

**ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ
ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ
НАСЕЛЕННЫХ МЕСТ,
ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ.
ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ
БЕЗОПАСНОСТЬ
СТРОИТЕЛЬСТВА**



УДК 697.92.001.6

Р.Ш. МАНСУРОВ, В.Я. РУДЯК

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ
ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ
НАГРЕВАТЕЛЬ – ВЕНТИЛЯТОР – ПОМЕЩЕНИЕ**

Экспериментально изучены и проанализированы переходные процессы в модельной системе нагреватель – вентилятор – помещение. В качестве безразмерного параметра при анализе и нормировании экспериментальных данных предложена относительная избыточная теплота. Выявлены закономерности и основные качественные виды эволюции относительной избыточной теплоты в элементах модельной системы.

К л ю ч е в ы е с л о в а: переходной процесс, относительная избыточная теплота, климатическая система.

DOI 10.32683/0536-1052-2018-718-10-37-49

Введение. Создание комфортных условий в зданиях и помещениях различного назначения требует поддержания оптимальных и заранее определенных параметров микроклимата. С одной стороны, для этого необходимы значительные затраты, поскольку доля затрат на энергоносители в общих эксплуатационных затратах на здание составляет в среднем 40–60 % [1], с другой – это сопряжено с необходимостью создания климатических систем, оперативно и эффективно реагирующих на постоянно меняющиеся внешние и внутренние потоки теплоты, влаги и т.п. Внешние и внутренние возмущения климатических условий в помещении могут быть как периодическими (например, суточными, сезонными), так и случайными. Это определяет нестационарный режим работы климатических систем [2]. Разработка таких систем и управление ими чрезвычайно актуальны и требуют постоянного проведения большого объема исследований.

По своей структуре климатические системы могут быть достаточно простыми, например, системы отопления, и очень сложными – системы кондиционирования воздуха, совмещенные с панельно-лучистыми установками отопления–охлаждения помещения [3]. Любая по сложности климатическая система состоит из базовых элементов: теплообменных аппаратов (воздухонагревателей и охладителей, увлажнителей и осушителей) и нагнетате-

© Мансуров Р.Ш., Рудяк В.Я., 2018

лей (насосов, вентиляторов, компрессоров) [4]. Во всех случаях принципиальной является задача изучения переходных процессов, т.е. реакции системы на возмущение.

Высокая мотивация подобных исследований привлекает внимание в первую очередь специалистов по управлению и контролю соответствующими системами (см., например, [5–7] и цитированную там литературу). Собственно термодинамические и тепломассообменные переходные процессы изучались преимущественно теоретически [8, 9]. Причина этого вполне очевидна. Экспериментальное их изучение чрезвычайно затратное и требует достаточно сложной установки. В частности, она должна адекватно воспроизводить процессы, имеющие место в натуральных условиях. Тем не менее ясно, что экспериментальное изучение переходных процессов совершенно необходимо. Это и является целью данной работы. Рассматривается модельная система, состоящая из базовых элементов любой климатической системы: воздухонагревателя и вентилятора.

1. Экспериментальная установка и методики измерений. Представляемые в данной работе экспериментальные исследования проводились на установке, включающей центробежный канальный вентилятор VR60-30 и электрический воздухонагреватель EA40-20/12 (рис. 1). Управление производительностью воздухонагревателя осуществляется симисторным регулятором электрической мощности AW , вентилятора – частотным преобразователем электрического тока AF (рис. 1).

В исследуемой системе контролировалась температура на входе в воздухонагреватель и на выходе из него (соответственно t_1 и t_2 на рис. 1), на выходе

