g(t_0 - t_B)d_э^3}{(273 + t_0)\nu^2}; \quad (6)$$

$$Gr_0 = \frac{9,81 \cdot (82,5 - 20) \cdot 0,242^3}{(273 + 20) \cdot (15,06 \cdot 10^{-6})^2} = 13,0761 \cdot 10^7.$$

5. Определяется координата точки встречи тепловой и холодной струй:

$$x'_B = 0,2d_э \left(\frac{t_0 - t_B}{t_B - \tau'_B} \right)^{-1,25} \left(\frac{t_0 - \tau'_B}{t_0 - t_B} \right)^{1,25n}, \text{ м}, \quad (7)$$

где

$$n = 8 \left(\frac{t_0 - t_B}{t_0 - \tau'_B} \right)^{10};$$

$$n = 8 \left(\frac{82,5 - 20}{82,5 - 7,21} \right)^{10} = 1,24;$$

$$x'_a = 0,2 \cdot 0,242 \cdot \left(\frac{82,5 - 20}{20 - 7,21} \right)^{1,25} \cdot \left(\frac{82,5 - 7,21}{82,5 - 20} \right)^{1,25 \cdot 1,24} = 0,469 \text{ м}.$$

6. Относительная координата точки встречи тепловой и холодной струй:

$$\bar{x}'_B = x'_B / d_э; \quad (8)$$

$$\bar{x}'_B = 0,469 / 0,242 = 1,94.$$

7. Среднее значение критерия Нуссельта для поверхности остекления:

$$Nu'_0 = 0,33Gr_0^{0,333} (\bar{x}'_B{}^{0,73} - 0,27) \bar{x}'_B{}^{-1}; \quad (9)$$

$$Nu'_0 = 0,33 \cdot (13,0761 \cdot 10^7)^{0,333} (1,94^{0,73} - 0,27) \cdot 1,94^{-1} = 116,02.$$

8. Среднее значение коэффициента конвективной теплоотдачи:

Тепло,

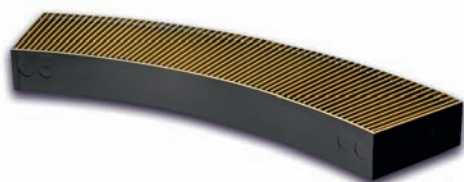
достойное вас!



ISOTERM®

**АО «ФИРМА ИЗОТЕРМ» - ВЕДУЩИЙ РОССИЙСКИЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬ
МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ КОНВЕКТОРОВ ДЛЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ.**

Широчайшая линейка продукции на любой вкус!



Серия Golfstream

Встраиваемый в пол радиусный конвектор.
Индивидуальное решение
для помещений со сложной
конфигурацией.



Серия Коралл

Настенный, напольный
медно-алюминиевый конвектор.
Возможно исполнение
с принудительной конвекцией.



Серия Atoll Pro

Настенный, напольный
медно-алюминиевый конвектор.
Дизайн-от студии Артемия Лебедева.

(812) 460-88-22, 322-88-82

www.isoterm.ru

$$\alpha'_k = \frac{Nu'_0 \lambda_B}{d_0}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}); \quad (10)$$

$$\alpha'_k = \frac{116,02 \cdot 0,0259}{0,242} = 12,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

9. Средний температурный напор в восходящей теплой конвективной полуограниченной струе воздуха:

$$(t'_m - \tau'_B) = \frac{0,64(t_0 - \tau_B)}{\bar{x}_B} + \frac{1,4(t_0 - t_B)}{\bar{x}_B} \left(\frac{t_0 - \tau_B}{t_0 - t_B} \right)^n \cdot (\bar{x}_B^{0,2} - 1), \text{°C}; \quad (11)$$

$$(t'_m - \tau'_B) = \frac{0,64 \cdot (82,5 - 7,21)}{1,94} + \frac{1,4 \cdot (82,5 - 7,21)}{1,94} \cdot \left(\frac{82,4 - 7,21}{82,5 - 20} \right)^{1,24} (1,94^{0,2} - 1) = 32,89 \text{ °C}.$$

