

теплоносителя. Полное решение этой проблемы требует всестороннего анализа гидродинамических и тепловых процессов в АТП и дальнейшего его технического совершенствования. Для этого в настоящей работе разработана физико-математиче-

ская модель таких процессов, позволяющая детально производить необходимый анализ.

Работа выполнена при финансовой поддержке Комитета по науке Министерства образования и науки РК (Договор № 511 от 05.04.2012 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколов Е.А. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.
2. Ионин А.А. Теплоснабжение. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.
3. Френкель Н.З. Гидравлика. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 456 с.
4. Беннет К.О., Майерс Дж.Е. Гидродинамика, теплообмен и массообмен / Пер. с англ. М.С. Ассмус и В.М. Ентова / под ред. Н.И. Гельперина и И.А. Чарного. – М.: Недра, 1966. – 726 с.
5. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. – 840 с.

Поступила 09.07.2012 г.

УДК 532.5+536.24

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕПЛОВЫХ ПУНКТАХ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ. Ч. 2. МОДЕЛЬ ОБОГРЕВА ЗДАНИЯ

Б.А. Унаспеков, К.О. Сабденов, М.Ж. Кокарев, М.В. Колобердин, Б.А. Игембаев

Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, г. Астана, Казахстан
E-mail: sabdenovko@yandex.kz

Разработана простая модель обогрева здания с произвольным числом этажей, включенного в систему центрального отопления. Несмотря на простоту, она может применяться для моделирования обогрева здания совместно с его тепловым пунктом для последующего поиска оптимальных режимов работы теплового пункта. Проведены тестовые расчеты по определению температуры теплоносителя и средней температуры в помещениях для 9-этажного здания. Сформулированы условия применимости методов механики сплошной среды для описания температурного режима в здании.

Ключевые слова:

Температура и скорость движения теплоносителя, температура в помещениях, тепловой пункт, теплообмен, приближение механики сплошной среды, температура на входе и выходе системы отопления.

Key words:

Coolant temperature and speed of movement, temperature in rooms, thermal point, heat exchange, continuum mechanics approximation, input and output temperature of heating system.

Введение

Моделирование гидродинамических и тепловых процессов в автоматизированном тепловом пункте (АТП) требует знания температуры на входе $T_{in,2}$ и выходе $T_{out,2}$ системы отопления обслуживаемого здания. В частности, справедливо уравнение (1)

$$\frac{dT_{in,2}}{dt} = \frac{u_{in}}{d_2} (T_{in} - T_{in,2}) - \frac{S_2}{S_0} \frac{u_2}{d_2} (T_{in,2} - T_{out,2}), \quad (1)$$

где u_{in} , u_2 – соответственно скорости теплоносителя на входе в АТП и в узле смешения; S_0 , S_2 – соответственно площади сечения магистральной трубы АТП и трубы узла смешения диаметра d_2 .

Температуры $T_{in,2}$ и $T_{out,2}$ можно теоретически рассчитать, если смоделировать процессы теплопереноса и теплообмена в здании. Излагаемый ниже материал посвящен разработке требуемой модели.

Математическая модель отопления здания

Будем считать, что теплоноситель подается в здание с самого верхнего этажа вниз. Полагаем

его высоту равной L_z (рис. 1). Температуру теплоносителя обозначим за T , а температуру в помещениях здания – за T_h .

Скорость движения теплоносителя на входе в систему отопления u_3 рассчитывается по уравнениям, приведенным в работе [1]. В самой системе отопления скорость теплоносителя $u = u_3 \cdot d_0^2 / D_{ef}^2$, где D_{ef} – эффективный диаметр трубопровода системы отопления. Будем считать, что она сохраняется по всему зданию. За переменную x примем координату вдоль направления u . Тогда в рамках приближения механики сплошной среды справедливы следующие уравнения [2]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = -\alpha(T - T_h), \quad (2)$$

$$\frac{\partial T_h}{\partial t} = \alpha(T - T_h) - \gamma(T_h - T_c),$$

где параметр $\alpha > 0$ характеризует скорость теплообмена между системой отопления и помещениями; а параметр γ – между помещениями и наружным

воздухом. Оба эти параметра имеют положительный знак, $\gamma > 0$.