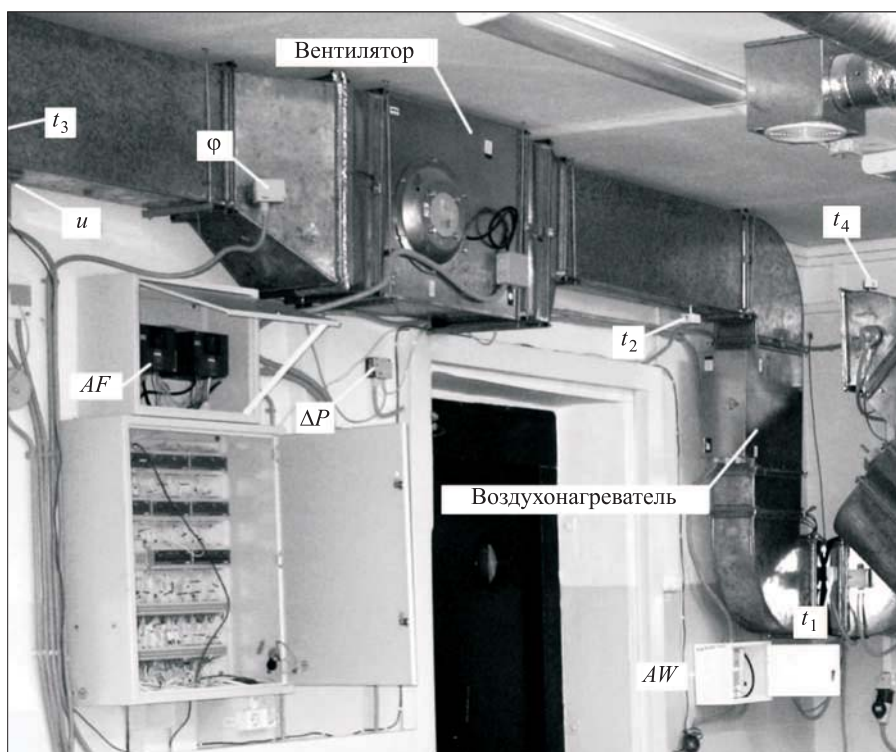


Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки

из вентилятора, на входе в помещение (t_3) и на выходе из помещения (t_4). Температура измерялась датчиками STK-1 с чувствительным элементом резистивного типа Ni1000 TK5000. Диапазон измерений от -30 до $+150$ °С, приведенная погрешность по паспорту прибора составляет $\pm 0,22$ %. Кроме того, определялись скорость потока в канале, перепад давления на вентиляторе и относительная влажность воздуха в канале. Скорость потока u (см. рис. 1) измерялась датчиком QVM62.1 с диапазоном измерений от 0 до $+15$ м/с, перепад давления на вентиляторе ΔP – датчиком дифференциального давления SPD310 с диапазоном измерений от 0 до 1000 Па и, наконец, относительная влажность воздуха в канале φ – датчиком SHD100 с диапазоном измерений от 0 до 100 %. Приведенная погрешность измерений этих приборов по паспорту составляет соответственно $\pm 1,3$; $\pm 1,5$ и $\pm 2,0$ %.

Выбор места установки датчиков температуры, скорости и относительной влажности в контрольных точках определялся позицией, в которой регистрируемый параметр был равен осредненному по площади сечения канала значению. Например, при определении скорости потока воздуха в контрольном сечении за вентилятором замер проводился в точках пересечения линий сетки с шагом 20 мм по короткой стороне и 50 мм по длинной стороне прямоугольного воздуховода со сторонами 200×400 мм. Первая линия по короткой стороне бралась с отступом 20 мм, по длинной стороне – 25 мм. Таким образом, измерение скорости выполнялось в 72 точках, а затем при максимальном, минимальном и среднем объемном расходе потока воздуха определялось среднее арифметическое ее значение, которое зависело, естественно, от режима работы вентилятора. Было установлено, что средние значения скорости для этих режимов соответственно равны 5,9; 2,8; 1,5 м/с. В результате датчик скорости устанавливался в позицию 175 мм от низа воздуховода по длинной стороне и вводился в воздуховод на 80 мм по короткой стороне.

Параметры состояния потока регистрировались в контрольных сечениях канала воздухонагреватель – вентилятор – помещение до и после каждого исследуемого элемента эквидистантно через одну секунду. Регистрация показаний датчиков, управление производительностью воздухонагревателя и вентилятора осуществлялись программируемым логическим контроллером ПЛК150 «ОВЕН» с аналоговыми модулями расширения ввода МВА8 и управления МВУ8 в соответствии с режимной картой экспериментальных работ в автоматическом режиме с использованием программного обеспечения CodeSys. Показания протоколировались в MS Office Excel. Максимальное время опроса контроллером одного аналогового входа (датчика) не превышает 0,5 с.

Изменение тепловой производительности воздухонагревателя EA40-20/12 осуществлялось МВУ8 аналоговым сигналом 0–10 В с минимальным шагом 1 В, управляющим симисторным регулятором электрической мощности АШ (ТТС-25). Особенностью работы симисторных регуляторов является ступенчатое переключение тепловыделяющих элементов, приводящее к гармоническим колебаниям температуры потока воздуха. Начальная производительность воздухонагревателя устанавливалась в долях от максимальной мощности воздухонагревателя от 0,0 (0,0 кВт) до 0,9

(10,8 кВт) с шагом 0,1 (1,2 кВт) в зависимости от величины скачка. Переходной процесс запускался скачкообразным изменением управляющего сигнала. Величина скачка могла меняться от 0,1 до 0,5 с шагом 0,1 (1,2 кВт). Производительность вентилятора регулировалась МВУ8 аналоговым сигналом 0–10 В с шагом 1 В, управляемым частотным преобразователем АF (SINUS M). Производительность вентилятора задавалась в долях от минимальной частоты электрического тока от 0,3 (21 Гц) до максимальной – 1,0 (70 Гц) с шагом 0,1 (7 Гц).

В данной работе изучались переходные процессы после скачкообразного изменения тепловой производительности воздухонагревателя при различной фиксированной производительности вентилятора. Наблюдение за переходным процессом велось до момента стабилизации температуры воздушного потока за исследуемыми объектами. Экспериментальные исследования выполнялись сериями. Количество серий определялось сочетанием возможных режимов совместной работы воздухонагревателя и вентилятора, всего выполнена 221 серия. Каждая серия состояла из 18 непрерывно следующих друг за другом единичных экспериментов, которые включали последовательно увеличение (нечетные эксперименты) и уменьшение (четные) теплопроизводительности воздухонагревателя исследуемой модельной системы. Затем полученные данные осреднялись по 9 нечетным (нагрев) и 9 четным (охлаждение) экспериментам.