10. Средняя температура воздуха на оси восходящей теплой конвективной струи:

$$t'_m = \tau'_B + (t'_m - \tau'_B), \text{°C}; \quad (12)$$

$$t'_m = 7,21 + 32,89 = 40,1 \text{ °C}.$$

11. Средний коэффициент теплоотдачи излучением на поверхности светопрозрачного ограждения:

$$\alpha'_n = \frac{5}{t'_B - \tau_B} \cdot \left[\left(\frac{273 + t'_B}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \tau_B}{100} \right)^4 \right], \quad (13)$$

$$\alpha'_n = \frac{5}{20 - 7,21} \cdot \left[\left(\frac{273 + 20}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 7,21}{100} \right)^4 \right] = 4,71 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

12. Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности светопрозрачного ограждения в восходящей теплой конвективной струе:

$$\alpha'_B = \alpha'_k + \alpha'_n, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}); \quad (14)$$

$$\alpha'_B = 12,42 + 4,71 = 17,13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

13. Сопротивление теплопередаче остекления:

$$R'_0 = R_0 - \left(\frac{1}{\alpha'_B} - \frac{1}{\alpha_B} \right), (\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}; \quad (15)$$

$$R'_0 = 0,43 - \left(\frac{1}{17,13} - \frac{1}{8} \right) = 0,363 (\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}.$$

14. Температура на внутренней поверхности остекления в зоне действия теплой конвективной струи воздуха:

$$\tau''_B = t'_m - \frac{t'_m - t_n}{\alpha'_B R'_0}, \text{°C}; \quad (16)$$

$$\tau''_B = 40,1 - \frac{40,1 + 24}{17,13 \cdot 0,363} = 29,79 \text{ °C}.$$

15. Для дальнейших расчетов принимается средняя температура на внутренней поверхности остекления:

$$\tau'''_B = \frac{\tau''_B - \tau'_B}{2}, \text{°C}; \quad (17)$$

$$\tau'''_B = \frac{29,79 + 7,21}{2} = 18,5 \text{ °C}.$$

Далее, начиная с п. 5, расчет повторяется, при этом в зависимость (7) вместо τ_B подставляется значение τ'''_B .

Для окончательного выбора τ_B , °C, в зоне действия теплой конвективной струи воздуха необходимо выполнить 5–7 приближений. При этом в последнем приближении температура τ_B должна отличаться от предыдущего значения не более чем на 0,01 °C.

Литература

1. Здания и сооружения со светопрозрачными фасадами и кровлями. Теоретические основы проектирования светопрозрачных конструкций / Под общ. ред. И. В. Борискиной. СПб.: Изд. Инж.-информ. центра оконных систем, 2012.
2. Крупнов Б. А., Крупнов Д. Б. Отопительные приборы, производимые в России и ближнем зарубежье: Науч.-попул. издание. 3-е изд., доп. и перераб. М.: Изд. Ассоциации строительных вузов, 2010.
3. Майоров В. А. Передача теплоты через окна: Учеб. пособие. М.: АСВ, 2014.
4. Махов Л. М. Отопление: Учеб. для вузов. М.: Изд. Ассоциации строительных вузов, 2014.
5. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977.
6. Отопительные приборы и поверхности М.: Изд. центр «Аква-Терм», 2012.
7. Савин В. К. Строительная физика: энергоперенос, энергоэффективность, энергосбережение. М.: Лазурь, 2005.
8. Pukhkal V. Studies of Application Conditions of In-floor Convectors With Natural Air Circulation in Water Heating Systems // Architecture and Engineering [S. l.]. – 2016. – V. 1. – N 2. – P. 49–52. URL: <http://aej.spbgasu.ru/index.php/AE/article/view/45> / Дата обращения: 30.07.2017. ○

В следующем номере будут приведены результаты расчета для условий примера.