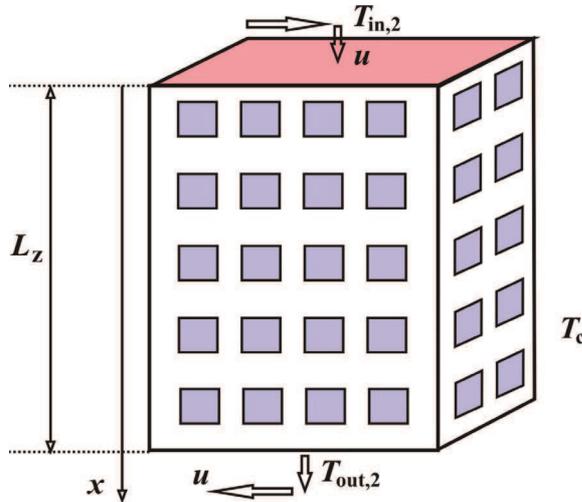


Рис. 1. Упрощенное представление движения теплоносителя при обогреве здания и система координат

Температуры T и T_h в (2) являются функциями времени t и координаты x :

$$T = T(t, x), T_h = T_h(t, x).$$

Обращает на себя внимание отсутствие в (2) температуры T_{in} . Она присутствует только в граничном условии

$$T(t, 0) = T_{in,2}. \quad (3)$$

Кроме граничного условия уравнения (2) должны быть дополнены начальными условиями: по одному на каждое уравнение.

Нестационарные решения уравнения (2) представляют интерес, когда во времени меняются температуры $T_{in,2}$ и T_c . Но на достаточно большом промежутке времени они остаются постоянными. Тогда можно рассмотреть только стационарные решения. Полагая в (2) $\partial T / \partial t = \partial T_h / \partial t = 0$, получим

$$u \frac{dT}{dx} = -\alpha(T - T_h), \quad (4)$$

$$\alpha(T - T_h) - \gamma(T_h - T_c) = 0,$$

где частная производная заменена полной производной ввиду зависимости температур только от одной переменной x .

Выразив из второго уравнения (4) T_h через T :

$$T_h = \frac{\alpha}{\alpha + \gamma} T + \frac{\gamma}{\alpha + \gamma} T_c, \quad (5)$$

используем его в первом уравнении (4). После выполнения элементарных преобразований приходим к уравнению

$$u \frac{dT}{dx} = -\frac{\alpha\gamma}{\alpha + \gamma} (T - T_c).$$

Оно легко решается:

$$T = C \cdot \exp\left(-\frac{\alpha\gamma}{\alpha + \gamma} \frac{x}{u}\right) + T_c,$$

где постоянная интегрирования C находится из граничного условия (3), и она имеет значение $C = T_{in,2} - T_c$. Таким образом,

$$T = (T_{in,2} - T_c) \cdot \exp\left(-\frac{\alpha\gamma}{\alpha + \gamma} \frac{x}{u}\right) + T_c. \quad (6)$$

Теперь средняя температура здания получается из (5):

$$T_h = (T_{in,2} - T_c) \frac{\alpha}{\alpha + \gamma} \cdot \exp\left(-\frac{\alpha\gamma}{\alpha + \gamma} \frac{x}{u}\right) + T_c. \quad (7)$$

Сравнивая эти формулы, видим, что они отличаются множителем

$$\frac{\alpha}{\alpha + \gamma} < 1.$$

Это означает выполнение неравенства $T > T_h$ при любых x , если $T_{in,2} > T_c$, т. е. при нормальном обогреве дома температура в помещениях всегда ниже температуры в системе отопления.

Из (7) следует, что во входной части системы отопления (в сущности, на верхних этажах здания) средняя температура в доме равна ($x=0$)

$$T_h(0) = (T_{in,2} - T_c) \frac{\alpha}{\alpha + \gamma} + T_c = \frac{\alpha}{\alpha + \gamma} T_{in,2} + \frac{\gamma}{\alpha + \gamma} T_c.$$

Эту формулу можно записать как

$$T_h(0) = T_{in,2} \left(1 - \frac{\gamma}{\alpha + \gamma} \frac{T_{in,2} - T_c}{T_{in,2}}\right).$$

Выражение в скобках меньше единицы, если $T_{in,2} > T_c$, и, наоборот, больше единицы, если $T_{in,2} < T_c$. В первом случае происходит преимущественно обогрев дома за счет подачи относительно горячего теплоносителя, а во втором случае обогрева недостаточно, температура в здании меньше температуры $T_{in,2}$.

Теперь выясним, чему равны температуры на выходе системы обогрева, т. е. фактически на нижних этажах здания. Полагая в (6) и (7) $x=L_z$, находим

$$T_{out,2} = (T_{in,2} - T_c) \cdot \exp\left(-\frac{\alpha\gamma}{\alpha + \gamma} \frac{L_z}{u}\right) + T_c,$$

$$T_{h,out} = (T_{in,2} - T_c) \frac{\alpha}{\alpha + \gamma} \cdot \exp\left(-\frac{\alpha\gamma}{\alpha + \gamma} \frac{L_z}{u}\right) + T_c.$$

Из второй формулы следует, что средняя температура на нижних этажах здания всегда ниже средней температуры верхних этажей.