В каждом единичном эксперименте регистрировались параметры потока при переходе от начальных значений к конечным, при скачкообразном изменении производительности воздухонагревателя. Продолжительность единичного эксперимента была определена по наиболее длительному переходному процессу. Стабилизация параметров состояния потока, проходящего через систему воздухонагреватель–вентилятор, определялась параметром $\varepsilon(\tau) = \Delta t_f(\tau) / \Delta t_h(\tau) \approx \text{const}$, где $\Delta t_f(\tau) = t_3(\tau) - t_2(\tau)$, $\Delta t_h(\tau) = t_2(\tau) - t_1(\tau)$ – соответственно перепады температур в момент времени τ на вентиляторе и на воздухонагревателе. Предварительные измерения показали, что для большинства режимов совместной работы воздухонагревателя и вентилятора продолжительность переходного процесса не превышала 400 с, что определило длительность единичного эксперимента в 500 с, а единичной серии – 2,5 ч.

В ходе экспериментов влагосодержание потока воздуха по каналу воздухонагреватель–вентилятор–помещение специально не измерялось. Его изменение зависело только от влагосодержания забираемого воздуха. Колебания среднемесячного влагосодержания в период январь–февраль варьировались от 1,18 до 1,24 г/кг сухого воздуха, что при расчетах по явной теплоте давало занижение результата за весь период экспериментальных исследований не более чем на 0,23 % по отношению к расчетам по полной теплоте.

Массовый расход воздуха при обработке экспериментальных данных определялся соотношением: $G = [353 / (273 + t_3)] uF$, где F – площадь сечения воздуховода в месте установки датчика скорости. Количество теплоты, выделяемое воздухонагревателем и вентилятором, задается соответственно соотношениями: $Q_h = c_a G(t_2 - t_1)$, $Q_f = c_a G(t_3 - t_2)$, где c_a – теплоемкость

воздуха, принимаемая равной 1005 Дж/(кг · К). Наконец, количество теплоты, аккумулируемое и ассимилируемое воздухом помещения, задавалось формулой $Q_r = c_a G(t_4 - t_3)$. Эксперименты проводились круглосуточно, амплитуда колебаний наружного воздуха не превышала 20 °С.

2. Результаты измерений. Чтобы сделать результаты экспериментов представительными и применимыми для анализа переходных процессов в климатических системах, не изучавшихся экспериментально, обычно используют те или иные параметры подобия. В данной задаче этот параметр должен учитывать изменение производительности воздухонагревателя и вентилятора. Целесообразно поэтому взять относительную избыточную теплоту, рассчитываемую так: для теплоты, выделяемой-поглощаемой воздухонагревателем

$$Q_h^r = \frac{Q_h(\tau) - Q_h(0)}{|Q_h(\tau_*) - Q_h(0)|}, \quad (1)$$

выделяемой-поглощаемой вентилятором

$$Q_f^r = \frac{Q_f(\tau) - Q_f(0)}{|Q_f(\tau_*) - Q_f(0)|}, \quad (2)$$

ассимилируемой воздухом помещения

$$Q_r^r = \frac{Q_r(\tau) - Q_r(0)}{|Q_r(\tau_*) - Q_r(0)|}, \quad (3)$$

где $Q(\tau)$, $Q(0)$, $Q(\tau_*)$ – теплота, выделяемая элементом в текущий τ , начальный $\tau = 0$ и конечный $\tau_* = 500$ с моменты времени. Стоит отметить, что соотношения (1)–(3) аналоги относительной избыточной температуры, используемой при описании нестационарных процессов теплопередачи [10].

Полученные экспериментальные зависимости переходных процессов изменения температуры потока и относительных значений теплоты (1)–(3) после скачкообразного изменения производительности воздухонагревателя типичны и представлены на рис. 2. Здесь рис. 2, *a* соответствует разогреву потока, а 2, *б* – его охлаждению. Температура на входе в воздухонагреватель t_1 соответствует температуре наружного воздуха (забор воздуха осуществлялся снаружи помещения). Температура t_2 характеризует поток в контрольном сечении за воздухонагревателем и перед вентилятором. При разогреве потока воздухонагревателем она растет (рис. 2, *a*), при охлаждении – снижается (рис. 2, *б*). Приведенные данные получены при производительности вентилятора 0,9 (63 Гц) и скачке производительности воздухонагревателя от 0,5 (6 кВт) до 0,8 (9,6 кВт).

Температура t_3 характеризует поток в контрольном сечении за вентилятором и на входе в помещение. При скачкообразном увеличении производительности воздухонагревателя в некоторых сериях (см. рис. 2, *a*) отмечено превышение температуры t_2 над t_3 на участке от 75 до 300 с. Это объясняется высокой теплоаккумулирующей способностью ротора и статора вентилятора, теплообменом между ними и омывающим их потоком воздуха. Чем выше производительность вентилятора, тем интенсивнее

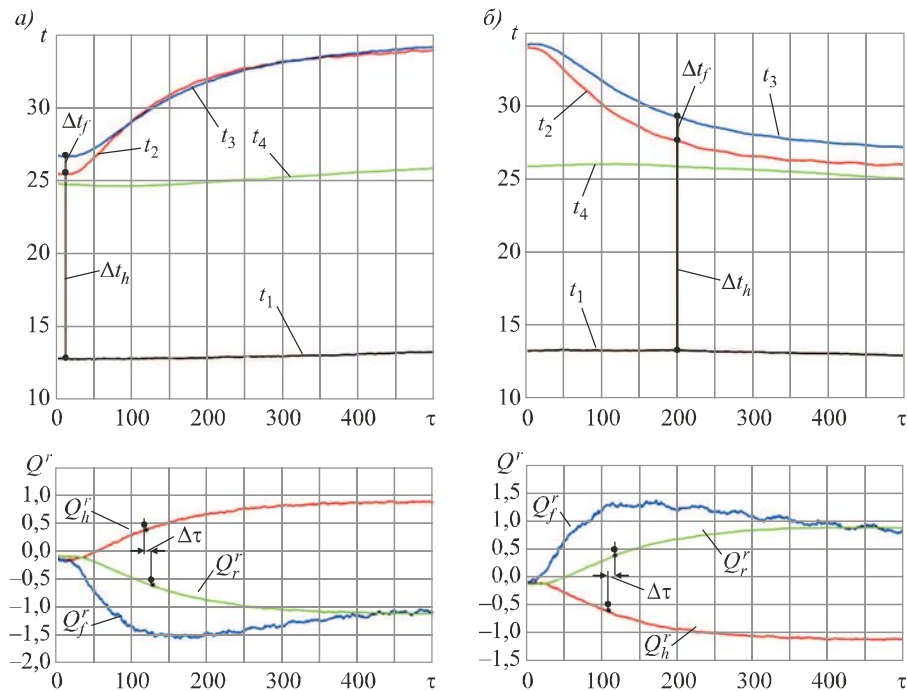


Рис. 2. Экспериментальные зависимости изменения температуры и относительных значений теплоты (1)–(3) от времени при разогреве (а) и охлаждении (б) потока. Режим работы вентилятора 0,9 и воздухонагревателя 0,5–0,8

теплообмен между вентилятором и потоком и тем меньше разница между t_2 и t_3 . При больших скоростях потока эта разница может стать отрицательной, что и показано на рис. 2, а. В процессе охлаждения на начальном участке от 0 до 20 с температура t_3 незначительно превышает t_2 для приведенного режима работы вентилятора, а затем t_2 становится систематически меньше t_3 (см. рис. 2, б).

Температура t_4 характеризует поток на выходе из обслуживаемого системой помещения. Эта температура ведет себя не монотонно. При разогреве около $\tau \sim 75$ с имеет место небольшой минимум, а при охлаждении – небольшой максимум. Это связано с ассимилирующей способностью воздушного объема помещения, производительностью вентилятора и зависит от кратности воздухообмена $k=L/V$, где L – объемный расход приточного воздуха, определенный по скорости потока, а V – объем помещения. Чем выше k , тем меньше сказывается ассимилирующая способность воздуха помещения на параметры микроклимата.

Эволюция во времени количества относительной избыточной теплоты Q^r , выделяемой воздухонагревателем, вентилятором и ассимилируемое воздухом помещения, при нагреве и охлаждении представлена соответственно на рис. 2, а и 2, б. При разогреве теплота, выделяемая воздухонагревателем, естественно растет, а при охлаждении – падает, причем рост и падение происходят практически на одну и ту же величину. Напротив, количество относительной избыточной теплоты, выделяемой вентилятором в первом случае, на начальной стадии падает, достигает минимума, а затем

растет и стабилизируется. При охлаждении наблюдается обратная эволюция – выделяемая вентилятором относительная избыточная теплота на начальной стадии растет, достигает максимума, а затем падает и также стабилизируется. Экстремумы эволюции относительной избыточной теплоты, выделяемой или поглощаемой вентилятором, объясняются разной скоростью изменения температур до и после вентилятора (t_2 и t_3) в динамике переходного процесса.

Эволюция относительной избыточной теплоты, ассимилируемой воздухом помещения, развивается в противофазе теплоте, выделяемой воздухонагревателем, но с некоторым запаздыванием $\Delta\tau$. Для приведенного на рис. 2 режима работы вентилятора $\Delta\tau \approx 10$ с. Для режимов с меньшей производительностью $\Delta\tau$ увеличивается. Так, для режима вентилятора 0,4 (28 Гц) $\Delta\tau \approx 16$ с. Запаздывание связано с кратностью воздухообмена, т.е. с уменьшением k запаздывание $\Delta\tau$ растет.