Уравнения (2) пригодны только для случая одноэтажного здания или для высотных зданий (это будет показано ниже). При их формулировке принят в расчет только тот факт, что теплообмен между телами возникает только при различии их температур. Но не конкретизируется скорость этого теплообмена, которая может зависеть как от физических свойств материалов контактирующих тел, окружающей их среды, величины разности температур и т. д., так и от условий гидродинамического

ратур происходило в течение наблюдаемых на практике значений. В расчетах полагалось $\tau_i=10$ с, $\tau_{hi}=60$ с. Параметры $\alpha=\gamma=0,05$; среднее расстояние между этажами $h=2,5$ м; $q'_i=0$. Один из результатов пробного расчета приведен на рис. 2.

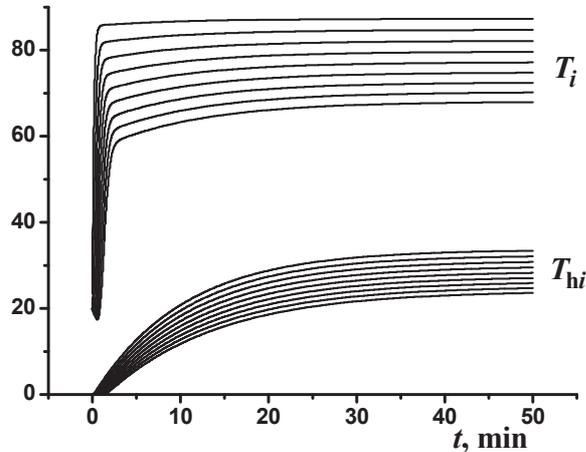


Рис. 2. Распределение температуры ($^{\circ}\text{C}$) теплоносителя T_i , $i=1,2,\dots,9$ (линии вверху, нумерация сверху вниз) и внутри помещений T_{hi} (линии внизу) по этажам и с течением времени. Начальная температура теплоносителя в системе отопления здания 20°C , начальная температура в самих помещениях 0°C

Как видно, температура в помещениях устанавливается в пределах от 24 до 32°C , а температура в системе отопления — в пределах от 65 до 87°C . При этом температура теплоносителя на входе в систему отопления задавалась 90°C , а скорость теплоносителя $u=2,5$ м/с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Унаспеков Б.А., Сабденов К.О., Кокарев М.Ж., Колобердин М.В., Игембаев Б.А. Энергосбережение в тепловых пунктах жилых и общественных зданий. Ч. 1. Общая модель теплового пункта // Известия Томского политехнического университета. — 2012. — Т. 321. — № 4. — С. 31–35.

Из хода рассуждений, приведших к уравнениям (8), видим, что различие между этажами стирается, если $h/L_z \rightarrow 0$. Этот предел собственно и устанавливает границу применимости приближения механики сплошной среды, т. е. уравнений (2).

Гидродинамические процессы в тепловом пункте по сравнению с тепловыми процессами в здании можно считать быстропротекающими. Действительно, геометрические размеры теплового пункта $L_t \sim 1$ м, скорость теплоносителя $u \sim 1$ м/с. Поэтому характерное время процессов движения жидкости $t_g \sim L_t/u \sim 1$ с. Характерное же время тепловых процессов в помещениях t_i имеет порядок нескольких десятков минут. Вытекающее отсюда неравенство $t_g/t_i \ll 1$, собственно, и позволяет пользоваться стационарными уравнениями гидродинамики при моделировании процессов в тепловом пункте, что и сделано в [1].

Заключение

Таким образом, сформулирована физико-математическая модель процесса обогрева здания в системе центрального отопления. Показана ее физическая непротиворечивость, указаны пределы применимости к зданиям различной высоты и конфигурации. Предложенная модель в совокупности с моделью гидродинамических и теплофизических процессов в тепловом пункте образует новую модель системы «тепловой пункт+здание».

Работа выполнена при финансовой поддержке Комитета по науке Министерства образования и науки РК (Договор № 511 от 05.04.2012 г.).

2. Беннет К.О., Майерс Дж. Е. Гидродинамика, теплообмен и массообмен / Пер. с англ. М.С. Ассмус и В.М. Ентова / под ред. Н.И. Гельперина и И.А. Чарного. — М.: Недра, 1966. — 726 с.
3. Сабденов К.О., Юшицин К.В., Данейкин Ю.В. Основы моделирования и анализа процессов в физико-энергетических установках. — Томск: Изд-во ТПУ, 2004. — 126 с.

Поступила 09.07.2012 г.