Для изучения качественного характера переходных процессов представим эволюцию полученных данных в терминах (1)–(3). Рассмотрим процесс разогрева потока воздухонагревателем. Он описывается кривой, на которой можно выделить четыре характерных участка (см. рис. 2, а). На участке от 0 до 20 с $\Delta t_h \approx \text{const}$ и прирост Q_h^r нулевой. Продолжительность начального участка зависит от уставки постоянной времени симисторного регулятора производительности воздухонагревателя. На участке от 20 до 40 с прирост Q_h^r резко (практически экспоненциально) увеличивается, происходит разгон производительности воздухонагревателя, так как Δt_h быстро растет. На участке от 40 до 70 с Q_h^r растет практически линейно, а рост Δt_h плавно замедляется и достигает своего максимума. Затем на участке 40 до 450 с темп прироста Δt_h замедляется и экспериментальная зависимость Q_h^r приближается к +1, что свидетельствует о достижении установившегося процесса нагрева воздуха $Q_h(\tau) = Q_h(\tau_*)$, а Δt_h в конце участка стабилизируется, принимая большее значение, чем перед скачком. Знак плюс перед единицей означает, что элемент системы в конце переходного процесса выделяет теплоты больше, чем перед его началом, т.е. $Q_h(\tau_*) > Q_h(0)$.

В процессе охлаждения потока воздухонагревателем эволюция Q_h^r (см. рис. 2, б) ведет себя подобно только что описанной с той лишь разницей, что воздухонагреватель скачкообразно снижает свою теплопроизводительность. Здесь снова можно выделить четыре характерных этапа эволюции Q_h^r . На первом поглощаемое количество теплоты нулевое, затем происходит резкое падение теплоты, сменяемое участком ее линейного со временем уменьшения. На четвертом участке Q_h^r монотонно снижается и выходит на значение –1.

Реактивное поведение вентилятора (т.е. происходящее за счет изменения теплообмена между внутренними конструкционными элементами вентилятора и потоком) при скачкообразном нагреве и охлаждении потока в воздухонагревателе характеризуется экспериментальной кривой изменения относительной избыточной теплоты Q_f^r , представленной соответственно на рис. 2, а и 2, б. Эти переходные процессы протекают в противофазе процессам, проходящим в воздухонагревателе. Однако эволюция

переходных процессов в вентиляторе несколько сложнее, чем у воздухонагревателя. Это объясняется тем, что вентилятор является теплоинерционным элементом с внутренним источником теплоты. Собственные тепловыделения вентилятора зависят от его производительности и давления, а также от конструктивных особенностей. В представленных примерах производительность вентилятора оставалась неизменной для каждой серии экспериментов. При нагревании на начальном участке от 0 до 20 с $\Delta t_f \approx \text{const}$ и, следовательно, снижение Q_f^r нулевое (см. рис. 2, а), его продолжительность зависит от длительности начального участка воздухонагревателя. На участке от 20 до 40 с Q_f^r быстро уменьшается, происходит активное поглощение теплоты, выделяемой воздухонагревателем, на прогрев конструктивных элементов тела вентилятора (ротора, статора, рабочего колеса, корпуса). Этот процесс является следствием различных скоростей роста температур t_2 и t_3 . Температура за вентилятором растет медленнее, чем перед ним.

На участке от 40 до 75 с интенсивность прогрева конструктивных элементов вентилятора теплотой, выделяемой воздухонагревателем, стабилизируется. Скорость роста t_2 увеличивается. В конце участка $Q_f(\tau) = Q_f(\tau_*)$ и соответственно $Q_f^r = -1$, это означает, что вентилятор поглощает теплоту от проходящего через него потока на собственный прогрев, т.е. $Q_f(\tau_*) < Q_f(0)$. В начале участка от 75 до 175 с $Q_f^r = 0$, так как $t_3 = t_2$, и $\Delta t_f(\tau) = 0$, т.е. температура перед вентилятором повышается и достигает температуры за ним. Интенсивность прогрева начинает снижаться, в результате в конце участка разница температур $\Delta t_f(\tau) = t_3 - t_2$ достигает минимума и может быть даже отрицательной (для режимов с максимальной или близкой к ней производительностью вентилятора). Наконец, на заключительном участке (от 175 до 450 с) интенсивность поглощения вентилятором теплоты монотонно приближается к нулю и Q_f^r стремится к $Q_f(\tau_*)$, а Q_f^r к -1 , т.е. тепловыделения вентилятора в конце процесса стабилизации меньше, чем в начале из-за снижения теплообмена между вентилятором и потоком с более высокой температурой, что свидетельствует о уменьшении температурного напора между ними.

Переходной процесс охлаждения потока при скачкообразном снижении производительности воздухонагревателя аналогичен нагреву с той лишь разницей, что процессы изменения Q_h^r , Q_f^r и Q_r^r протекают практически симметрично относительно оси времени.

3. Обсуждение полученных результатов. Как уже отмечалось ранее, в данной работе изучались переходные процессы скачкообразного изменения тепловой производительности воздухонагревателя при какой-либо постоянной производительности вентилятора. Всего, как указывалось, была проведена 221 серия экспериментов при различном сочетании возможных режимов работы последовательно связанной системы воздухонагревателя и вентилятора. Так, скачки тепловой мощности воздухонагревателя варьировались от 0 до 0,5 (в долях) с шагом 0,1 от его максимального значения. Производительность вентилятора устанавливалась в диапазоне от 0,3 до 1,0 с шагом 0,1 от максимальной частоты электрического тока, соответствующей 70 Гц.

Полученные результаты оказались достаточно типичны и качественно аналогичны обсужденным в предыдущем разделе. Фактически все данные являются подобными. Чтобы продемонстрировать выявленные закономерности, в данном разделе рассмотрена эволюция относительной избыточной теплоты, с одной стороны, при двух фиксированных величинах скачка теплопроизводительности воздухонагревателя 0,2 и 0,4, но при разных производительностях вентилятора, а с другой – при двух фиксированных величинах производительности вентилятора 0,4 и 0,7, но при разных величинах скачка теплопроизводительности воздухонагревателя.

На рис. 3 представлена эволюция относительной избыточной теплоты воздухонагревателя, находящегося в активном состоянии, при различных постоянных режимах работы вентилятора (0,9; 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3) и при двух вариантах скачка теплопроизводительности воздухонагревателя (0,2 (а) и 0,4 (б)). Изменение Q_h^r имеет характерный вид, соответствующие кривые монотонно растут при нагреве (верхние кривые) или снижаются при охлаждении (нижние кривые) воздуха. При этом те и другие экспериментальные данные практически симметричны относительно оси абсцисс (времени). Форма кривых слабо зависит от величины скачка и определяется лишь производительностью вентилятора. Выпуклость кривых увеличивается с ростом производительности вентилятора.

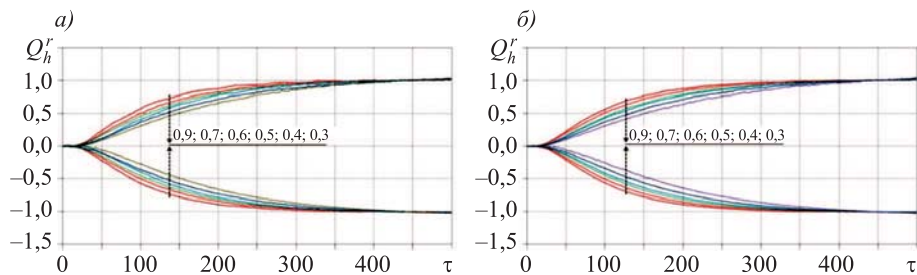


Рис. 3. Изменения Q_h^r (1) от времени при разогреве и охлаждении потока для различных режимов работы вентилятора и скачке на 0,2 (а) и 0,4 (б) тепловой мощности воздухонагревателя

Подобное поведение кривых Q_f^r (2) для вентилятора, находящегося в реактивном состоянии, и Q_r^r (3) для помещения в пассивном, можно наблюдать на рис. 4 и 5. В случае, когда имеет место скачок тепловой мощности воздухонагревателя при фиксированной производительности вентилятора, характер эволюции выделяемой-поглощаемой (ассимилируемой) теплоты качественно меняется. В качестве примера на рис. 6 представлена эволюция Q_h^r для двух вариантов фиксированной производительности вентилятора (0,4 рис. 6, а и 0,7 рис. 6, б) и следующих скачках тепловой мощности воздухонагревателя: 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 и 0,5. Для воздухонагревателя, находящегося в активном состоянии, эволюция Q_h^r не зависит от величины скачка теплопроизводительности воздухонагревателя и определяется лишь производительностью вентилятора (сравни рис. 6, а и 6, б). Выпуклость кривой тем больше, чем выше производительность вентилятора. Анало-

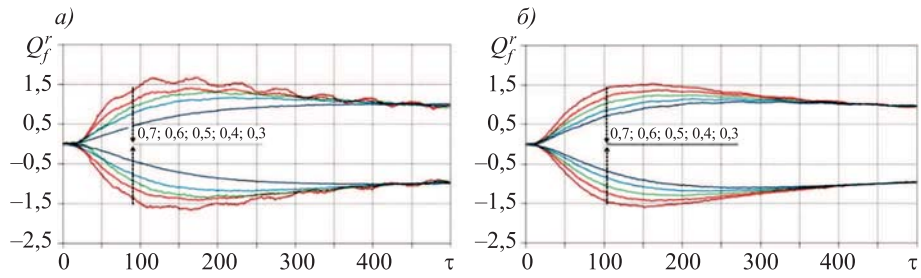


Рис. 4. Изменения Q_f^r (2) от времени при разогреве и охлаждении потока для различных режимов работы вентилятора и скачке на 0,2 (а) и 0,4 (б) тепловой мощности воздухонагревателя

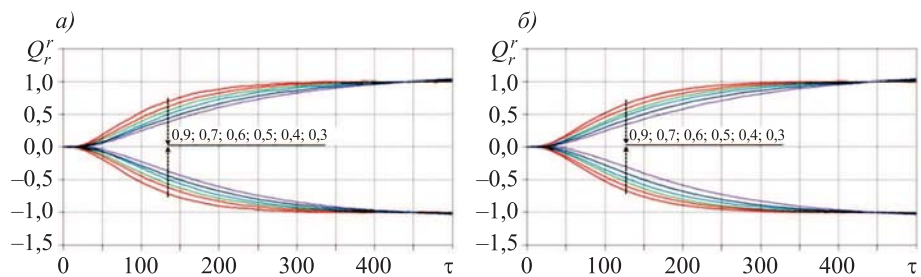


Рис. 5. Изменения Q_r^r (3) от времени при разогреве и охлаждении потока для различных режимов работы вентилятора и скачке на 0,2 (а) и 0,4 (б) тепловой мощности воздухонагревателя

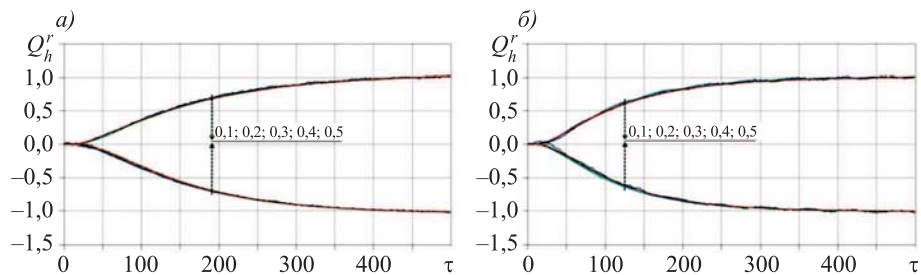


Рис. 6. Изменения Q_h^r (1) от времени при разогреве и охлаждении потока для различных скачков тепловой мощности воздухонагревателя и режимов работы вентилятора 0,4 (а) и 0,7 (б)

гично ведут себя и кривые эволюции выделяемой-поглощаемой (ассимилируемой) теплоты для вентилятора, находящегося в реактивном Q_f^r и пассивном Q_r^r состояниях.

4. Заключение. Приведенные в данной статье результаты изучения работы модельной системы нагреватель – вентилятор – помещение позволяют сформулировать достаточно общие выводы о закономерностях функционирования подобных систем. Рассмотренная система, хотя и является модельной, вполне представительна и для практических целей, поскольку здесь применялось типовое канальное вентиляционное оборудование, изготавливаемое как отечественными, так и зарубежными производителями.

Следует отметить, что особенностью конструкции канальных вентиляторов, вентиляционных секций каркасных установок и им подобным конструкциям является то, что электродвигатель находится внутри корпуса устройства, т.е. в потоке перемещаемого воздуха. Это приводит к значительной теплоаккумуляционной способности вентиляционного агрегата, что сказывается на запаздывании изменения температуры потока на выходе из агрегата от изменения температуры на входе в него. Этот факт отмечен на рис. 2 различными скоростями изменения температур t_2 и t_3 , т.е. до и после вентилятора, что привело к появлению экстремума в эволюции относительной избыточной теплоты Q_f' . Нахождение вентилятора в канале увеличивает также разогрев потока за счет ассимиляции им выделяемой теплоты, причем разогрев значительный. Он кратно превышает принятый в литературе и зависит от температуры входящего в него потока, что обычно не учитывается при термодинамическом анализе обработки влажного воздуха в элементах климатических систем.

Эксперименты позволяют качественно выделить три основных состояния системы воздухонагреватель – вентилятор – помещение: активное, реактивное и пассивное. Активное состояние характерно для воздухонагревателя как объекта регулирования, реактивное – для вентилятора, реагирующего на внешнее возмущение потока, а пассивное – для помещения как объекта контроля, где внутренними и внешними источниками и стоками потоков теплоты формируется микроклимат.

Наличие переходных процессов в элементах климатических систем с переменным расходом воздуха (в системах кондиционирования, вентиляции, отопления с переменным расходом теплоносителя и т.п.) является типичным и необходим универсальный критерий их оценки, классификации и регулирования. В данной работе в качестве такого критерия предлагается выбрать относительную избыточную теплоту. Это позволило не только обобщить и нормировать экспериментальные данные, но и впервые выявить закономерности эволюции относительной избыточной теплоты и качественный вид функциональных связей между начальными и конечными параметрами потока. Выполненная качественная идентификация экспериментальных данных дает возможность функционально описать эволюцию относительной избыточной теплоты для достаточно широкого класса систем и будет представлена в специальной работе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Семенов Б.А., Гордеев А.Г. Оценка резервов экономии теплоты от автоматизации теплоснабжения зданий // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: Материалы IV Рос. науч.-техн. конф. Ульяновск: Изд-во УлГТУ, 2003. С. 235–238.
2. Шкловер А.М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961. 160 с.
3. Кувшин Ю.Я. Энергосбережение в системе обеспечения микроклимата зданий. М.: Изд-во АСВ, 2010. 320 с.
4. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. СПб.: Изд-во ООО «АТ», 2005. Т. 1. 504 с.

5. Багаев А.А., Калинин В.И., Горшенин В.Г. Передаточная функция электродного водонагревателя по мощности // Вестн. Алт. гос. аграр. ун-та. 2013. № 11. С. 91–93.
6. Ханнанова В.Н. Математическая модель поддержания температуры воздуха в помещении с использованием метода количественно-качественного регулирования // Вестн. Казан. технол. ун-та, 2014. Т. 17, № 22. С. 387–391.
7. Панферов В.И., Панферов С.В. Динамическая модель отопительных приборов и систем // Вестн. Юж.-Урал. гос. ун-та. Сер.: Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. 2015. Т. 15, № 2. С. 75–82.
8. Кулеш Д.Ю., Звенигородский И.И., Ларионов А.Н., Чабала А.П. Динамическая модель процесса нагрева воздуха в теплообменных аппаратах центральной системы кондиционирования воздуха // Вестн. Воронеж. гос. техн. ун-та. 2012. Т. 8, № 7-1. С. 29–32.
9. Тарасов В.А., Калинин А.Г., Тарасова В.В., Афанасьев В.В. Динамические тепловые характеристики ограждающих конструкций // Вестн. Чуваш. ун-та. 2016. № 3. С. 124–131.
10. Богословский В.Н., Крупнов Б.А., Сканава А.Н. и др. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 1. Отопление. М.: Стройиздат, 1990. 344 с.

Мансуров Рустам Шамильевич, канд. техн. наук, доц.; E-mail: rmansurov@inbox.ru
Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)
Рудяк Валерий Яковлевич, д-р физ.-мат. наук, проф.; E-mail: valery.rudyak@mail.ru
Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)

Получено 19.09.18

Mansurov Rustam Shamiljevich, PhD, Ass. Professor; E-mail: rmansurov@inbox.ru
Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin), Russia
Rudyak Valery Yakovlevich, DSc, Professor; E-mail: valery.rudyak@mail.ru
Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin), Russia

EXPERIMENTAL STUDY OF TRANSIENT PROCESSES IN THE SYSTEM THE HEATER-FAN-ROOM

The transient processes in the heater-fan-room model system were experimentally studied and analyzed. The relative excess heat is proposed as a dimensionless parameter in the analysis and normalization of experimental data. The regularities and the main qualitative types of the evolution of the relative excess heat in the elements of the model system are revealed.

Key words: transient process, relative excess heat, climate system.

REFERENCES

1. Semenov B.A., Gordeyev G.A. Otsenka rezervov ekonomii teploty ot avtomatizatsii teplopotrebleniya zdaniy [Estimation of reserves of economy of heat from the automation of heat consumption of buildings]. Energoberezhenie v gorodskom khozyaystve, energetike, promyshlennosti: Materialy IV Rossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii [The energy Saving in municipal economy, energy, industry: Materials of IV Russian scientific-of Techn. Conf.]. Ulyanovsk: UISTU publishing House, 2003. Pp. 235–238. (in Russian)

2. Shklover A.M. Teploperedacha pri periodicheskikh teplovykh vozdeystviyakh [Heat transfer under periodic thermal effects]. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat, 1961. 160 p. (in Russian)
3. Kuvshinov Yu.Ya. Energoberezhenie v sisteme obespecheniya mikroklimata zdaniy [Energy Saving in the system of microclimate of buildings]. Moscow, Publishing house ASV, 2010. 320 p. (in Russian)
4. Sotnikov A.G. Protsessy, apparaty i sistemy konditsionirovaniya vozdukhа i ventilyatsii [Processes, devices and air conditioning and ventilation systems]. St. Petersburg, LLC "AT" Publishing house, 2005. 504 p. (in Russian)
5. Bagaev A.A., Kalinin V.I., Gorshenin V.G. Peredatochnaya funktsiya elektrodnogo vodonagrevatelya po moshchnosti [The Transfer function of the electric heater in power]. Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta [Bulletin of the Altai State Agrarian University]. 2013. No. 11. Pp. 91–93. (in Russian)
6. Khannanova V.N. Matematicheskaya model' podderzhaniya temperatury vozdukhа v pomeshchenii s ispol'zovaniem metoda kolichestvenno-kachestvennogo regulirovaniya [A mathematical model maintain the temperature of the air in the room using the method of quantitative and qualitative regulation]. Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta [Bulletin Kazan. Technological University]. 2014. Vol. 17, No. 22. Pp. 387–391. (in Russian)
7. Panferov V.I., Panferov S.V. Dinamicheskaya model' otopitel'nykh priborov i system [Dynamic model of heating devices and systems]. Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Komp'yuternye tekhnologii, upravlenie, radioelektronika [Bulletin of South Ural State University. Series: Computer technology, control, radio electronics]. 2015. Vol. 15, No. 2. Pp. 75–82. (in Russian)
8. Kulesh D.Yu., Zvenigorodskiy I.I., Larionov A.N., Chabala A.P. Dinamicheskaya model' protsessа nagreva vozdukhа v teploobmennyykh apparatakh tsentral'noy sistemy konditsionirovaniya vozdukhа [Dynamic air heating system in the Central air conditioning system]. Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta [Bulletin of Voronezh State Technical University]. 2012. Vol. 8, No. 7-1. Pp. 29–32. (in Russian)
9. Tarasov V.A., Kalinin A.G., Tarasova V.V., Afanasiev V.V. Dinamicheskie teplovyе kharakteristiki ograzhdayushchikh konstruksiy [Thermal characteristics of enclosing structures]. Vestnik Chuvashskogo universiteta [Bulletin of Chuvash University]. 2016. No. 3. Pp. 124–131. (in Russian)
10. Bogoslovskiy V.N., Krupnov B.A., Skanavi A.N. et al. Vnutrennie sanitarno-tekhnicheskie ustroystva: V 3 chastyakh. Chast' 1. Otoplenie [Internal sanitary devices. 3 h. H. 1. Heating]. Moscow, Stroyizdat, 1990. 344 p. (in Russian)